

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
Государственное высшее учебное заведение
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»



И.А. Таран

ТРАНСМИССИИ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВАЗОВ

Монография

Днепропетровск

НГУ
2012

УДК 622.625.28
ББК 33.16
Т19

Рекомендовано до друку
вченою радою Державного ВНЗ «Національний гірничий університет»
(протокол № 6 від 27 червня 2012 р.)

Рецензенти:

В.І. Самуся – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри гірничої механіки
(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»);

Г.І. Нечаєв – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри транспортних
систем і логістики (Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля,
м. Луганськ).

Таран, І.О.

Т19 Трансмиссии шахтных дизелевозов [Текст]: моногр. / И.А. Таран. – Д.:
Национальный горный университет, 2012. – 256 с.

ISBN 978 – 966 – 350 – 358 - 5

Монографія посвящена особливостям формування і передачі потоків потужності в елементах трансмісії для обґрунтування типу трансмісії, забезпечуючої необхідне тягове зусилля і безступінчатого регулювання швидкості руху дизелевоза в заданому діапазоні при роботі дизельного двигача з постійною частотою обертання колінвала, забезпечуючої мінімальні виброси і споживання палива. Розподілення потоків накладає значительне обмеження на структуру і кінематическу схему двохпоточної безступінчатої трансмісії, котра для любого необратимого вариатора должна допускать только параллельные потоки мощности от двигателя до ведущих колес тягово-транспортной машины.

Для студентів, інженерно-технічних працівників, співробітників вищих навчальних закладів, науково-дослідницьких інститутів і проектних організацій вугільної промисловості.

Ил. 130. Библиогр.: 304 назв.

УДК 622.232.28
ББК 33.16

© І.О. Таран, 2012

© Державний ВНЗ «Національний гірничий
університет», 2012

ISBN 978 – 966 – 350 – 358 - 5

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	8
1.1. Общие сведения.....	8
1.2. Анализ возможности применения различных передач мощности в шахтных дизелевозах.....	13
1.3. Структурный синтез бесступенчатых трансмиссий: решенные и нерешенные задачи.....	21
1.4. Основной механизм трения при качении колеса по рельсу.....	27
1.5. Постановка задач исследования.....	36
РАЗДЕЛ 2. ГИДРООБЪЕМНЫЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОДЫ КАК ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ДИЗЕЛЕВОЗОВ.....	38
2.1. Анализ конструкций и технических характеристик современных объемных гидромашин и гидрообъемных передач.....	38
2.2. Особенности работы двухпоточных бесступенчатых трансмиссий на базе вариаторов разных видов.....	43
2.3. Построение и анализ универсальных характеристик гидропередач на базе аксиально- и радиально-поршневых гидромашин.....	47
2.4. Математическая модель потерь и КПД электрических передач на базе электрических машин переменного тока. Построение универсальных характеристик электрических передач.....	55
2.4.1. Математическая модель потерь, КПД и алгоритм построения универсальных характеристик электрических передач.....	55
2.4.2. Сравнение универсальных характеристик объемных и электрических передач.....	64
2.5. Выводы.....	66
РАЗДЕЛ 3. НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВОЗОВ.....	68
3.1. Технология матричного моделирования трансмиссий и теоретические основы автоматизированного структурного синтеза трансмиссий дизелевозов.....	68
3.2. Введение базисных матриц синхронного генератора, частотного преобразователя, асинхронного двигателя и электрической передачи в целом.....	79
3.3. Закономерности передачи мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий.....	85
3.4. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров бесступенчатых трансмиссий дизелевозов на примере альтернативных вариантов трансмиссий.....	92
3.5. Научное обоснование рациональных конструктивных параметров двухпоточных гидрообъемно-механических и электрических бесступенчатых трансмиссий для шахтных дизелевозов.....	96

3.6. Расчеты испытания трансмиссии для мотовоза МТ-1:	105
3.7. Выводы.....	112
РАЗДЕЛ 4. МАТЕМАТИЧЕСКИЙ ИНСТРУМЕНТАРИЙ ДЛЯ ВЫБОРА КОНСТРУТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВОЗОВ.....	114
4.1. Среднеинтегральный КПД трансмиссий шахтных дизелевозов как критерий определения наиболее рационального множества их конструктивных параметров.....	114
4.2. Система интегральных стохастических критериев по тяговой динами- ке, КПД, мощности тепловыделений и топливной экономичности для транс- миссий шахтных дизелевозов	118
4.3. Универсальные характеристики гидрообъемно-механических и элект- ромеханических трансмиссий шахтного дизелевоза.....	126
4.4. Динамика шахтного дизелевоза со ступенчатой трансмиссией.....	135
4.4.1. Динамическая модель ступенчатой механической трансмиссии ди- зелевоза.....	136
4.4.2. Моделирование подсистемы двигатель – трансмиссия – ведущие колеса.....	140
4.4.3. Моделирование подсистемы рама – система подвешивания – дви- жатель.....	151
4.4.4. Апробация математической модели и результаты решений.....	155
4.5. Выводы.....	158
РАЗДЕЛ 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СЦЕПЛЕНИЯ В КОНТАК- ТЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС» ПРИ НАЛИЧИИ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СРЕДЫ.....	160
5.1. Экспериментальные методы исследования сцепления колеса с рельсом.....	160
5.2. Экспериментальные исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды.....	161
5.3. Условия образования и реализации силы тяги при наличии в зоне контакта пары колесо-рельс промежуточной среды.....	187
5.4. Выводы.....	203
РАЗДЕЛ 6. ТЕХНОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА БЕС- СТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВОЗОВ.....	204
6.1. Анализ движения дизелевозов со ступенчатыми механическими, электромеханическими и гидрообъемно-механическими трансмиссиями.....	204
6.2. Методика комплексной оценки, сравнения альтернативных вариантов и идеология автоматизированного конструирования бесступенчатых трансми- сий шахтных дизелевозов	218
6.3. Результаты сравнительного анализа альтернативных вариантов трансмиссий для шахтных дизелевозов	223
6.4. Выводы.....	232
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	234
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	237

ВВЕДЕНИЕ

По мнению мирового энергетического сообщества, включающего производителей нефти и газа, основными источниками энергии в долгосрочном периоде будут уголь и атомная энергетика. Стратегический вектор энергетического развития Украины, определенный национальной «Энергетической стратегией на период до 2030 года», направлен на техническое перевооружение и интенсификацию угольного производства за счет внедрения новой техники. Анализ работы угольных шахт Украины показал, что практически вся номенклатура горно-шахтного оборудования претерпела модернизацию. Не соответствует современным требованиям производства, безопасности и промсанитарии только шахтный локомотивный транспорт. Повышение производительности и надежности локомотивной откатки – наиболее значительный вопрос развития отрасли.

Эффективность работы рельсового транспорта шахт определяется техническим совершенством средств тяги – локомотивов, наиболее перспективные из которых – дизелевозы. На шахтах Украины работает свыше 60 единиц техники производства чешской фирмы «Ferrit», накоплен положительный опыт их эксплуатации. Достоинства дизелевозов, распространенных во многих угледобывающих странах мира определяют актуальность работ по созданию национальных образцов дизелевозов, формирующих перспективное направление шахтного локомотивостроения.

Силовые установки дизелевозов – тепловые двигатели, не в состоянии обеспечить изменение параметров потока механической энергии в пределах, требуемых для выполнения различных тяговых и маневровых работ. Регулирование силовых и скоростных параметров потока механической энергии в дизельных двигателях нерационально, так как расширение диапазона регулирования связано со значительным расходом топлива и увеличением выхлопа в шахтную атмосферу. Для этих целей применяют преобразующе-передающую систему – трансмиссию. Учитывая, что эффективная передача энергии, реализуемой в тяговое усилие, обуславливается трансмиссиями, развитию научных представлений по совершенствованию трансмиссии шахтного дизелевоза посвящена данная работа. Результаты научных исследований и методики, применяемые в тепловозостроении, неприемлемы вследствие специфических условий работы шахтных локомотивов.

Движение дизелевоза осуществляется за счет энергии его двигателя, реализуемой в результате взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью – рельсом. В шахтном локомотивостроении применяются зависимости коэффициента сцепления колеса и рельса, установленные на основании экспериментальных исследований проведенных в 1950...1960 гг., что приводит к недоиспользованию тяговых возможностей локомотива. Отсутствие однозначного объяснения природы сил трения и, что важно для расчетов, разработанных математических моделей и доведенных до количественной оценки методик теоретического определения фрикционных характеристик контактирующих колеса и рельса при наличии промежуточной среды, характерной для шахтных условий,

не позволяет оценить энергетические затраты реализуемые трансмиссией в тяговое усилие. Без этого невозможно разработать систему критериев для сравнения альтернативных вариантов трансмиссий.

Для более точного формализованного отображения характеристики сцепления в математических моделях чрезвычайно важно провести экспериментальные исследования взаимодействия фрикционной пары колесо-рельс при наличии промежуточной среды с применением современных средств регистрации и обработки данных. Это позволит повысить тяговые возможности локомотива не за счет наращивания абсолютных значений мощности дизеля или сцепного веса, а более эффективного их использования.

Научная проблема состоит в определении зависимостей формирования и передачи потоков мощности в элементах трансмиссии шахтного дизелевоза в рабочем диапазоне эксплуатационных скоростей, развитии модельных представлений задачи фрикционного взаимодействия колеса и рельса во взаимосвязи с поверхностными явлениями на контактирующих поверхностях, разработке обобщенной интегральной системы критериев оценки эффективности альтернативных вариантов трансмиссий в реальных условиях эксплуатации для обоснования новых технических решений по совершенствованию трансмиссии шахтного дизелевоза.

Идея заключается в использовании закономерностей формирования и передачи потоков мощности в элементах трансмиссии для обоснования типа трансмиссии обеспечивающей необходимое тяговое усилие и бесступенчатое регулирование скорости движения дизелевоза в заданном диапазоне при работе дизельного двигателя с постоянной частотой вращения коленвала, обеспечивающей минимальные выбросы и потребление топлива.

Процессы формирования кинематических и силовых потоков в элементах произвольных трансмиссий любой структуры с последующим анализом движения системы «двигатель-трансмиссия-дизелевоз» для выбора её параметров, с учетом характеристики сцепления пары «колесо-рельс» являются объектом исследования. В качестве предмета исследования выбраны взаимосвязи кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии в процессе технологических операций выполняемых дизелевозом.

Реализованный подход вытекает из современного состояния исследований силовых передач движения и трения качения. Он обоснован анализом результатов соответствующих научных работ посвященных теоретическим и экспериментальным исследованиям трансмиссий и особенностям реализации силы тяги рельсовыми экипажами.

Теоретические исследования трансмиссий базируются на основных положениях теоретической и прикладной механики, применении методов математического моделирования, функционального анализа, теории дифференциальных уравнений, численных и итерационных методов решения: метод матричной алгебры и теория электрических машин применены для развития методики матричного математического моделирования трансмиссий; теория машин и механизмов, теория замкнутых двухпоточных передач, дифференциальное и интегральное исчисление для нахождения закономерностей формирования, распре-

деления, передачи потоков мощности и характера изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы трансмиссий; численные методы интегрирования для получения результатов математического моделирования системы «двигатель-трансмиссия-дизелевоз»; объектно-ориентированное программирование для создания компьютерной реализации разработанных методик.

Определение фрикционных характеристик пары колесо – рельс проводилось экспериментально и теоретически – с использованием гидродинамической теории смазки (приближенные уравнения Рейнольдса) и асимптотических методов. Экспериментальные исследования проводились на машине трения, отличающейся от известных реализацией качения со скольжением рабочего ролика, который нагружен крутящим моментом. Полученные экспериментальные характеристики использовались в качестве исходных данных для математических моделей.

Реализация структурной и кинематической схемы в трехмерную модель трансмиссии шахтного дизелевоза осуществлялась в среде Solid Works.

Достоверность обеспечивается сравнением результатов теоретических и экспериментальных исследований.

В монографии предложена общая идеология автоматизированного конструирования (от этапа схемного решения до 3D-модели) трансмиссий шахтных локомотивов, а также методика и программное обеспечение, позволяющие проводить комплексную оценку и сравнение альтернативных вариантов трансмиссий. Исследования трансмиссий проводились применительно к шахтным дизелевозам, однако с определенной степенью коррекции, результаты могут быть применимы для других типов тягово-транспортных колесных и гусеничных машин.

Результаты работы внедрены в отраслевом нормативном документе – «Стандарт Минуглепрома Украины «Транспорт шахтный локомотивный. Перевозка людей и грузов в выработках с уклоном пути от 0,005 до 0,05. Общие технические требования» СОУ 10.1.00185790.007:2006» зарегистрированным ГП «УкрНИУЦ» 28.11.2006 № 3259752/1265.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Общие сведения

Системное пренебрежение таким определяющим элементом, как подземный транспорт, привело к тому, что шахтный локомотивный транспорт остаётся одним из проблемных вопросов угольной отрасли. Это объясняется, с одной стороны, постоянно ухудшающимися горно-геологическими условиями из-за углубления горных работ, удаления и рассредоточения добычных участков в пределах шахтного поля, а с другой – низким техническим уровнем транспортного оборудования. Известны новые разработки механизированных крепей, скребковых и ленточных конвейеров, проходческих и очистных комбайнов, пусковой и измерительно-контрольной аппаратуры, средств автоматизации. Остаётся неизменными только шахтный локомотивный транспорт. На подземных магистралях эксплуатируется легенда шахтного транспорта – электровоз АМ8Д, справочно-конструкторская документация на который была разработана в конце 50-х – начале 60-х годов [274].

Задачи расчета силы тяги являются одними из основных для рельсовых локомотивов. Их решением для случаев движения, в частности, на криволинейных участках пути занимались такие ученые, как Е.П. Блохин, М.Ф. Вериго, И.В. Данович, В.Н. Кашников, А.Я. Коган, М.Л. Коротенко, С.М. Куценко, В.А. Лазарян, В.Б. Медель, Д.К. Минов, Н.А. Радченко, Ю.С. Ромен и другие.

Закономерности и методы улучшения фрикционных условий контактирования колес с рельсами в физико-химическом и реологическом аспектах изучались многими исследователями. Среди них можно выделить имена А.М. Бабичкова, М.П. Барского, Л.А. Вуколлова, А.Л. Голубенко, Ю.А. Евдокимова, В.Г. Иноземцева, И.П. Исаева, В.М. Казаринова, С.И. Косикова, А.И. Костюкевича, Б.Н. Лежавы, Ю.М. Лужнова, П.Г. Муратова, А.П. Павленко, В.А. Попова, Л.М. Пыжевича, Г.В. Самме, М.А. Спицына, В.Н. Старченко, А.В. Чичинадзе.

Применительно к шахтному рельсовому транспорту и тяговым агрегатам, вопросы относящиеся к пространственному движению, формированию сил тяги и торможения решали С.Е. Блохин, К.А. Зиборов, О.В. Дерюгин, В.П. Кондрахин, А.Н. Коптовец, Б.А. Кузнецов, В.В. Мишин, Е.Е. Новиков, Г.Я. Палант, Н.С. Поляков, В.В. Процив, А.А. Ренгевич, В.И. Самуся, В.А. Салов, А.А. Сердюк, А.О. Спиваковский, Л.А. Франчук, П.С. Шахтарь, Л.Н. Ширин, Э.М. Шляхов, В.Г. Шорин и другие.

Расстояние транспортирования и величина грузопотока являются основными, определяющими условиями при выборе вида транспорта по магистральным выработкам. Конвейерный целесообразно применять при сравнительно небольшой протяженности выработок с высоким грузопотоком, а локомотивный – при значительном расстоянии транспортирования [216, 277].

Перспективным направлением совершенствования локомотивного транспорта шахт Украины неразрывно связанным с повышением мощности тяговых

единиц и увеличением скорости движения поездов является использование дизелевозов (ДЛ), получивших наибольшее распространение на шахтах западноевропейских стран – их удельный вес в общем парке локомотивов составил в Бельгии 82,5%, в Англии 74,6%, во Франции 57,5% [299].

Созданию ДЛ для угольной промышленности СССР предшествовали работы Донгипроуглемаша, ИГД им. А. А. Скочинского и МакНИИ посвященные определению целесообразности создания шахтных локомотивов с дизельным двигателем (ДД). Техничко-экономические расчеты по определению стоимости откатки ДЛ и аккумуляторными электровозами (АЭ), учитывающие возможность дополнительной подачи воздуха в шахту и необходимости увеличения сечения выработок, показали, что капитальные и эксплуатационные затраты при дизельной откатке в 2 – 3 раза меньше, чем при аккумуляторной. Однако из расчетов, проведенных для ДЛ Д10 мощностью 48,6 кВт (66 л.с.), видно, что при существующих нормативах подачи воздуха в шахту и требованиях санитарии к рудничной атмосфере, дополнительная подача воздуха в шахту не требуется, а необходимости в расширении выработок при эксплуатации ДЛ в шахте по условиям вентиляции не возникает. Промышленные испытания опытного образца ДЛ сцепным весом 78,5 кН на шахте № 3 треста «Селидовуголь» показали, что ДЛ эффективнее аккумуляторных электровозов, а проведенные МакНИИ замеры воздуха выявили [154], что количество вредных компонентов выхлопных газов ДД в рудничной атмосфере находится в пределах допустимых «Правилами безопасности». Одним из первых ДЛ в СССР был пневмоколенный дизелевоз ТС-1, разработанный УкрНИИГидроуголь для гидрошахт [275]. Он представлял собой самоходную тележку, предназначенную для работы на любых рудниках и угольных шахтах опасных по газу и пыли. В качестве двигателя использовался дизель 9Р4, мощностью 17,7 кВт (24 л.с.), выпускаемый Рижским дизелестроительным заводом (РДЗ). Передача тягового усилия – гидростатическая, с аксиально-плунжерными гидромашинами. Очистка и охлаждение выхлопных газов производились кондиционером, наполненным поглотителями. Максимальная скорость локомотива 1,94 м/с (7 км/час), грузоподъемность 14,7 кН.

По другим сведениям [277], первый рудничный взрывобезопасный ДЛ 8ДРВ был разработан и изготовлен Александровским машзаводом в 1964 г. Результаты испытаний, проведенных на шахте им. 40 лет Октября комбината «Кизелуголь», показали его пригодность и работоспособность. А замеры температур и анализ выхлопных газов подтвердили возможность применения ДЛ в шахтах, опасных по взрыву газа и пыли.

В связи со специализацией заводов угольного машиностроения, производство взрывобезопасных локомотивов было поручено Дружковскому машиностроительному заводу (ДМЗ). В 1969 г. по чертежам Донгипроуглемаша завод изготовил дизелевозы Д8-600 и 2Д8-750 в нормальном рудничном исполнении, а в 1974 г. еще три дизелевоза Д8-900. По расчету Донгипроуглемаша, согласованному с Минуглепромом СССР, экономический эффект от внедрения одного ДЛ составил более 17 тыс.руб. в ценах 1974г. [266]. На экспериментальных и опытных образцах ДЛ Д8 установлен ДД К-964 Токмакского дизеле-

строительного завода мощностью 25,8кВт (35 л.с.). В 1978 г. завод изготовил две модификации ДЛ, отличающиеся системой передачи мощности от двигателя к колесам: 1Д8-600 с гидравлической передачей (гидронасос 1РНАС 125/320, гидромотор МРШ 400/250) и Д8-900 с механической трехскоростной коробкой передач [66, 179, 180]. ДЛ оснастили малотоксичными четырехтактными взрывобезопасными вихрекамерными дизелями РВ4 мощностью 28 кВт (38 л.с.) производства РДЗ, предназначенными для использования в качестве силовой установки на транспортных средствах в угольных шахтах III категории, сверхкатегорийных и опасных по внезапным выбросам угля и газа. Частота вращения, соответствующая полной мощности равна 1900 мин⁻¹. Полный ресурс дизеля 20000 часов, срок службы 10 лет. Опытные образцы прошли в 1979 г. приемочные испытания. Годовой экономический эффект [138] от применения одного дизелевоза составляет 17 тыс.руб в ценах 1979 года. На шахте им. Дзержинского [60] ПО «Дзержинскуголь» изготовлены два образца специальных ДЛ, созданных на базе АЭ АМ8Д и дизель-генераторных агрегатов. Мощность ДД 40 кВт. Для увеличения сцепного веса батарейный ящик заполняется 2т груза. Механическая энергия ДД преобразуется генератором в электрическую для питания тяговых двигателей вместо ранее применяемых АБ, емкость которых к концу смены снижалась до критической, и АЭ не обеспечивал требуемой производительности. Опыт эксплуатации ДЛ в условиях поверхностного комплекса свидетельствует о высокой надежности и экономической целесообразности использования этих локомотивов.

Таким образом, результаты испытаний подтверждают возможность безопасной и экономически целесообразной эксплуатации шахтных ДЛ в подземных выработках [33, 128]. В 1988 г. зам. министра угольной промышленности СССР А.П. Фисун утвердил разработанную Краматорским индустриальным институтом «Методику расчета основных технических характеристик ДЛ с электрической передачей», которая принята ДМЗ [146]. А в 1994 г. ПО «Лугансктепловоз», по заказу шахты «Днепровская» ПО «Павлоградуголь», по разработкам кафедры прикладной механики Днепропетровского горного института, на базе АМ8Д изготовило два ДЛ с механической передачей для работы на поверхностно-технологическом комплексе шахты. Один из ДЛ эксплуатируется и в настоящее время. В 2004 г. ДМЗ представил на Международной специализированной выставке «Уголь-Майнинг – 2004» созданный заводом в партнерстве с чешской фирмой «Феррит» шахтный ДЛ типа ДГ10 (рис. 1.1). Это первый шахтный локомотив, созданный в Украине, предназначенный для использования как в горных выработках, так и на поверхности. На основании договора о научно-техническом сотрудничестве между НГУ и ДМЗ участие в создании ДЛ принимал и автор настоящей работы.

Известный опыт создания и использования шахтных ДЛ в нашей стране не позволяет полностью раскрыть возможности эксплуатации этого вида транспорта. Поэтому представляется целесообразным изучение зарубежного опыта по исследованию, созданию и применению шахтных дизелевозов.

В настоящее время ДЛ применяются почти во всех западноевропейских странах, а также в США и Японии. К примеру, в 1980 г. в шахтах мира эксплуа-

тировалось 22035 дизельных локомотивов. По конструкции и техническим параметрам современные дизелевозы весьма различны.



Рис. 1.1. Шахтный дизелевоз ДГ 10

Европейские фирмы выпускают дизелевозы сцепным весом от 19,6 кН (2т) до 215,8 кН (22т). На шахтах Великобритании, при наиболее распространенных схемах подземного транспорта, сочетающих промежуточный конвейерный и основной локомотивный, в семидесятые годы эксплуатировалось 819 ДЛ (сцепным весом от 39,0 до 147,2 кН, мощностью от 45 до 100 л.с.), 411 аккумуляторных электровозов и только 12 контактных [263]. Ходовая часть большинства ДЛ с электрическим приводом. Фирмой «Gyzo Mining Transport» [306] выпущены локомотивы с приводом от ДД мощностью 160 л.с. А фирмой «Ханслет» налажен серийный выпуск моделей ДЛ в исполнении РВ сцепным весом 16т (трехосный, мощность дизеля 100 л.с.) и 3,5т (мощность дизеля 30 л.с.). Также, компания выпускает шахтный локомотив [295, 305] мощностью 67 кВт (91 л.с.). Все локомотивы оборудованы дизель-гидравлическим приводом.

Для современных французских шахт наиболее характерна схема транспорта с отдельным выемочным и откаточными горизонтами. Транспорт по промежуточным выработкам – локомотивный с преобладанием дизелевозов [33]. В начале семидесятых на шахтах Франции имелось 1572 рудничных локомотива [263], в том числе 940 ДЛ, 346 АЭ, 237 контактных электровозов и 49 воздуховозов. Для маневрово-сборочных работ применяются ДЛ фирмы «Берри» (рис. 1.2) сцепным весом 2,5 и 6 т, а для транспорта по откаточным выработкам – от 8 до 22 т. Передача мощности – трехскоростная реверсивная механическую коробку передач или трехступенчатая гидромеханическая.

Немецкая фирма «Шуттлер» наладила производство ДЛ «Диема» для работы в подземных условиях. Вращение на оси осуществляется путем использования клиноременных передач, позволяющих получать две скорости движения. В Германии только в землях Северный Рейн-Вестфалия и Саар [284] в эксплуатации находилось 568 локомотивов с дизельным приводом.

Фирма «Bedia» [273] выпускает шахтные дизельные локомотивы Д105 (диапазон мощности двигателей 44-96 кВт (60-130 л.с.)). Компания «Motorenwerke Meinheim AG (MWM)» выпускает ДЛ Д916 во взрывобезопасном исполнении, успешно эксплуатирующиеся на подземных предприятиях [297]. Фир-

мами «Klöckner-Humboldt-Deetz» и «Bedia» разработаны два типа ДЛ [296]. Фирма «Рурталер Шварц унд Дюкергхоф КГ» [178] выпускает рудничные ДЛ G-160 HDVE оснащенные гидродинамическим приводом.

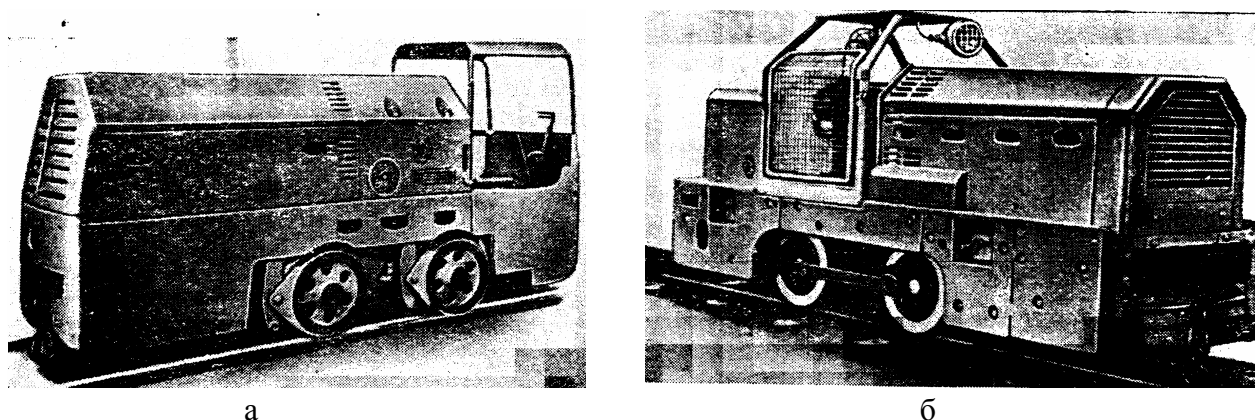


Рис. 1.2. Дизелевозы типа 55Т4 сцепным весом 8 т фирмы «Берри» (Франция):
а – 55Т4 с торцевой кабиной, б – С55Т4 с центральной кабиной

На ряде крупных горных предприятий Австрии [278] успешно применяются в подземных условиях машины, приводимые ДД с воздушным охлаждением и двухступенчатыми камерами сгорания. Австрийская фирма «Тироль Енбахер Веерке» выпустила ДЛ «Енбах 20», используемый на поверхности шахт и в качестве средств внутризаводского транспорта.

В США по данным Американского горного конгресса [281], благодаря введению в эксплуатацию на рудниках дизельного оборудования производительность выросла с 12,8 до 48 т на человеко-смену. Отмечалось [302], что дизельное оборудование не только повышает безопасность горных работ, но и обеспечивает увеличение производительности угледобычи примерно на 20%. ДЛ в США [149] допускаются к эксплуатации на неугольных шахтах.

В Японии выпускаются ДЛ с электрической передачей [23, 36] сцепным весом от 29,43 кН (3т) до 58,86 кН (6т). Мощность двигателей 35,3 кВт (48 л.с.) – 55,2 кВт (75 л.с.). Скорость локомотивов 1,29 м/с (4,64 км/час) – 5,68 м/с (20,5 км/час). Максимальная сила тяги 15700 Н (1600 кг). ДД вращает генератор переменного тока с двумя группами якорных обмоток, вырабатывающих напряжение постоянной величины.

Для угольных шахт, опасных по взрыву газа или пыли фирмой «Феррит» (Чехия) [282, 294] созданы дизель-гидравлические локомотивы ДН 35.ДО (Р35Е), ДН 70.Д2, ДН 100.ДО (Р100Е) (рис. 1.3 и 1.4), приводимые трехцилиндровыми взрывозащищенными малотоксичными дизельными двигателями мощностью от 20,6 до 73,5 кВт при 1500 мин⁻¹. Скорости дизелевозов до 5,0 м/с (18 км/час). Силовая передача – гидростатическая, сцепная масса – 7(14), 10, 14,5 тонн. Фирма выпускает также подвесной дизель-гидравлический локомотив LSP 70.ДО (рис. 1.5) применяющийся в качестве тягового устройства на монорельсовых подвесных дорогах профиля I 155 в знакопеременных выработках при максимальном угле наклона пути 25°.



Рис. 1.3. Дизелевоз P35E (DH 35.DO)



Рис. 1.4. Дизелевоз P100E (DH100.DO)



Рис. 1.5. Подвесной дизель-гидравлический локомотив LSP 70.DO

В Швеции [303] применяются дизель-электрические и дизель-гидравлические дизельные локомотивы. В ЮАР [303] практикуется применение подземных дизельных локомотивов с гидростатической трансмиссией.

Как видно из обзора литературных источников шахтные ДЛ применяются во многих угледобывающих странах мира, а производителями данного вида локомотивов накоплен огромный практический опыт. Представленные в обзоре локомотивы имеют различные структурные и компоновочные решения трансмиссий, оборудованы различными передачами мощности, которые являются связующими звеньями между ходовыми частями и ДД, и влияют на основные технико-экономические показатели ДЛ: размеры и вес, тяговые и эксплуатационные характеристики, степень использования мощности дизеля. К сожалению, в литературе отсутствуют сведения о целесообразности применения тех или иных передач для дизелевозной тяги, их технико-экономическое сопоставление, достаточные для практических расчетов данные, поэтому представляется целесообразным обратиться к опыту полученному на магистральном рельсовом транспорте.

1.2. Анализ возможности применения различных передач мощности в шахтных дизелевозах

В каждом транспортном средстве, независимо от массово-габаритных характеристик, типа используемого движителя, функционального назначения, для трансформации крутящего момента и угловой скорости двигателя применяются трансмиссии. В зависимости от способа изменения передаточного отношения трансмиссии могут быть разделены на два класса: ступенчатые механические и

бесступенчатые (полно- и двухпоточные). Бесступенчатость регулирования передаточного отношения трансмиссии обеспечивается наличием в составе трансмиссии вариатора – устройства, обеспечивающего плавное изменение отношения угловой скорости выходного вала к угловой скорости входного вала. Однозначная классификация всех существующих систем силовых передач в литературе отсутствует [219], т.к. некоторые системы передач относятся разными авторами к различным группам и называются по-разному. В работе используются наименования и определения, наиболее часто используемые в практике локомотивостроения. Со времени появления тепловозной тяги предлагались и исследовались разнообразные системы передач мощности. Некоторые из них нашли широкое применение в различных видах подвижного состава, другие – применены лишь в отдельных опытных локомотивах. Классификация вариаторов представлена на рис. 1.6.

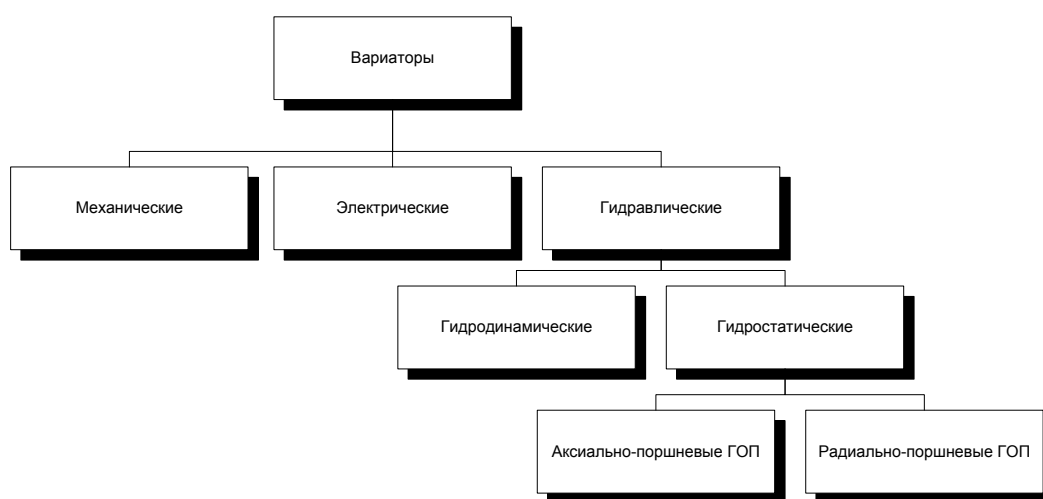


Рис. 1.6. Классификация вариаторов

Одной из наиболее распространенных ступенчатых трансмиссий в настоящее время является ступенчатая механическая трансмиссия (СМТ) характеризующаяся постоянной жесткой кинематической связью коленчатого вала дизеля с движущими осями локомотива в определенном интервале скоростей движения [19, 88, 159, 187, 219, 234, 237]. В СМТ мощность дизеля (полная и частичная) на всем диапазоне скоростей передается только механическими элементами. Характерная особенность механических передач – снижение силы тяги F_k до нуля во время переключения ступеней скорости (точки c' , e' , f' , рис. 1.7). Поэтому тяговая характеристика тепловоза с такой передачей получается ступенчатой и каждому интервалу скорости соответствует лишь одна точка (b , d , f или h), лежащая на желаемой гиперболической характеристике. После переключения ступени скорости сила тяги скачком изменяется до нового значения, но при этом происходит некоторая потеря скорости (точки c'' , e'' , g''). Снижения силы тяги до нуля при переключении скоростей создают большие динамические нагрузки на валу дизеля и продольные усилия в поезде. Процесс регулирования скорости труден и сопровождается резкими изменениями силы тяги. В связи с этим передача мощности весьма несовершенна – в моменты переключения скоростей падение числа обо-

ротов сопровождается понижением передаваемой мощности. Глубокие «провалы» в момент переключения не позволяют сохранить достигнутую на предшествующей ступени скорость и замедляют дальнейший разгон.

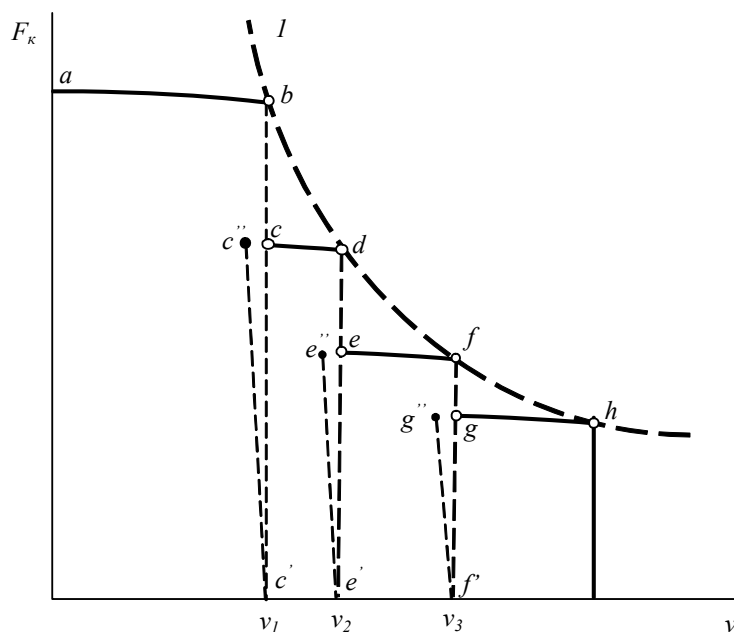


Рис. 1.7. Тяговая характеристика тепловоза с механической передачей

Действительная тяговая характеристика $a - b, c - d, e - f, g - h$ (рис. 1.7.) не соответствует характеристике I постоянной мощности, в результате полная мощность дизеля используется только в отдельных точках (b, d, f, h), т.е. только при трех-четырех конкретных значениях скорости движения (v_1, v_2, v_3). Из всех существующих передач СМТ имеет самый высокий КПД $\eta = 0,8 \div 0,9$ (потери в зубчатых зацеплениях при наличии масляной ванны малы), небольшую исходную стоимость (использование только черных металлов) сравнительно небольшую массу и одна из наиболее компактных. Перечисленное привело к тому, что механическую передачу применяют, как правило, только на тепловозах малой мощности, предназначенных для легкой маневровой работы на промышленном транспорте (мотовозы, автодрезины).

Вторым типом силовой передачи, получившим широкое распространение в приводе магистральных локомотивов, является электрическая (ЭП). На шахтах также исключительное распространение получили аккумуляторные и контактные электровозы [274, 277]. Электрические машины непрерывны и регулируемы, просты в уходе и обслуживании; агрегаты, входящие в состав электрической силовой передачи связаны между собой гибкими связями, что значительно упрощает компоновку [22, 26, 30, 73, 86, 87, 89, 177, 269]. Основным преимуществом применения ЭП является то, что в довольно широком диапазоне поддерживается обратная зависимость между тяговым усилием и скоростью движения. Однако сравнение различных типов передач для привода машин, приведенное в работе [219], показывает, что ЭП имеют весьма существенные недостатки, основные из которых: наличие промежуточных механических передач, снижающих КПД трансмиссии; большой удельный вес ЭП; высокий мо-

мент инерции электродвигателей; производство ЭП требует большого расхода дефицитных материалов (30-40% от веса передачи); сложность изготовления малогабаритных электродвигателей во взрывобезопасном исполнении с удовлетворительным эксплуатационным КПД.

По принципу работы гидравлические передачи делятся на два вида: гидродинамические передачи (ГДП), работающие по принципу использования кинетической энергии жидкости, и гидростатические или гидрообъемные (ГОП) [4, 13, 18, 90, 157, 219, 236], у которых передача энергии от насоса к двигателю осуществляется за счет создаваемого насосом гидростатического давления [1, 2, 4, 9, 57, 155]. Каждая из 2-х видов гидродинамических машин (турбомуфта и турботрансформатор) не может в отдельности полностью удовлетворить необходимым условиям тяги. Так, регулирование скорости с помощью турбомуфты сопряжено со значительными регулировочными потерями, пропорциональными скольжению турбинного колеса относительно насосного. При регулировании первичного числа оборотов дизеля тяговые характеристики резко изменяются; кроме того, при использовании турбомуфт обязательным условием является применение механических передач. Применение гидромуфты не позволяет осуществить торможение переводом гидромуфты на работу в тормозных режимах при небольших скоростях движения локомотива; очень большие трудности вызывает создание индивидуального привода осей локомотива. Турботрансформатор в отличие от гидромуфты трансформирует вращающий момент ведомого вала при постоянном моменте насосного колеса (непрозрачная характеристика турботрансформатора) или при некотором изменении момента насосного колеса (прозрачная характеристика). Зависимость числа оборотов насосного колеса от его момента представляет собой мягкую характеристику, удовлетворяющую условиям тяги. Однако отрицательные стороны гидротрансформатора, такие как: резкое снижение КПД при изменении заполнения полости турботрансформатора и сложность его реверсирования, требующая дополнительного реверсирующего устройства, затрудняют использование одного только турботрансформатора в качестве привода дизелевоза. При трогании локомотива с места и работе на малых скоростях в гидротрансформаторе выделяется большое количество тепла. Для поддержания допустимой температуры нагрева рабочей жидкости и деталей гидротрансформатора жидкость с помощью вспомогательного насоса постоянно прокачивается через него, причем часть рабочей жидкости (или вся) направляется в холодильник. В связи с этим длительное движение локомотива на малой скорости, характерное для эксплуатации шахтных локомотивов, ограничивается не передачей, а эффективностью системы охлаждения. Учитывая, что характеристики турбомуфты и турботрансформатора, взятые по отдельности, не могут обеспечить необходимой тяговой характеристики локомотива по диапазону скоростей и необходимый КПД, ГДП выполняются с несколькими гидротрансформаторами, с гидротрансформаторами и гидромуфтами, гидротрансформатором и гидромуфтой с механической коробкой передач. Трансформатор работает при пуске локомотива и его разгоне. При выходе на установившуюся скорость движения турботрансформатор автоматически отключается, а передача вращающего момента производится с помощью

гидромуфты. Этим обеспечивается высокое значение КПД передачи и отпадает необходимость в регулировании дизеля. Работа рудничного ДЛ отличается тем, что протекает на относительно коротких участках пути, с частыми пусками-остановками, и переменной скоростью движения. При применении комбинированных гидropередач трогание с места и разгон осуществляются постепенным заполнением рабочей полости турботрансформатора. Чем тяжелее пуск, тем невыгоднее условия работы ГДП, т.к. нужная для ускорения сила тяги очень быстро уменьшается с возрастанием скорости. Турботрансформатор не позволяет осуществить эффективное торможение при малых скоростях движения и тем более затормозить систему до полной остановки, поскольку получение достаточной величины тормозных моментов как в генераторном режиме, так и при работе турботрансформатора в режиме гидротормоза, возможно лишь при больших скоростях вращения ведомого вала. Одни из самых распространенных в мире гидромеханических трансмиссий на базе ГДП – турбопередачи производства фирмы «Фойт» (Австрия), являющейся по существу монополистом в области поставок трансмиссий для железнодорожного транспорта в Европе (рис.1.8).

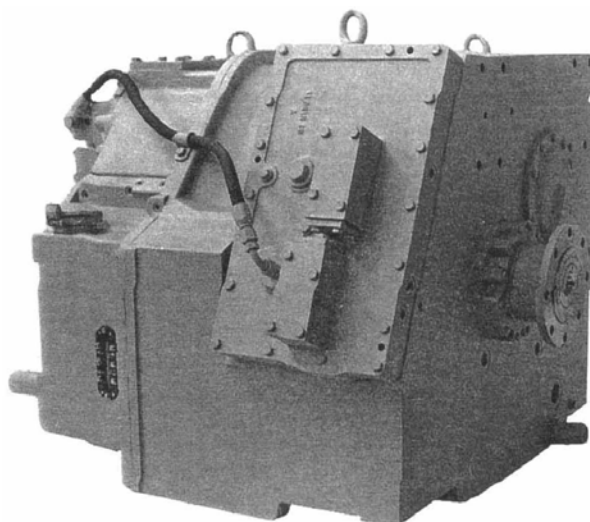


Рис. 1.8. Внешний вид турбопередачи фирмы «Фойт»

Турбопередачи фирмы «Фойт» имеют классическую, традиционно применяемую для машин технологического класса, конструкцию. Она оснащается спаренной гидродинамической системой – гидротрансформатор плюс гидромуфта, гидродинамическим тормозом и реверсивным устройством (рис. 1.9). Спаренная гидродинамическая система турбопередачи позволяет оптимизировать сочетание тяговых и скоростных характеристик при движении, позволяя иметь максимально возможную тягу за счет использования гидродинамических свойств гидротрансформатора, а также иметь высокий КПД за счет подключения гидромуфты. Однако, компоновка трансмиссии с турбопередачей подразумевает наличие дополнительной раздаточной коробки с двумя карданами для передачи крутящего моментам обеим осям локомотива.

Технико-экономический анализ применения тепловозов с ЭП и ГДП передачами на железнодорожном транспорте [215] показывает, что применение

тепловозов с ГДП позволяет сократить эксплуатационные расходы на 12-16% по сравнению с тепловозами с ЭП такой же мощности.

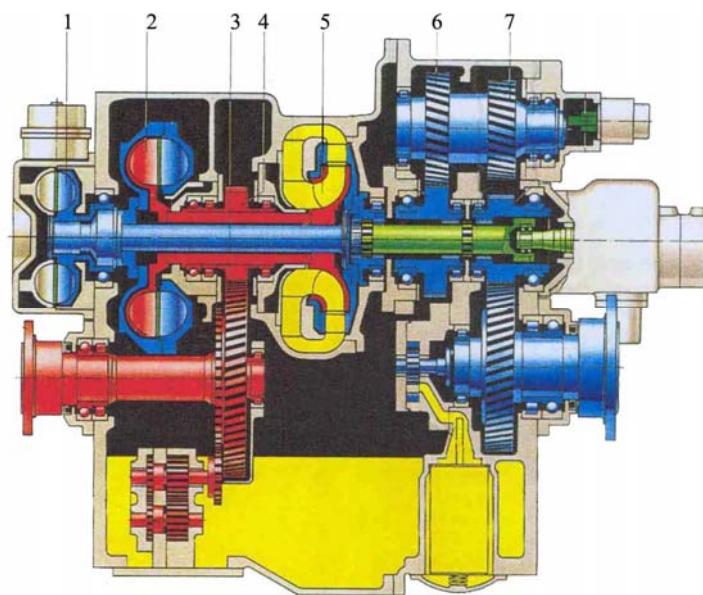


Рис. 1.9. Конструкция турбопередачи фирмы «Фойт»: 1 – гидродинамический тормоз; 2 – гидромуфта; 3 – входной вал; 4 – ведомый вал; 5 – гидротрансформатор; 6 – привод переднего хода; 7 – реверсивное устройство

Вес ГДП составляет 9-16% веса локомотива, тогда как вес ЭП, включая генератор, тяговые двигатели и т.д. составляет 17-22%. Динамическое воздействие на путь от неподрессоренных частей у тепловоза с ГДП значительно меньше, чем у тепловоза с ЭП, что приводит к снижению капложений на строительство пути и удешевлению его ремонта и содержания. У тепловозов с ЭП наибольшая сила тяги ограничена предельно допусаемым током электрических машин, определяемым надежной коммутацией генератора и тяговых электродвигателей. ГДП позволяет длительно передавать полную мощность двигателя без перегрева передачи при силе тяги, ограниченной сцеплением колес с рельсами, что особенно ценно для маневровых тепловозов. Современные тепловозы с ЭП имеют длительную силу тяги значительно меньшую, чем сила тяги, ограниченная сцеплением, что вызвано трудностью охлаждения электрических машин при больших токах. Стоимость изготовления тепловоза с ГДП на 15% ниже стоимости тепловоза с электропередачей. Стоимость изготовления ГДП при серийном производстве на 30% меньше, чем ЭП, а расходы на ремонт соответственно ниже на 45-50%. В работе [49] сделан вывод о нецелесообразности применения ЭП в приводе шахтного дизелевоза.

Второй тип гидравлических передач – статическая или объемная, по своим свойствам коренным образом отличается от ГДП и имеет ряд положительных качеств, благодаря которым объемный гидропривод получил самое широкое распространение в мировой технике. Объемный гидропривод надёжно предохраняет двигатель и другие агрегаты от перегрузки, являясь демпфером поглощающим крутильные колебания коленвала дизеля. Плавность регулировки очень высока, при этом, почти полностью, исчезает вероятность буксования.

Локомотивы с ГОП развивают огромные тяговые усилия при трогании с места (на 30-50% выше, чем у равного по мощности и сцепному весу локомотива с ЭП или ГДП) и обладают свойством сохранять заданную скорость движения независимо от колебаний нагрузки, что особенно важно при маневровых работах, удельный вес которых в шахтных условиях достаточно высок. Мощность современных гидростатических машин охватывает диапазон до 2000 л.с. В работе [215] проводился сравнительный анализ тепловозов с ГДП и гидростатической передачами. Для сравнения использовались ГДП передача тепловоза ТГМ-3 и гидростатическая передача ГНД-2 Людиновского тепловозостроительного завода. Анализ свидетельствует, что гидростатическая передача во всем диапазоне скоростей работает с более высоким КПД, чем ГДП, а также, что очень важно в условиях эксплуатации, её КПД изменяется плавно, оставаясь почти одинаковым в преобладающем диапазоне скоростей. Особенно велика разница на малых скоростях. Так, при скорости 10 км/час КПД ГНД-2 составляет 79%, а КПД ТГМ-3 – 64%; а при скорости 5 км/час 70 и 40% соответственно. Более высокие потери ГДП на малых скоростях объясняются тем, что максимальную силу тяги тепловоз с такой передачей может развить лишь при максимальной угловой скорости вращения вала дизеля. Так как полезная мощность, требуемая для движения состава с малой скоростью, сравнительно мала, а при трогании равна нулю, то преобладающая часть номинальной мощности дизеля расходуется на потери в гидротрансформаторе, что приводит к перенапряжению работы холодильников. Отмеченные недостатки комбинированных гидродинамических передач, связанные в основном с особенностями эксплуатации рудничных локомотивов, не позволяют считать их достаточно эффективным и экономичным видом силовой передачи для привода шахтного дизелевоза. Это подтверждается результатами работы [61], посвященной сравнительному анализу использования ГДП и гидротрансмиссионного блока (ГТБ) с гидростатическим приводом для трансмиссии мотовоза МТ-1. Максимальное общее значение КПД трансмиссии мотовоза при использовании турбопередачи не превышало 87%. При скоростях до 20 км/ч КПД трансмиссии с турбопередачей ниже 60%. В качестве альтернативного варианта рассматривалось применение ГТБ, имеющего сходные с турбопередачей массово-габаритные параметры. ГТБ включает в себя реверсивное устройство, гидростатический привод, трехдиапазонную коробку передач, имеющую механическую часть, обеспечивающую суммирование потоков мощности от двигателя и гидромотора по принципу гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ). Основным параметром при сравнении турбопередачи с ГТБ при выборе трансмиссии для МТ-1 стало значение КПД в заданных эксплуатационных диапазонах. Максимальное общее значение КПД трансмиссии мотовоза с использованием ГТБ (рис. 1.10) приходится на скоростной диапазон от 40 до 100 км/ч и составляет 85...87%, что сопоставимо с аналогичными значениями для турбопередачи. Однако трансмиссия с ГТБ обладает значительным преимуществом в КПД на скоростях до 60 км/ч, а особенно до 20 км/ч. С учетом того, что эксплуатация МТ-1 подразумевает до 40% времени работу именно в скоростном диапазоне до 14...20 км/ч и 25% в диапазоне до 60...80 км/ч, в [61] сделан выбор в пользу ГТБ. Выигрыш

в КПД в диапазоне до 20 км/ч в среднем составил около 30%.

В последние годы в Украине внедряется использование ГОП в трансмиссиях колесных, гусеничных, специальных гусеничных, дорожно-строительных машин, погрузчиков, комбайнов. Проблемы использования ГОП рассматривались в работах известных украинских и зарубежных ученых, а также ведущих конструкторов и специалистов в области создания ГОП и ГОМП (гидромеханическая передача), в которой часть мощности ведущего вала передается на ведомый вал гидравлическим путём, а другая – механическим [8, 10, 202, 208, 209], что свидетельствует о непрерывном росте приоритетности использования бесступенчатых трансмиссий.

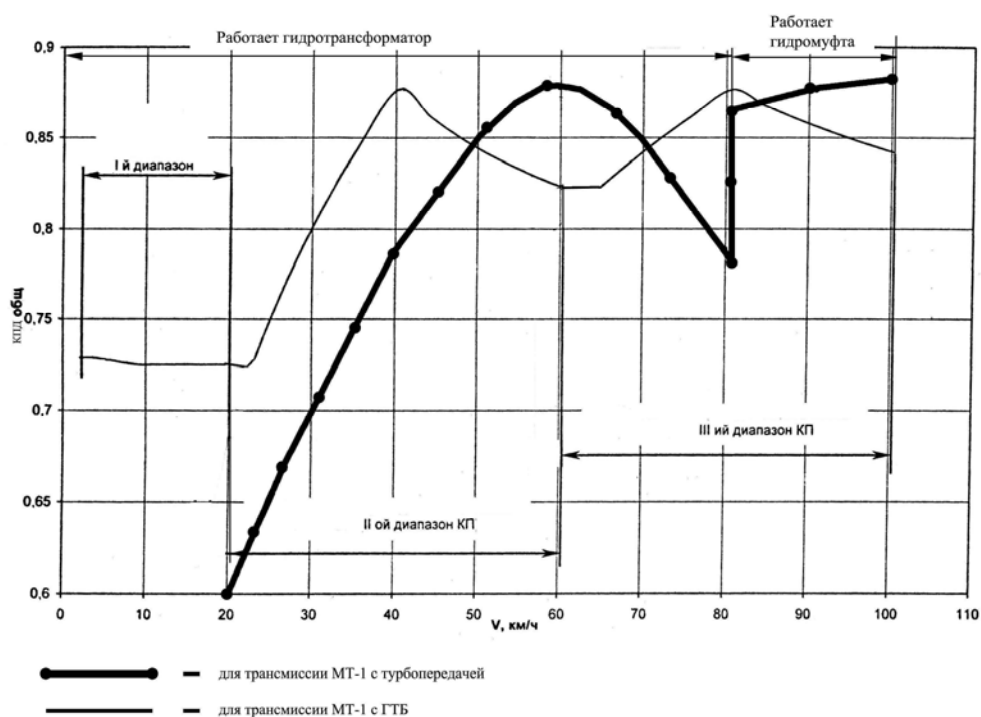


Рис. 1.10. Значение общего КПД трансмиссии с ГТБ и турбопередачей при использовании в мотовозе МТ-1

Бесступенчатые двухпоточные ГОМТ широко используются в мировом автомобиле- и тракторостроении, на железнодорожном транспорте [3, 9, 21, 27, 58, 61, 77, 91, 114, 156, 162, 191, 192, 202, 232, 238, 242, 260, 265, 310]. Наиболее активно указанные трансмиссии используются на сельскохозяйственных тракторах [11, 176, 184, 195, 201, 212]. 80% современного мирового рынка производимых тракторов составляют трактора с ГОМТ. Только в Германии тракторов, оснащенных бесступенчатыми ГОМТ, насчитывается до 40 тыс. штук. В целом, на полях стран ЕС их число доходит до 80 тыс. Широко используются двухпоточные ГОМТ и в бронетанковой технике, существенно повышая маневренность и эргономичность машин специального назначения.

В Украине исследования по разработке и созданию бесступенчатых ГОМТ сосредоточены в г.Харькове [1, 2, 5-17, 115-118, 175, 176, 182-212, 279]. Это связано с внедрением ГОМТ в образцы бронетехники, которые выпускались или планируются к выпуску на ГП «Завод им. Малышева» и АО «Харь-

ковский тракторный завод им. Орджоникидзе». В 90-е годы АО «ХТЗ» разработало гидрообъемный механизм поворота для гусеничного трактора ХТЗ-200 и для многоцелевого тягача легкого бронированного (МТЛБ) [6, 7, 11, 12, 116-118, 176, 184, 195, 201, 209], чем существенно повысило их маневренность и проходимость. В Харьковском конструкторском бюро им. А.А. Морозова (ХКБМ) в 2000-2006 гг., на базе радиально-поршневых гидромашин с шаровыми поршнями, создана уникальная бесступенчатая двухпоточная ГОМТ [9, 176, 193, 197] для тяжелых гусеничных машин и ГОМТ для мотовоза МТ-1 [61].

Бесступенчатые трансмиссии, имеют также и недостатки, связанные, в основном, с более низким КПД по сравнению со ступенчатыми трансмиссиями и наличием сложных гидроагрегатов.

Как следует из проведенного обзора и краткого сравнительного анализа в настоящее время не представляется возможным дать сколько-нибудь определенные рекомендации о целесообразности применения той или иной передачи мощности в трансмиссии шахтного дизелевоза. Некоторые системы передач, такие как ГОП, ГОМТ практической проверки (за исключением некоторых образцов) в дизельной тяге не получили, нет данных для их сопоставления с другими видами передач. Однако, исходя из исследования опыта внедрения ГОМТ для колёсной сельскохозяйственной техники в странах Западной Европы и США [9, 176, 310] можно сделать вывод о том, что использование ГОМП в образцах отечественной техники является перспективным путём повышения её эффективности. Опыт применения на магистральных локомотивах ЭП, ГДП, СМТ имеется достаточно обширный, однако данных для их объективного сравнения недостаточно, т.к. локомотивы имеют различные параметры и технические характеристики, эксплуатируются в различных условиях, что затрудняет сравнение по основным эксплуатационным показателям. Что касается опыта исследования данного вопроса за рубежом, то нередко публикуемые в печати сопоставления различных передач носят субъективный, а иногда и чисто рекламный характер и поэтому не убедительны. Таким образом, в работе предлагается произвести сопоставление всех описанных передач, за исключением гидродинамической, явно не применимой на указанном типе шахтных локомотивов. Основной упор предполагается сделать на научном обосновании возможности использования в шахтных дизелевозах ГОМП, бесступенчато регулирующих скорость движения локомотива. Это целесообразно с точки зрения возможности установки двигателя в постоянный режим минимальной затраты топлива зачастую соответствующий режиму минимальных выбросов, удобства управления и повышения транспортного КПД локомотива в целом.

1.3. Структурный синтез бесступенчатых трансмиссий: решенные и нерешенные задачи

Последние попытки использования бесступенчатых трансмиссий на основе гидромашин объемного типа на территории бывшего СССР отмечены в 70-80-х годах прошлого века. Это создание дизелевоза Д8-600 на основе аксиально-поршневых регулируемых гидронасосов НАС-71/200 и РНАС-125/320 и

гидромоторов МОПФ-160/250 и МОПФ-400/320 [277], маневрового тепловоза ТУ6А Камбарского машзавода на базе объемных роliko-лопастных гидropередач [67]. В связи с этим автор считает целесообразным уточнить систему терминов, связанную с бесступенчатыми трансмиссиями на базе силового объемного гидропривода применительно к шахтному тяговому транспорту. Как справедливо указано в работе [191], распространенный 30-40 лет назад термин «гидрообъемная трансмиссия» указывал лишь на то, что в составе трансмиссии есть гидромашины объемного типа. То же относится к устаревшему термину «гидростатическая трансмиссия», под которым, как правило, понималась гидрообъемная передача или силовой гидравлический привод. Предпочтительней использовать термин «гидрообъемно-механическая трансмиссия» (ГОМТ), поскольку на основе этой терминологии в трудах известных ученых [1, 21, 24, 157, 165, 166, 206] строится четкая цепочка определений составных частей, входящих в трансмиссию такого типа.

Гидронасос объемного типа – гидравлическая машина, работающая по принципу вытеснения, преобразующая механическую энергию на валу в энергию вытесняемой под давлением рабочей жидкости, поступающей в гидромотор или другой потребитель.

Гидромотор объемного типа – гидромашина, работающая по принципу вытеснения и преобразующая энергию рабочей жидкости, поступившей из гидронасоса или другого источника, в механическую энергию на валу.

Принцип вытеснения на примере гидронасоса объемного типа заключается в том, что рабочий орган (поршень) захватывает в области всасывания гидромашины определенный объем рабочей жидкости и перемещает его к полости нагнетания, где жидкость вытесняется и поступает дальше в гидромотор по соответствующей магистрали. Далее в гидромоторе рабочая жидкость вытесняет рабочий орган (поршень) в полости нагнетания – совершается положительная работа, которая в гидромоторе суммируется по всем поршням и преобразуется с учетом потерь в эффективную механическую энергию на валу гидромотора. В совокупности гидронасос и гидромотор объемного типа составляют гидрообъемную передачу [1, 24, 157, 191].

Гидрообъемная передача (ГОП) – агрегат, состоящий из двух гидравлических машин объемного типа, которые преобразовывают механическую энергию с вала гидронасоса в энергию рабочей жидкости, которая затем превращается в механическую энергию на валу гидромотора. Обязательными элементами гидрообъемной передачи являются гидронасос, гидромотор, рабочая жидкость и система плавного управления подачей рабочей жидкости, как правило, на насосе, за счет чего и осуществляется бесступенчатое регулирование моментом и оборотами на валу гидромотора.

В состав ГОП может входить один регулируемый гидронасос, один, два (как в случае трансмиссии дизелевоза Д8-600) или несколько нерегулируемых гидромоторов. В некоторых случаях гидромоторы могут быть также как и гидронасосы регулируемыми [1, 6, 25, 156, 176, 189, 190]. Гидрообъемная передача не самостоятельный функциональный агрегат, а основная часть силового объемного гидропривода, в составе которого достигается и обеспечивается бесступенчатое регулирование моментом и оборотами на валу гидромотора.

пенчатое регулирование момента и оборотов на валу гидромотора за счет плавного регулирования подачей рабочей жидкости из гидронасоса в гидромотор, а также циркуляция, фильтрация и охлаждение этой рабочей жидкости.

Силовой объемный гидропривод – это техническая система, относящаяся к вариаторам крутящего момента и оборотов, включающая в себя регулируемую гидрообъемную передачу, систему управления, контрольно-измерительную аппаратуру, вспомогательные агрегаты и устройства (фильтры, клапаны, гидроусилители, золотники, масляный бак, теплообменник и т.д.).

Гидрообъемно-механическая трансмиссия (ГОМТ) – трансмиссия, основным элементом которой является силовой объемный гидропривод, и включающая всю систему деталей, узлов, агрегатов, передающих вращательное движение и крутящий момент от вала двигателя до ведущих колес транспортного средства, на которых моменты и обороты могут плавно, бесступенчато изменяться за счет регулирования ГОП.

Под полнопоточной ГОМТ понимают силовой объемный гидропривод и работающий последовательно с ним механизм передач. Наиболее распространенный вариант полнопоточной ГОМТ включает в себя ГОП в составе гидропривода и следующую за ней механическую передачу.

В двухпоточных ГОМТ поток мощности от двигателя к ведущему колесу разветвляется через ГОП в составе силового объемного гидропривода и через механизм передач, в котором обязательно наличие хотя бы одного суммирующего планетарного ряда. В дальнейшем, для краткости, вместо словосочетания «ГОП в составе силового объемного гидропривода» используется просто «ГОП». Отметим, что в общем случае не на всех рабочих режимах ГОМТ мощность передается параллельно в одном направлении по двум указанным ветвям – гидравлической и механической – от двигателя к колесам. Существуют так называемые циркуляционные режимы ГОМТ [24, 157, 166, 211] когда в ней образуются замкнутые контуры, в которых мощность циркулирует и даже может превосходить мощность двигателя. Сведение циркуляций мощности к минимуму зависит от научно обоснованного выбора кинематической схемы ГОМТ для конкретного тягово-транспортного средства из числа альтернативных схем, её системного анализа, результатов параметрического синтеза ГОМТ с учетом критериев по КПД и тяговой динамике [191, 196, 204].

Расчетно-теоретической основой при создании бесступенчатых трансмиссий транспортных средств явились работы ученых Г.А. Аврунина, Е.Е. Александрова, А.С. Антонова, О.М. Бабаева, Т.М. Башты, Д.О. Волонцевича, К.И. Городецкого, З.Э. Забелышинского, Е.С. Кисточкина, В.А. Кононенко, М.К. Кристи, А.Д. Крюкова, Ю.И. Ловцова, А.В. Петрова, Ю.Ф. Пономаренко, В.Н. Прокофьева, В.Б. Самородова, Н.В. Филичкина, И.С. Цитовича, К.Д. Шабанова [5-17, 18, 19, 21, 24, 25, 50-53, 61, 90, 91, 98, 108, 109, 121-123, 159, 164, 165, 186-212, 265, 268, 271].

Школа бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий бурно развивается в Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ») на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» возглавляемой проф. В.Б. Самородовым, где впервые в Украине соз-

дана научная лаборатория проблем бесступенчатых и гибридных трансмиссий. Кафедра проводит фундаментальные исследования по структурному и параметрическому синтезу двухпоточных и гибридных трансмиссий [206, 207]. Для Харьковского завода транспортного оборудования кафедрой выполнен проект по замене механической передачи на бесступенчатую гидрообъемно-механическую коробку передач (ГОМ КП) для автомобильной подъемной установки на базе шасси грузового автомобиля КраЗ, что повышает грузоподъемность установки на 40%. В 2010 году в Индустриальной группе «Украинская промышленная энергетическая компания» (ИГ «УПЭК») создан научно-производственный центр по разработке бесступенчатых трансмиссий для транспортных средств. Разработки новейших трансмиссий ведутся в тесном творческом контакте с ООО «Украинское бюро трансмиссий и шасси». Указанные организации в настоящее время готовят к производству бесступенчатую ГОМТ для тракторов мощностью 350-400 л.с. Важнейший проект по выведению украинского тракторостроения на мировой рынок успешно реализует Харьковский тракторный завод при разработке ГОМТ для колесного трактора мощностью 220-250 л.с.

Анализ тенденций применения ступенчатых механических и бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий на транспортных средствах повышенной проходимости [1, 6, 8, 9, 16, 18, 128], тракторах и комбайнах [8, 50, 57, 58, 77, 115-118, 191], дорожно-строительных машинах [21, 151], на тяговом электротранспорте [35, 67, 191, 200, 277] и т. д., достоинств и недостатков таких трансмиссий, результаты обзора работ [21, 176, 192-212] позволяет научно обоснованно подойти к постановке задачи о степени эффективности использования бесступенчатых гидрообъемно-механических и электрических трансмиссий в шахтных дизелевозах.

В области расчета и конструирования бесступенчатых трансмиссий решение указанной задачи может опираться на созданную в последние годы новую системную технологию анализа [8, 9, 176, 182-212], представляющую новую ступень САПР, – построение произвольных структурных схем трансмиссий из меню их элементарных базовых элементов с параллельным автоматизированным построением их математических моделей – так называемую генерацию математических моделей трансмиссий и их параметрический синтез в составе конкретного транспортного средства по критериям наилучшей тяговой динамики или наивысшего интегрального КПД. По сути, указанное научное направление выходит на уровень интеллектуального эвристического структурного синтеза и выбора оптимальных конструктивных параметров трансмиссий в режиме исследователь – ЭВМ.

Для шахтных дизелевозов проблема обоснования типа бесступенчатой трансмиссии (гидрообъемно-механическая или электрическая) [27, 223-225, 227, 230, 241], выбор критериев для их сравнения [248, 251, 253], выбор рациональной структурной схемы и наиболее рациональных конструктивных параметров в рамках выбранной структурной схемы [231, 238, 239], множества возможных скоростных бесступенчато регулируемых диапазонов дизелевоза, передаточных чисел на каждом из них с точки зрения наилучшей тяговой динамики

и энергетических характеристик с учетом стохастического распределения эксплуатационных скоростей – является весьма актуальной и сдерживающей дальнейшее совершенствование шахтного транспорта в целом.

Традиционно для каждой новой схемы трансмиссии в составе конкретного транспортного средства необходимо составлять свою адекватную математическую модель под ее конкретную структуру, качественные и количественные характеристики ее базовых элементов (ДВС, редукторов, планетарных механизмов, главных передач, фрикционов, тормозов, связей, собственно тяговой машины) с последующим подробным анализом кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии [1, 6, 8, 10, 16, 19, 21, 157, 187-191, 198] с учетом технологических процессов, выполняемых машиной. Любые конструктивные изменения в заданной кинематической схеме трансмиссии, например изменение числа базовых элементов, введение одной или нескольких новых связей типа тормозных, блокирующих элементов, межосевых дифференциалов, замена одного типа редукторов или планетарных рядов на другой, которые особенно характерны в периоды разработки или модернизации трансмиссии, требуют перестройки структуры, математической модели и решения практически новой задачи по анализу трансмиссии. Это требует дополнительных затрат интеллектуального труда, материальных средств и времени [193, 206]. Введение автоматизированного построения произвольных структурных схем ступенчатых механических и бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий, включающих не только простые редукторы, но и гидрообъемные машины, сложные планетарные механизмы, включая разные типы главных передач с параллельным автоматизированным развитием – генерацией их математических моделей существенно ускоряет этот процесс, дает возможность синтезировать огромное число различных структурных и кинематических схем трансмиссий, выявить среди них наилучшие варианты. Задача структурного синтеза направлена на полную автоматизацию разработки структуры произвольных трансмиссий и устранение физического этапа разработки математической модели, описывающей кинематическую и силовую картину конкретной трансмиссии на основе, например, автоматизации выбора планов угловых скоростей звеньев [107] или на основе метода силового потока (или узловых точек) [18, 19]. Генерация математической модели произвольной трансмиссии осуществляется параллельно с синтезом ее структурной схемы [8, 182, 188, 203, 205, 208]. Задача ставится так, чтобы переход к анализу и синтезу конструктивных параметров новой или модернизируемой трансмиссии не требовал построения новой математической модели, а был эквивалентен построению новой схемы на экране компьютера с помощью манипулятора «мышь» с последующим автоматизированным выбором рациональных конструктивных параметров трансмиссии. Важным при этом является тот факт, что изменения связанные с модернизацией, например введение планетарного ряда в коробке перемены передач, введение межосевых дифференциалов, изменений в конструкциях раздаточной коробки передач реализуются в компьютерной технологии синтеза не построением новой структуры трансмиссии, а реконструкцией предыдущей структурной и кинематической схемы трансмиссии в режиме диа-

лога с компьютером в течении нескольких минут или даже секунд. За это же время генерируется соответствующая новой конструкции системы «двигатель-трансмиссия-машина» математическая модель, которая позволяет оценить эффект модернизации в целом. Именно эта идеология положена в основу выбора типа бесступенчатых трансмиссий для шахтных дизелевозов, научного обоснования сравнительной эффективности их работы и в основу практических рекомендаций их использования.

Если структурная схема бесступенчатой трансмиссии выбрана, то задача состоит в том, чтобы отыскать вектор конструктивных параметров Γ таким образом, чтобы распределить потоки мощности в трансмиссии с точки зрения минимума механических потерь и мощности тепловыделений и достигнуть в целом максимально возможной тяговой динамики и наилучших энергетических характеристик в наиболее вероятном диапазоне эксплуатационных скоростей тягового транспортного средства [207], в частности, дизелевоза [221, 223-225]. Причем, для транспортных средств, оснащенных бесступенчатыми трансмиссиями и выполняющих разные технологические процессы, следует опираться на приоритет тех или иных критериев качества, связанных с конкретными технологическими процессами. Так, например, для колесных тракторов типа Fendt, Class и т. п. в технологичном режиме вспашки ($f=0,5-0,6$; $V=7-9$ км/ч) конструктивные параметры трансмиссии должны быть оптимизированы по критерию наивысшей производительности и КПД, так как в этом случае особенно важен КПД трансмиссии и топливная экономичность, а технологический процесс в режиме указанных наиболее вероятных эксплуатационных скоростей достаточно стабилен [206]. Тяговые транспортные машины типа Краз-6322, или гусеничного МТЛБ/ХТЗ в режимах скоростей на пересеченной местности (например, в боевых условиях) [6, 12] должны быть оснащены трансмиссиями, конструктивные параметры которых должны быть синтезированы в первую очередь по критерию, обеспечивающему машине наилучшую тяговую динамику, а следовательно и маневренность [10, 14, 15, 58, 68]. Особым вопросом при введении такого типа критериев является вопрос уровня их совместимости или антагонистичности. Детальный анализ отмеченных вопросов позволяет определить комплекс уже решенных задач в области использования бесступенчатых гидрообъемно-механических или электрических трансмиссий и акцентировать внимание на нерешенных задачах касательно шахтных дизелевозов. К решенным задачам относятся:

1. Разработка методики структурного синтеза СМТ и гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ) произвольной структуры с параллельным автоматическим конструированием (генерацией) на ЭВМ адекватной математической модели трансмиссии для тягово-транспортных средств, в основном военных гусеничных машин и тракторов [1, 6, 8, 16, 19, 21, 157, 188, 191, 203, 205, 208].

2. Визуализация адекватной математической модели трансмиссии, как совокупности математических моделей кинематических и силовых базисных матриц составляющих базовых элементов трансмиссии [186-188, 198].

3. Методика матричного моделирования, визуализация кинематических,

силовых и энергетических параметров СМТ и ГОМТ тягово-транспортных машин во всем диапазоне их эксплуатационных режимов с целью обоснования проектирования и модернизации узлов и деталей [186-188, 200, 205, 208].

4. Математическая формализация показателей маневренности и энергетики в виде интегральных критериев качества по тяговой динамике, КПД и мощности тепловыделений в трансмиссии с учетом стохастического распределения эксплуатационных скоростей машины [10, 14, 68, 137, 207].

5. Методика параметрического синтеза конструктивных параметров бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий с целью наилучшей тяговой динамики и энергетики транспортной машины [12, 184, 185, 202, 207].

6. Комплексная система оценок СМТ и бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий, включающая квазистатический и динамический анализ системы ДВС-ГОМТ-ТМ с целью выбора еще на этапе проектирования наиболее эффективного варианта трансмиссии, обеспечивающей наилучшие энергетические характеристики и маневренность для конкретной тяговой машины [190].

Следует особо подчеркнуть, что решенные в трудах В.П. Аврамова, Е.Е. Александрова, А.С. Антонова, М.Д. Борисюка, Д.О. Волонцевича, К.И. Городецкого, Л.И. Гром-Мазничевского, А.Т. Лебедева, Е.С. Кисточкина, А.П. Крюкова, М.П. Козлова, В.А. Кононенко, А.В. Рогова, В.Б. Самородова задачи, прежде всего относились к гусеничным машинам повышенной проходимости и сельскохозяйственным тракторам. В целом динамические модели Е.Е. Александрова [5-17] ориентированы на применение в задачах автоматического управления и синтеза параметров систем управления двигателем и ГОМТ быстроходных гусеничных машин. Применительно к шахтному транспортному машиностроению, с точки зрения описания кинематических, силовых и энергетических характеристик объекта и автоматизации трансмиссий, работы Е.Е. Александрова [5-17], посвященные в основном бронетанковой технике, к сожалению, не использовались и не развивались. В работах В.Б. Самородова [187, 188, 191, 192, 198, 200-202, 205, 207] анализируются ГОМТ быстроходных гусеничных машин работающие в моноблочном исполнении, значительно отличающиеся от двухпоточных ГОМТ возможных для применения в шахтных дизелевозах. Идеология трансмиссионного матричного анализа для синтеза трансмиссий шахтных дизелевозов не применялась. В литературе отсутствуют работы по анализу эффективности бесступенчатых трансмиссий как гидрообъемно-механических, так и электрических на шахтных дизелевозах. В теоретическом плане отсутствуют работы по сравнению эффективности ступенчатых механических трансмиссий, бесступенчатых гидрообъемно-механических и электрических. Именно это обстоятельство и приводит автора к постановке новых задач, которые решаются в настоящей работе.

1.4. Основной механизм трения при качении колеса по рельсу

Качение колеса локомотива по рельсу, несмотря на кажущуюся простоту, представляет собой сложный динамический процесс. Несовершенство материа-

ла бандаж и рельса, постоянное изменение условий движения, воздействие многочисленных случайных факторов чрезвычайно затрудняют анализ процесса качения и действующих при этом сил сцепления колеса с рельсом. Действительная картина возникновения и реализации силы сцепления остается, поэтому, одной из основных, не решенных полностью задач.

Накопленный обширный научный материал по исследованиям сцепления колеса и рельса представлен в работах [44, 45, 104, 167]. Исторически начало изучения трения связывается с именем Леонардо да Винчи, Г. Амонтона и Г. Лейбница, а начало систематическим исследованиям трения положил Ш. Кулон [104].

Если в первое время исследователи трения качения основное внимание уделяли установлению взаимосвязи его с нагрузками на тела качения и их размерами (наряду с исследованиями Ш. Кулона здесь можно выделить работы Т. Тредголда, А. Морена и А. Дюпюи [44, 104]), то в дальнейшем появились различные гипотезы о природе трения качения и разрабатывалось их теоретическое обоснование. Основные из них – это теория пластического деформирования (И. Гранвуане), теория продольного (О. Рейнольдс [292], Н.П. Петров [158]) и дифференциального (А. Пальмгрен, Г. Хиткоут) проскальзывания, молекулярная теория (Г.Томлинсон [293]), теория упругих несовершенств (А.Ю. Ишлинский [80, 82], Д. Тейбор [302]). В настоящее время основные явления, сопутствующие процессу качения рассматриваются с позиций трех обобщенных теорий: теории скольжения, молекулярной теории и теории несовершенной упругости.

Концепция О. Рейнольдса и Н.П.Петрова использовалась при исследовании процесса качения Ф.В. Картером [280], Г. Фроммом [285], В.И. Моссаковским [147, 148], СВ. Пинегиным [160, 161], В.В. Вибаровым [48], З. Друтовски [283], И. Калкером [83, 289, 290] и др. Среди исследований сопротивления качению на молекулярном уровне (сюда можно также отнести изучение электростатических явлений в контакте) следует выделить работы В.В. Дерягина [63, 64] и А.С. Ахматова [20].

Различные аспекты теории качения как эффекта несовершенной упругости материалов контактирующих тел (впервые мысль о такой причинной связи высказал еще Дюпюи [45], но не разрабатывал детально эту гипотезу) изучали в своих работах В.П. Горячкин [55], Д. Тейбор, И. Гринвуд и Х. Миншел [286, 302], И. Мервин и К. Джонсон [288] и др.

Однако при качении присутствуют в разной степени компоненты основных сопротивлений, от которых получили названия перечисленные теории. Но относительная доля в общем коэффициенте трения качения зависит от конкретных конфигураций, материала, нагрузок, фрикционных, кинематических и динамических условий взаимодействия контактирующих тел качения. Так, например, А.Ю. Ишлинский, рассматривая качение жесткого катка по релаксирующему и вязко-упругому основанию, впервые в 1938 г. аналитически исследовал сопротивление качению как концепцию несовершенной упругости материалов [81, 82]. Позже, в 1956 г., для случая качения такого же катка по упругому основанию [80] он уже исходил из положений О. Рейнольдса, учитывая кинематику узла качения и находя условия существования скольжения и сцеп-

ления в области контакта. Д.В. Конвисаровым [96, 97] впервые была сделана попытка объяснить сопротивление качению современным действием нескольких реальных факторов, рассматриваемых в различных гипотезах.

Примером одновременного учета влияния объемных и поверхностных эффектов на сопротивление качению является и работа И.Г. Горячевой [54], которая рассмотрела качение вязко-упругих тел при наличии в контакте зоны сцепления и зоны проскальзывания. В [56] зафиксировано одновременное действие сил упругого скольжения и пластического деформирования в процессе силовой передачи движения парой «колесо-рельс».

Однако достигнутый уровень науки о трении качения не обладает законченной системой представлений об основных трибологических закономерностях процесса качения, объединяющей в единую теорию все или хотя бы перечисленные выше основные механизмы взаимодействия катящихся тел. Поэтому для достаточно адекватного воспроизведения реальной картины поверхностных явлений с помощью расчетной методики необходим анализ и выделение ведущего механизма взаимодействия для конкретных деталей узлов машин с учетом их материалов, нагрузок, кинематики и других условий контактирования.

Теории взаимодействия колеса и рельса при качении посвящены многочисленные работы, что связано с острой актуальностью проблемы. Многие из них устарели, но и современные работы в этой области не могут четко объяснить физику явлений, происходящих на контакте рельса и движущегося по нему колеса. Наиболее признанными в настоящее время являются работы Ф. Картера [280] и Дж. Калкера [289]. Как эти, так и большее количество других работ в области взаимодействия колеса и рельса при качении основаны на предположении, заключающемся в том, что в области контакта образуются две зоны – зона сцепления и зона проскальзывания. Однако автор [92] считает, что разделение области контакта на зоны экспериментально не подтверждено и не является прозрачным с физической точки зрения. Представляют также интерес и работы по механизму сцепления с учетом фононного трения [132, 136].

Проскальзывание является важнейшей триботехнической характеристикой, определяющей силы трения на рабочих поверхностях колес и рельсов как напрямую (через «кривую крипа»), так и через состояние поверхностей трения (вследствие изменения скорости истирания поверхностных пленок). Перераспределение проскальзываний на поверхностях колес и между колесами тесно связано с перераспределением моментов сил на колесных парах, установкой транспортного средства в рельсовой колее, перекосами колесных пар и углами их набегания на рельс, что в конечном счете определяет направляющие усилия, износ колес и рельсов и энергетические затраты при движении подвижного состава. Понятие относительного проскальзывания используется в различных областях техники: на железнодорожном [74, 113], промышленном [112] и автомобильном транспорте [119], при расчете зубчатых зацеплений, кулачковых механизмов, ременных передач [276]. Вместо термина «относительное проскальзывание» употребляют «относительное скольжение» [113], «относительная скорость скольжения» [112], «процент скользящего трения» [95], «безразмерный коэффициент скольжения» [41]. Относительное проскальзывание выражают в

процентах или в долях единицы. Результаты многочисленных экспериментов позволяют предположить, что взаимосвязь коэффициента трения f от проскальзывания ε непостоянна и зависит от материалов, формы контакта, среды, длительности и многих других факторов. В настоящее время наука о трении не располагает строгими зависимостями, позволяющими определить значения коэффициента трения f от проскальзывания ε , что объясняет преобладание эмпирических методов исследований при решении многих практических задач. Схематично зависимость коэффициента трения от проскальзывания представляется в виде графика (рис. 1.11) [172].

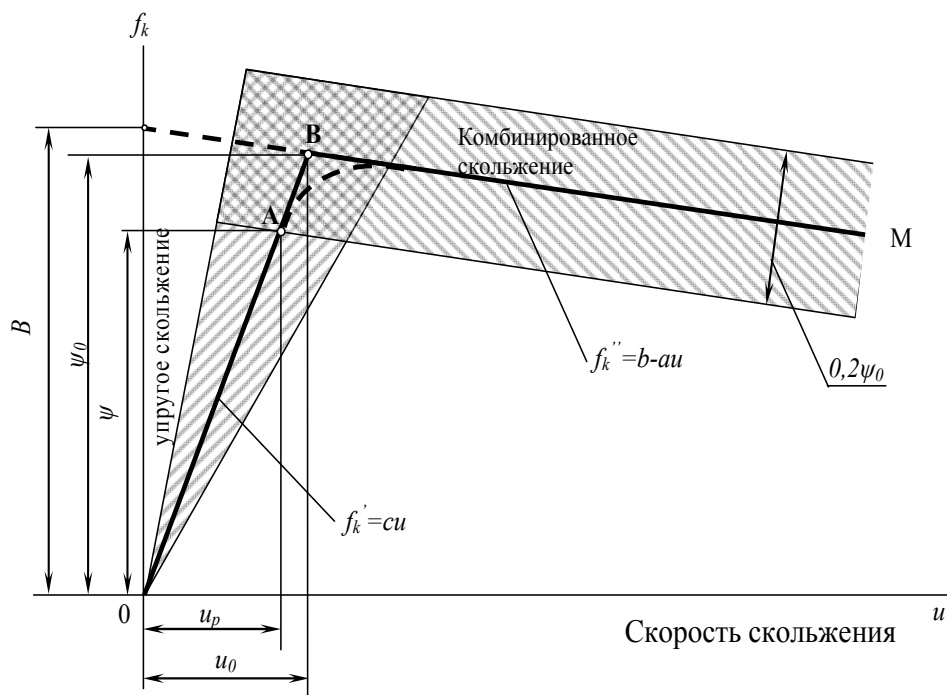


Рис. 1.11. Зависимость коэффициента трения от проскальзывания

Впервые возрастание сил трения с увеличением проскальзывания в области, прилегающей к нулю, попытался объяснить Ф. Картер [280], предположив, что проскальзывание пропорционально упругой деформации в зоне контакта колеса и рельса. Т. Ояма [301] высказал гипотезу, заключающуюся в следующем – в зоне контакта нет непрерывного переползания поверхностей с постоянным коэффициентом трения, а есть две зоны – сцепления и скольжения, на границе которых коэффициент трения скачком изменяется от $f_{ст}$ до $f_{дин}$. А.Я. Коган [93] выделил на зависимости $f(\varepsilon)$ три области, определяемые как область линейного крипа, нелинейного крипа и чистого скольжения. Им предложено учитывать линейную и нелинейную составляющие скорости скольжения. Однако, для практических расчетов решающее значение имеет критическая величина проскальзывания, соответствующая переходу от упругого скольжения к боксованию (или буксованию, как принято говорить у горняков). Упругая оценка по Герцу дает $\varepsilon_{кр} = 0,3\%$ [280]. Несколько большая величина получена в работе [301]. В работе [289] сделан вывод, что даже с учетом шероховатости, неупругого деформирования, неэллиптичности контакта, неточности плоского реше-

ния $\varepsilon_{кр}$ не может превышать 0,5%. Это способствовало применению в динамических моделях теоремы Жуковского, согласно которой проскальзывание наступает на том колесе колесной пары, где момент силы трения меньше [39]. При проведении экспериментов получают значительно более высокие значения $\varepsilon_{кр}$. Критическое проскальзывание, соответствующее достижению максимального значения коэффициента трения, достигало и варьировалось от 0,2 до 4...5% [135].

Многочисленные исследования сцепления колеса с рельсом как физического явления породили несколько гипотез о формировании силы сцепления в различных режимах качения колеса по рельсу [44, 75, 112, 125, 172, 280, 289]. Значения коэффициента сцепления определялись с учетом состояния поверхностей фрикционной пары [46, 110, 125, 127, 132, 143, 144, 172, 173, 213, 222, 245, 257], физических свойств материалов, скорости движения, геометрии бандажей железнодорожных колес и профиля пути, нормальной реакции рельса под колесом [37, 47, 71, 72, 102, 112, 113, 126, 142, 167, 213, 226], а затем использовались для эксплуатационных расчетов [22, 70, 113, 120, 145, 152, 153, 163, 173, 174, 214, 218, 246,]. Детально изучалось влияние параметров ходовой части и свойств подвески шахтного локомотива на силу сцепления и тягово-тормозные характеристики [26, 28, 29, 42, 43, 94, 99, 168, 169, 170, 181, 214, 218, 233, 235]. В работе [62] предложено улучшить тягово-тормозные характеристики шахтного локомотива за счет применения упругого буксового узла, включающего резинометаллические элементы.

Наиболее распространенной на сегодняшний день есть гипотеза, согласно которой сила сцепления колеса с рельсом возникает при проскальзывании колеса относительно рельса во время качения. Так же, как и сила трения, она зависит от процессов, происходящих в поверхностных слоях контактирующих тел [103-106, 141, 150, 300] и является результатом механического взаимодействия (деформации микрорельефа соприкасающихся поверхностей) и межмолекулярного притяжения на площадке контакта колеса и рельса, обусловленных большой нормальной нагрузкой [65]. На опорной поверхности, возникающей за счет взаимной деформации колеса и рельса и имеющей форму эллипса, одновременно существуют зоны сцепления и упругого скольжения [5, 80]. Упругое скольжение, называемое также неполным скольжением, псевдоскольжением или крипом [42-47, 139, 280], образуется вследствие сдвига поверхностного слоя бандажа и рельса и приводит к тому, что геометрический центр колеса проходит путь, не равный пути, вычисленному исходя из угловой скорости и радиуса колеса за одно и то же время.

Теоретические и экспериментальные исследования взаимодействия поверхностей колеса и рельса в зоне фрикционного контакта [29, 32, 37, 45, 46, 72, 110, 125, 131-133, 145, 153, 167, 214, 270] показали, что качение колеса по рельсу без скольжения не бывает, это всегда представляет собой процесс качение – проскальзывание.

Повышение силы сцепления возможно путем увеличения коэффициента сцепления или силы прижатия колес к рельсам. Экспериментально установлено [46, 74, 103-105, 112, 172, 218], что определяющее влияние на величину коэф-

коэффициента сцепления оказывает состояние поверхностей рельсового пути. Коэффициент сцепления может быть повышен за счет посыпки рельсов высокофрикционным материалом (например, песком). Все отечественные шахтные локомотивы оборудуются песочницами для дистанционной подачи песка в область контакта колеса и рельса, однако из-за слеживаемости и высокой гигроскопичности обычного песка они оказываются малоэффективными и не работают на наиболее тяжелых участках шахтного пути [216, 272, 277].

Описанные в литературе исследования по определению зависимости коэффициента сцепления ψ (отношение силы тяги или торможения оси к нормальной статической нагрузке на ось) от относительного скольжения ε (отношение скорости скольжения колеса к линейной скорости его движения) в зависимости от состояния рельсового пути выполнялись для режима тяги, а затем их результаты автоматически переносились на режим торможения [111, 112].

Основополагающие экспериментальные исследования зависимости $f(\varepsilon)$ в условиях шахтной локомотивной откатки, на эксплуатирующемся поезде в реальных условиях движения, были проведены А.А. Ренгевичем [172, 173]. На основании этого материала выведены эмпирические зависимости и получены численные значения коэффициента сцепления ψ (приведены в таблице 1.1) колес локомотива с рельсами от состояния рельсового пути, использующиеся в тяговых и тормозных расчетах и в настоящее время.

При этом, величину критического скольжения, что вызывает некоторые сомнения, предложено принимать равной $\varepsilon_{кр} = 2,5\%$, для любого состояния рельсового пути. При использовании этих рекомендаций результаты не всегда отражают реальную характеристику процесса взаимодействия колеса и рельса, что на определенных этапах развития подвижного состава приводит только к их уточнению, не раскрывая природы взаимодействия элементов образующих фрикционную пару, не указывая направлений для управления процессом взаимодействия, особенности его формирования и др.

Таблица 1.1

Значения расчетного коэффициента сцепления рудничных электровозов полученные А.А. Ренгевичем [172]

Состояние рельсов	Значение ψ
Покрытые жидкой угольной и породной грязью	0,07 – 0,08
Влажные, чистые	0,09
Мокрые, чистые	0,12 – 0,13
Сухие, практически чистые	0,17
Посыпаны песком	0,18 – 0,24
Посыпаны песком, раздавленным в предыдущей поездке	0,14 – 0,18

В режиме торможения относительное скольжение (по определению) мо-

жет изменяться от практически нуля (при выбеге) до единицы (или 100 %) при юзе (колеса не вращаются, но локомотив движется), которое возникает из-за блокирования колес излишне большим тормозным моментом. При этом относительное скольжение в режиме торможения имеет положительный знак, а не отрицательный, как считали некоторые исследователи [145]. Отрицательное скольжение возможно только при буксовании в режиме тяги, когда колеса вращаются, а локомотив стоит или движется вперед или назад. При этом относительное скольжение может быть и более 100 %.

Обычно максимальный коэффициент сцепления стального колеса по стальному рельсу может быть реализован при относительном скольжении около 1,5 % [112, 172]. Некоторые исследователи [44, 74, 75, 133, 135] считают, что нормальным коэффициентом сцепления на железнодорожных путях и в шахтных условиях можно считать коэффициент сцепления, развиваемый колесом и при относительном скольжении от 2 до 8 %.

При торможении тяговыми двигателями дается рекомендация повышать значение расчетного коэффициента сцепления на 10 % [145]. Для улучшения тормозных характеристик предложено не только применять подсыпку песка под колеса, но и очищать рельсы от грязи, промывая их чистой водой или водой с различными добавками.

Процесс взаимодействия колеса с рельсом при наличии промежуточной среды, оказывающей весьма значительное влияние на коэффициент сцепления [44, 46, 74, 125-127, 143-145, 172, 173, 213, 222, 245, 257], и в настоящее время изучен недостаточно.

В работах [213, 214] исследован случай, когда коэффициент сцепления и силы сопротивления качению принимают средние значения и применима вязкопластическая модель промежуточной среды, описываемая уравнениями Шведова – Бингама, характеризуемая кинематической вязкостью и предельными напряжениями сдвига. Показано, что несущая способность вязкопластической среды может уменьшить коэффициент сцепления до величины внутреннего трения среды. Дается рекомендация по максимальной нормальной нагрузке на колесо в тяговом режиме, которая должна составлять 10 кН для угольной и 8 кН для рудничной пыли на рельсе при скорости движения 4 м/с. Для тяжелых шахтных и рудничных локомотивов сцепной весом до 140 кН такие ограничения неприемлемы. Автор работы [213] заимствует исходные предпосылки и математический аппарат из работ [85, 101] и использует его при теоретическом описании параметров качения колеса по рельсу с разделяющей их промежуточной средой. Цель работ [85, 101] – выяснить роль смазки в подшипниках качения – процесс качения цилиндра (шара) описан соответственно при вязкой и пластичной смазочных прослойках. Необходимо отметить, что качение цилиндра по поверхности покрытой пластичной смазкой является предельным частным случаем к общему случаю качения при наличии вязко-пластичной смазки, поэтому в качестве модели промежуточной среды автор [213] выбирает вязкопластическую модель. Результаты работы [213] вызывают некоторые сомнения, т.к. работы [85, 101] предназначены для расчета подшипников качения в присутствии консистентных смазок с высокими значениями предельного напряжения

сдвига при малых скоростях, распространяются на зубчатые зацепления, в которых масляная прослойка предохраняет от слипания и уменьшает напряжения в местах контакта и представляют значительный интерес для ряда других практических задач: прокатка металлов, передача и накатка красок с валика на валик и на печатные поверхности в полиграфических машинах и т.д., но мало применимы к взаимодействию колеса и рельса.

Применялось так же уравнения Навье – Стокса в полярной системе координат [124] с использованием метода взвешенных невязок в виде поточечной коллокации. Установлено, что при изменении абсолютной величины относительного скольжения от 5 до 20 % отношение увеличения относительной подъемной силы промежуточной среды к увеличению относительной силы вязкого сопротивления, обусловленное наличием промежуточной среды, по сравнению со значениями этих величин при свободном качении колеса по рельсу возрастает в 5,6 раза, что способствует уменьшению коэффициента сцепления. При наличии промежуточной среды абсолютное значение относительного скольжения целесообразно ограничивать величиной 8,5 %. Такой подход [37] оказался более точным, и может быть использован для решения задач, связанных с взаимным проскальзыванием тел при наличии промежуточной среды между ними.

В работе [222] на основании уравнений гидродинамической теории смазки рассмотрено взаимодействие тормозной колодки колесно-колодочного тормоза с колесом при наличии промежуточной среды в виде дисперсии продуктов износа смазочных материалов и неорганических загрязнений в зонах контакта колодка-колесо и колесо-рельс.

В литературе по железнодорожному транспорту появились сведения о наличии у характеристики сцепления двух ярко выраженных максимумов, что, как указано в работе [167], пока не подтверждено для шахтных условий. Первый из рассматриваемых максимумов характеристики, соответствующий крайне незначительному (от 0,5 до 2,0 %) относительному скольжению колесных пар, отмечался исследователями [38] как единственный еще в самом начале проведения широких экспериментов по изучению этого явления. Величина скольжения, соответствующая максимуму сцепления, была названа «критической», а условия ее существования (качественные и количественные характеристики при сравнительно чистых рельсах) достаточно полно интерпретировались теорией пластических деформаций, рассматривающей внутреннее напряженное состояние в колесе и рельсе в окрестностях поверхности их касания. Однако в реальных условиях эксплуатации участки с сухими и чистыми рельсами, где уровень сцепления колес с рельсами достаточно высок и стабилен, как правило, чередуются с участками, характеризующимися большей или меньшей загрязненностью. Наличие загрязнений на поверхности рельсов существенно меняет течение процесса реализации имеющегося уровня сцепления. С ухудшением условий сцепления величина критического скольжения возрастает от 10 до 12 % и выше. Некоторым исследователям при использовании быстродействующей аппаратуры удавалось фиксировать наличие второго максимума силы сцепления при значениях скольжения, намного превышающих критическое [31, 32, 131, 133, 135].

Значительная часть рельсовых загрязнений находится в аморфном состоянии. Загрязнения представляют собой полидисперсную систему, средняя толщина которой примерно в десять раз превышает наиболее вероятные размеры частиц. Именно эти поверхностные слои в зоне контакта во многом определяют сцепление колеса с рельсом, обуславливая наличие второго максимума характеристики сцепления при скольжении до 10 % и даже до 25 % [126] на рельсах умеренной загрязненности.

Чтобы дать единую, по возможности, оценку степени влияния различных факторов на сцепление колес с рельсами, учитываемых в ряде наиболее известных исследований, авторы работы [74] провели ранжирование (идентификацию) 20 факторов указанных в 35 научных работах. Основу идентификации составили мнения специалистов, данные, опубликованные в периодической печати и монографиях, а также результаты статистической обработки проанализированных данных. Полученные результаты свидетельствуют, что основное влияние на коэффициент сцепления оказывают давление в контакте колеса и рельса и физико-химические и фрикционные свойства поверхностных слоев и загрязнений. На восьмом месте – толщина слоя поверхностных загрязнений и вид трения. В зависимости от местности, подвижного состава, характера движения, климатических условий и т.п. изменяется качество поверхностей и химико-физические характеристики находящихся в них загрязнений. Наиболее полно эти обстоятельства исследованы Ю.М. Лужновым [126], согласно которому загрязнения представляют собой дисперсную систему, изменяющуюся в широких пределах по дисперсности, толщине слоя, структурно-реологическим свойствам. Однако в силу не до конца выясненного до сих пор механизма трения и сопровождающих его превращений в поверхностных слоях контактирующих тел, это направление исследований, как и в общей трибологии, пока нельзя считать полностью разработанным до уровня установления количественных зависимостей, необходимых для определения и целенаправленного управления величиной коэффициента сцепления в различных эксплуатационных условиях.

Таким образом, для всех рельсовых транспортных средств с выходными катящимися звеньями, свойства фрикционной пары, образованной этими звеньями и рельсом, зависят в основном от характеристик промежуточной среды разделяющей поверхности катания колеса и рельса, их геометрических параметров и внешних нагрузок. Характеристики промежуточной среды влияют на такие параметры движущегося транспортного средства, как коэффициент сцепления, сопротивление качению, устойчивость движения и др. Поэтому, особый интерес представляют исследования процесса эффективности реализации тягово-тормозного усилия при наличии в зоне контакта промежуточной среды, что позволит на этапе проектирования с большей точностью подойти к определению типа и оптимальных параметров трансмиссии шахтного дизелевоза, т.к. от принятых допущений при расчете взаимодействия колес и рельсов зависит насколько точно можно прогнозировать численные значения кинематических и силовых параметров и их характеристики.

1.5. Постановка задач исследования

Из проведенного обзора литературных источников в областях национального и мирового машино- и локомотивостроения, разработки и использования различных вариантов трансмиссий тягово-транспортных средств, основных конструктивных схем выполнения и эффективности их использования, современных представлений о теории трения следует:

1. В настоящее время не представляется возможным дать сколько-нибудь определенные рекомендации о целесообразности применения той или иной передачи в трансмиссии шахтного дизелевоза, за исключением гидродинамической, явно неприменимой на указанном типе локомотивов.

2. Применение бесступенчатых трансмиссий позволяет повысить эффективность отечественного шахтного локомотивного транспорта. Подобные трансмиссии в настоящее время используются ведущими мировыми машиностроительными компаниями.

3. Для эффективного проектирования и анализа работы трансмиссии в составе системы «двигатель-трансмиссия-дизелевоз» появилась необходимость развития и совершенствования соответствующих расчетно-теоретических методик.

4. Конечной целью моделирования и анализа работы трансмиссии является повышение технических характеристик машины в целом. Исследование трансмиссий должно быть связано с одновременным моделированием работы двигателя, движителя и внешних нагрузок, возникающих при движении машины по опорной поверхности с чередующимся в условиях эксплуатации коэффициентом сцепления. Имеющийся обширный материал по исследованию взаимодействия колеса и рельса может быть использован как методическая основа.

5. Взаимодействие колеса локомотива с рельсом при наличии промежуточной среды изучено недостаточно. Используемые в эксплуатационных расчетах зависимости коэффициентов сцепления колеса и рельса были установлены на основе результатов экспериментальных данных полученных в 1950...1970 годах. Исследования характеристик сцепления реализуемых на фрикционном контакте пары типа «колесо-рельс» при наличии в зоне контакта промежуточной среды, с применением современных средств регистрации и обработки данных, позволит выработать научно-обоснованные требования к трансмиссиям шахтных дизелевозов.

На основании сделанных выводов сформулирована цель работы: установление зависимостей формирования, распределения и передачи потоков мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий с минимумом механических потерь в элементах трансмиссии, развитие модельных представлений задачи фрикционного взаимодействия колеса и рельса во взаимосвязи с поверхностными явлениями на контактирующих поверхностях и разработка обобщенной интегральной системы критериев для научного обоснования типа трансмиссии шахтного дизелевоза и её параметров, обеспечивающих рациональные энергетические параметры двигателя и тяговые характеристики машины в рабочем диапазоне эксплуатационных скоростей.

Для достижения цели в работе поставлены следующие задачи:

1. Обосновать, на основании теоретических исследований и построения, с учетом объёмных и гидромеханических потерь, универсальных характеристик гидрообъёмных передач, целесообразность использования конкретных гидромашин в бесступенчатых трансмиссиях шахтных дизелевозов. Разработать технологию автоматизированного построения универсальных характеристик электрических передач, для комплексной оценки соотношений кинематических, силовых и энергетических параметров бесступенчатых трансмиссий на базе гидрообъёмных и электрических машин.

2. Получить базисные матрицы структурных элементов электрических трансмиссий и установить, методами матричного анализа, закономерности формирования и передачи потоков мощности в полно- и двухпоточных трансмиссиях различных типов обеспечивающих максимально возможный КПД трансмиссии.

3. Установить взаимосвязь кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных гидрообъёмно-механических коробок передач (ГОМ КП) с параметром регулирования гидрообъёмных передач (ГОП) в случаях планетарного механизма на выходе и на входе для нахождения закономерностей в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов во всем рабочем диапазоне гидрообъёмно-механических коробок передач.

4. Разработать и апробировать обобщенную интегральную систему критериев с целью объективного, с учетом имеющихся противоречий, сравнения альтернативных вариантов трансмиссий для компромиссного решения, удовлетворяющего всем требованиям.

5. Провести экспериментальные исследования характеристик сцепления реализуемых на фрикционном контакте пары типа «колесо-рельс» при наличии в зоне контакта промежуточной среды идентичной шахтным условиям.

6. Выполнить анализ движения системы «двигатель – трансмиссия – дизелевоз» при использовании ступенчатой механической и бесступенчатых трансмиссий для обеспечения наилучших энергетических характеристик и тяговой динамики в наиболее вероятном диапазоне коэффициентов сцепления и эксплуатационных скоростей с учетом потерь в машинах и реальных характеристик фрикционной пары колесо-рельс.

7. Разработать методику и программное обеспечение автоматизированного конструирования трансмиссий шахтных дизелевозов, включающие модуль комплексной оценки и сравнения альтернативных вариантов.

РАЗДЕЛ 2

ГИДРООБЪЕМНЫЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОДЫ КАК ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ДИЗЕЛЕВЫХ ВОЗОВ

2.1. Анализ конструкций и технических характеристик современных объемных гидромашин и гидрообъемных передач

Сравнительный анализ конструктивных особенностей и технических характеристик объемных гидромашин (ГМ) и гидрообъемных передач на их базе трансформируется в научно-техническое обоснование использования конкретных конструкций и типоразмеров ГОП в бесступенчатых трансмиссиях шахтных дизелевозов. В настоящее время наибольшее распространение в ГОП колесных и гусеничных тягово-транспортных средств имеют аксиально-поршневые гидромашинки типа «Сандстренд-Зауэр». Тип гидромашин получил свое название от названий фирм «Сандстренд» (США) и «Зауэр» (Германия), которые явились разработчиками и организовали совместное производство этих гидромашин. В соответствии с лицензией в бывшем СССР были построены два крупных предприятия по выпуску гидромашин, которые специализировались на производстве гидропередач и запасных частей для использования в основном в военных целях (ОАО «Гидромаш», г.Салават-Юлаев, Россия) и для народного хозяйства (ОАО «Гидросила», г.Кировоград, Украина). Так называемая двадцатая серия гидромашин типа «Санстренд-Зауэр» (табл. 2.1) имеет порядковые номера 20, 21, ..., 27, соответствующие возрастанию рабочего объема гидромашинки и максимальной мощности. Гидромашинки двадцатой серии имеют относительно высокие рабочие параметры: выдерживают длительную работу при давлении 21 МПа (номинальное давление) и кратковременное максимальное давление 35 МПа, рассчитаны на срок службы 8-12 тысяч часов, отличаются высокой компактностью и технологичностью.

Использование ГОМТ на базе аксиально-поршневых машин для сельхозмашин, легковых, грузовых и легких колесных и гусеничных машин (до 15 т) очень актуально и перспективно. В этом смысле ОАО «Гидросила» является потенциальным катализатором и мощной элементной базой украинского машиностроения. На рис. 2.1 показана конструктивная схема отечественного гидропривода ГСТ 90, предназначенного для передачи крутящего момента от двигателя к ходовой части с бесступенчатым регулированием скорости и силы тяги при ручном управлении на транспортных средствах. Заметим, что под аббревиатурой ГСТ 90 понимается «гидростатическая трансмиссия» с рабочим объемом 90 см³, что не вполне корректно, т.к. на самом деле речь идет о силовом объемном гидроприводе. В таблице 2.2 приведены основные технические характеристики ГСТ 90 (отдельно гидронасоса, гидромотора, насоса подпитки, фильтров, гидролиний и т.п.). В настоящее время компания ОАО «Гидросила» выпускает на рынок насосы аксиально-поршневые регулируемые и гидромоторы нерегулируемые с рабочими объемами 33, 71, 90 и 112 см³.

Таблица 2.1

Основные параметры ряда гидромашин «Санстренд-Зауэр»

Параметры	Номер гидромашин							
	20	21	22	23	24	25	26	27
Рабочий объем, $q \times 10^{-6}$, м ³	33,3	51,6	69,8	89,0	118,7	165,8	227,3	333,7
Производительность $q \times 10^{-6}$, м ³ /рад	5,30	8,22	11,11	14,17	18,90	26,40	36,19	53,14
Максимальная частота вращения ω_{max} , рад/с	$\frac{377}{399}$	$\frac{326}{368}$	$\frac{295}{336}$	$\frac{262}{294}$	$\frac{247}{284}$	$\frac{221}{252}$	$\frac{198}{221}$	$\frac{175}{200}$
Номинальная мощность N_N , кВт	$\frac{41,2}{46,4}$	$\frac{55,2}{61,8}$	$\frac{67,7}{76,5}$	$\frac{79,5}{88,3}$	$\frac{95,7}{108,9}$	$\frac{119,2}{135,4}$	$\frac{147,2}{163,4}$	$\frac{191,4}{216,4}$
Максимальная мощность N_{max} , кВт	$\frac{62,7}{66,4}$	$\frac{84,2}{95,2}$	$\frac{102,9}{117,2}$	$\frac{116,6}{130,8}$	$\frac{146,6}{168,5}$	$\frac{183,2}{208,9}$	$\frac{225,0}{251,1}$	$\frac{292,0}{333,7}$
Масса гидромашин m , кг	$\frac{45}{30}$	$\frac{55}{35}$	$\frac{63}{40}$	$\frac{78}{47}$	$\frac{124}{70}$	$\frac{163}{124}$	$\frac{212}{152}$	$\frac{270}{197}$
Удельная металлоемкость, кг/кВт	$\frac{1,09}{0,65}$	$\frac{0,99}{0,57}$	$\frac{0,93}{0,52}$	$\frac{0,98}{0,53}$	$\frac{1,30}{0,64}$	$\frac{1,37}{0,92}$	$\frac{1,44}{0,93}$	$\frac{1,41}{0,91}$
Удельная энергоемкость, кВт/Н	$\frac{0,09}{0,16}$	$\frac{0,10}{0,18}$	$\frac{0,11}{0,20}$	$\frac{0,10}{0,19}$	$\frac{0,08}{0,16}$	$\frac{0,07}{0,11}$	$\frac{0,07}{0,11}$	$\frac{0,07}{0,11}$

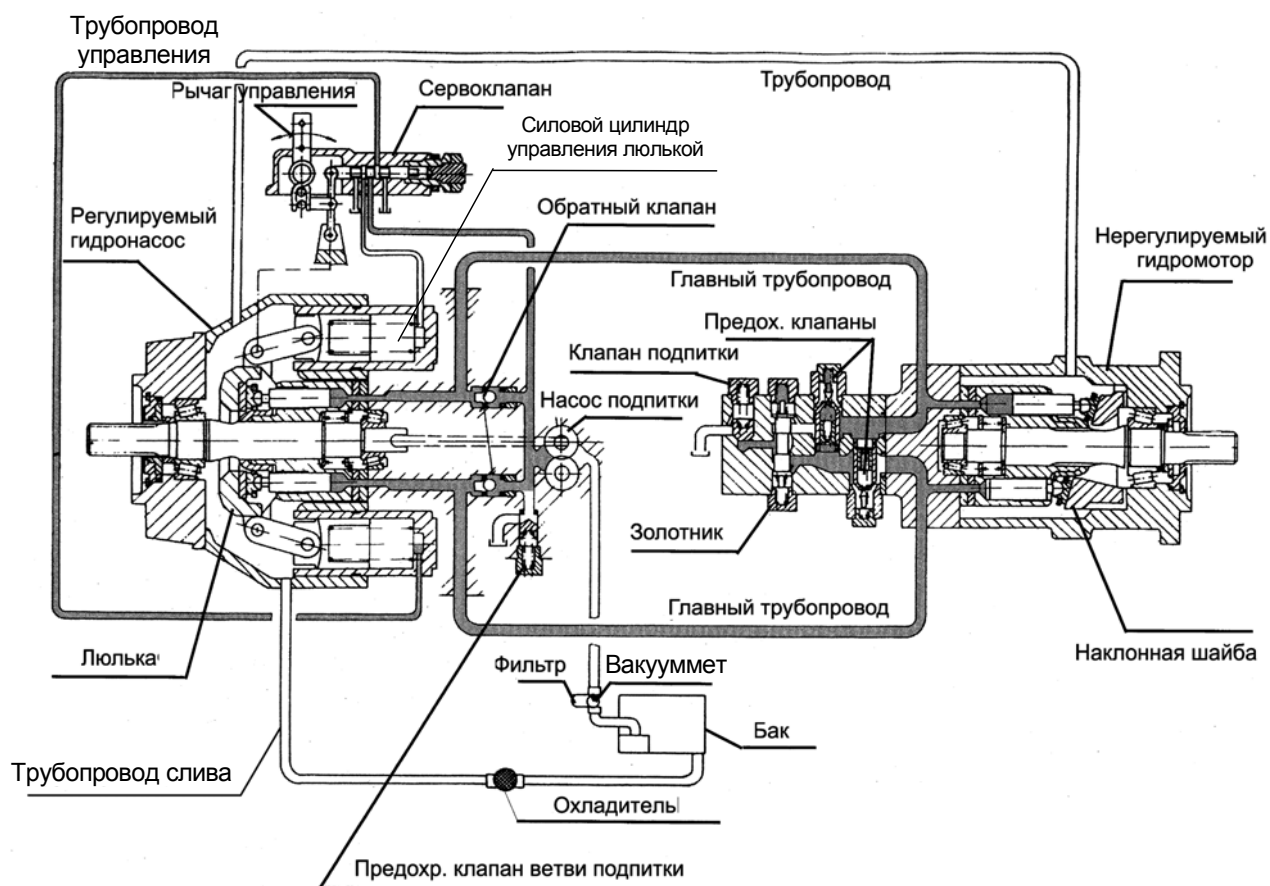


Рис. 2.1. Конструктивная схема отечественного гидропривода ГСТ 90

Технические характеристики ГСТ 90

Рабочий объем гидронасоса и гидромотора, $10^{-6} \text{ м}^3 (\text{см}^3)$ Угловая скорость при давлении 25 МПа, рад/с	Максимальный	89±2
	Номинальная	157
	Максимальная	274
	Минимальная:	
	гидронасоса	52,3
	гидромотора	5,2
Подача гидронасоса, $\text{м}^3 / \text{с}$ (расход 233 л/мин)	Максимальная	0,00388
Рабочий объем насоса подпитки, м^3		0,000018
Высокое давление в гидрролинии, МПа:	Номинальное	26,5
	Максимальное	45,0
Низкое давление в гидрролинии, МПа:	В пределах	1,5 - 1,67
Номинальный перепад давлений, МПа		26,0
Давление управления гидронасосом, МПа	В пределах	1,5 – 2,16
Номинальная эффективная мощность, кВт		49,0
Номинальный крутящий момент, Н·м		312,0
Момент инерции вращающихся масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$		0,0177
Угол поворота рычага управления, град.		±30
Угол поворота люльки гидронасоса γ , град.		±18
Время изменения подачи от минимальной до номинальной, с		3,0
Время реверса, с	В пределах	4,0 - 6,5

За последние 10–15 лет аксиально-поршневые гидромашины подверглись существенной модернизации. Фирма «АПИС» (Словакия) провела успешную исследовательскую и доводочную работу. Продукция фирмы – это типоразмерный ряд классических гидромоторов серии MF и гидронасосов серии PV а также гидростатическое мотор-колесо НКР. Модернизированные фирмой новые гидромоторы серии ЗК-10-М и гидронасосы серий ЗК-10-Р, ЗК-20-Р в настоящее время являются уникальными, т.к. «АПИС» сумела внести значительное число мелких конструктивных нововведений, на которые в 96 государствах получены патенты. Технические параметры гидроагрегатов типа ЗК-10 (табл.2.3) выгодно отличаются от параметров гидромашин-аналогов «Сандстренд-Зауэр».

Обращает на себя внимание существенное повышение рабочего давления в гидромашине, угловых скоростей их валов и как следствие значительный рост мощности. Для конструкторов, работающих в области транспортного машиностроения, технические параметры, приведенные в таблице 2.3, включая инерционные и массовые, а также среднюю наработку гидромашин и ГОП в целом до капитального ремонта, являются определяющими при создании ГОМТ. Кроме указанных серий гидроагрегатов фирма «АПИС» разработала и производит серию PV ЗК-50 регулируемых гидронасосов трех типоразмеров мощностью от 17 до 34,5 кВт. Такие гидромашины могут быть успешно применены в ГОМТ тракторов малых тяговых классов, в силовых приводах поворота подъемных кранов и башни в бронетанкостроении, для запитки основных силовых рабочих цилиндров дорожно-строительных, подъемно-транспортных машин, и наконец в шахтных дизелевозах. В настоящее время ведутся широкие экспериментальные и теоретические работы по совершенствованию узлов и деталей этих гидроагрегатов, повышению их надежности и долговечности.

Технические параметры гидроагрегатов типа ЗК-10

Технические параметры		Типоразмер гидроагрегата					
		020	033	052	070	090	119
Рабочий объем, 10^{-6} м^3	Макс. теоретический при $\gamma = 18^\circ$	20,0	33,3	51,6	69,8	89,0	118,7
	Миним. при $\gamma = 7^\circ$	–	12,5	19,5	26,4	33,6	44,7
Угловая скорость вала, рад/с	Максимальная	430	398	366	335	304	272
	Минимальная	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2
Расход, $10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$	Макс. расход при $\gamma=18^\circ$	–	2,11	3,01	3,72	4,30	5,14
Перепад давления, МПа	Номинальный	42					
	Постоянный рабочий	48					
	Максимальный	52					
Мощность, кВт	Макс. при $\Delta P=42 \text{ МПа}$	56	88,6	126,4	156,3	180,6	216
Момент инерции вращающихся частей, 10^3 кг м^2		2,61	4,34	8,14	12,34	17,77	25,8
Наклон диска $\gamma,^\circ$	Макс./мин.	18 (насос и мотор)/7 (регулир. мотор)					
Средняя наработка до кап. ремонта при $\Delta P=40 \text{ МПа}$, час		5000					

Особое внимание уделяется форсированию рабочих режимов гидромашин, то есть повышению рабочих давлений, угловых скоростей вращения валов гидромашин, коэффициентов полезного действия (КПД), надежности и долговечности. Так, за последние 30-40 лет развитие объемного гидромашиностроения шло по пути уменьшения потерь в парах трения, уменьшения внешних утечек, внутренних перетечек, а также потерь на сжатие рабочей жидкости. Это достигалось путем рационального выбора материалов пар трения [24, 121-123, 166,], уменьшения зазоров в них, выбора эффективных рабочих жидкостей, минимизации гидромеханических и объемных потерь, использованием новых высокоточных технологий, что привело к весоному повышению объемного, механического и общего КПД гидромашин аксиально-поршневого типа.

На рис. 2.2 представлена фотография ГОП-900, разработанная в ХКБМ им. А.А. Морозова для перспективных трансмиссий тяжелых гусеничных машин рабочим объемом $680 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. Максимальная мощность ГОП, представленной на рис. 1.17 [157, 164, 206] составляет 270 кВт при перепаде давления 20 МПа, расходе $1,37 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ (830 л/мин, рабочий объем $276 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$), частоте вращения 3000 об/мин. Диаметр поршней 44,4 мм. Число поршней в каждой гидромашине равно 11. Масса такой гидропередачи составляет около 180 кг. Принятый диаметральный зазор между поршнями и цилиндрами 20 мкм. По данным работы [21] утечки через зазоры между поршнями и цилиндрами составляют около 1–2 % геометрического расхода для каждого цилиндра при вязкости рабочей жидкости $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (30 сСт).



Рис. 2.2. Радиально-поршневая гидрообъемная передача (ГОП-900)

Технические характеристики ГОП-900 конструкции ЗАО «НИИ Гидропривод» по заказу КП ХКБМ им. А.А. Морозова приведены в таблице 2.4 и соответствуют характеристикам мирового гидромашиностроения.

Таблица 2.4

Технические параметры ГОП-900 на базе шаровых поршней

Рабочий объем регулируемого гидронасоса	$680 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$
Рабочий объем нерегулируемого гидромотора	$680 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$
Максимальное давление рабочей жидкости	35 МПа
Давление подпитки	1,5 МПа
Максимальная рабочая частота вращения вала гидронасоса	293 рад/с (2800 об/мин)
Минимальная рабочая частота вращения вала гидронасоса	62,8 рад/с (600 об/мин)
Предельная частота вращения вала гидронасоса	324 рад/с (3100 об/мин)
Гидромеханический КПД гидромотора (209 рад/с, 25 МПа)	0,94
КПД ГОП ($\omega_1=251 \text{ рад/с}$, $\omega_2=209 \text{ рад/с}$, $\Delta p=25 \text{ МПа}$, $E=12 \text{ мм}$)	0,75
Мощность, потребляемая на холостом ходу (не более)	10 кВт
Диаметр (без устройства управления рабочим объемом)	0,56 м
Ширина	0,215 м
Масса (без рабочей жидкости)	375 кг

Гидропередача состоит из регулируемого гидронасоса и нерегулируемого гидромотора, смонтированных в общем корпусе. Принципиально обе гидромашины могут быть регулируемы [157, 164, 206]. Такого типа гидромашины выпускаются серийно фирмой «Martin-Marietta» (США) и эффективно используются в ГОМТ боевых гусеничных машин пехоты и тягачей. В рекламных проспектах фирмы «Martin-Marietta» (США) даются следующие данные по ГОП на базе шаровых поршней для ГОМТ НМРТ-1250: рабочий объем – $492 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, максимальная угловая частота роторов гидромашин – 335 рад/с, пропускаемая мощность 933 кВт, количество поршней – 9.

Технические параметры для ГОП моделей 7 и 11 фирмы «Eaton», получивших большое распространение в трансмиссиях тракторов мощностью до 15 кВт, асфальтоукладчиков, буксировщиков трапов, газонокосилках, в приводах конвейеров и т.п., приведены в таблице 2.5.

Технические параметры ГОП фирмы “Eaton”

Технические параметры		Типоразмер	
		Модель 7	Модель 11
Рабочий объем, 10^{-6} м^3	Гидронасос	7,6	19
	Гидромотор	12,6	34,2
Угловая скорость вала, рад / с	Макс. гидронасоса	377	377
	Гидромотора	0 – 225	0 – 204
Перепад давления, МПа	Максимальный	23	27
Мощность, кВт	Максимальная	3	15
Момент на валу, Нм	Максимальный	27	81

Проведенный анализ конструкций и технических характеристик наиболее широко применяемых в бесступенчатых трансмиссиях современных объемных гидромашин аксиально- и радиально-поршневого типа и гидрообъемных передач на их базе позволяет сделать следующие выводы:

1. Наиболее подходящими гидрообъемными передачами для использования в перспективных бесступенчатых трансмиссиях шахтных дизелевозов с мощностью двигателя 73,5 кВт (100 л.с.) являются ГОП на базе объемных гидромашин аксиально-поршневого типа.

2. Аксиально-поршневой гидропривод представлен широкой гаммой известных мировых производителей, включая ГСТ-90 производства ОАО «Гидросила» (г. Кировоград, Украина).

3. Сведения о радиально-поршневом гидроприводе типа Eaton-Hydraulics, Eaton-Vickers и Martin-Marietta в диапазоне мощностей 73,5 кВт (100 л.с.) в литературе и глобальной сети «Интернет» отсутствуют. Имеются образцы указанного гидропривода с мощностью до 35 кВт и свыше 400 кВт.

4. Отечественный гидропривод на базе радиально-поршневых гидромашин с шаровыми поршнями разработан в единичных экземплярах совместно ОАО НИИ «Гидропривод» и КП «ХКБМ им. А.А. Морозова» и предназначен для использования в бесступенчатых ГОМТ тяжелых гусеничных машин с мощностью двигателя свыше 1 МВт. Подобных ГОП, рассчитанных на мощность до 73,5 кВт (100 л.с.), за рубежом и в Украине не выпускается. Реальной перспективы установки и тем более подготовки к серийному выпуску шахтных дизелевозов с бесступенчатыми трансмиссиями на базе РПГМ с шаровыми поршнями пока нет.

2.2. Особенности работы двухпоточных бесступенчатых трансмиссий на базе вариаторов разных видов

В параграфе рассматриваются особенности работы двухпоточных бесступенчатых трансмиссий на базе гидравлического, электрического и механического видов вариаторов.

Используя результаты работы [8], представим двухпоточную ГОМТ с дифференциальным механизмом на выходе в виде структурной схемы, представленной на рис.2.3.

Внутри схемы образуется замкнутый контур ДКВД, состоящий из кинематически связанных между собой звеньев. По ветвям этого контура мощность N может передаваться не только в одном направлении от ведущего звена Д к ведомому звену x , но и возвращаться по одной из ветвей. В этом случае в замкнутом контуре наблюдается циркуляция мощности.

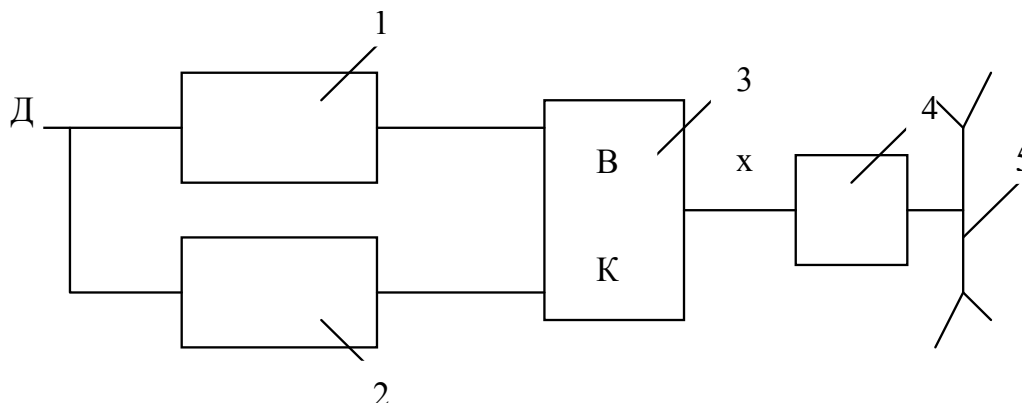


Рис. 2.3. Структурная схема двухпоточной ГОМТ: 1 – гидрообъемная передача; 2 – механическая передача; 3 – дифференциальный механизм; 4 – бортовой редуктор; 5 – ведущее колесо

В зависимости от направления потоков мощности в звеньях двухпоточной ГОМТ могут иметь место шесть случаев, схематически представленных на рис. 2.4:

- 1) $N_k > 0, N_b > 0, N_x > 0$ – по ветвям ДК и ДВ мощность передается параллельными потоками от двигательной установки к ведущему колесу;
- 2) $N_k > 0, N_b < 0, N_x > 0$ – имеет место циркуляция мощности в направлении ДКВД, причем перегруженной является механическая ветвь ГОМТ;
- 3) $N_k < 0, N_b > 0, N_x > 0$ – имеет место циркуляция мощности в направлении ДКВД, причем перегруженной является гидрообъемная ветвь ГОМТ;
- 4) $N_k < 0, N_b < 0, N_x < 0$ – по ветвям ДК и ДВ мощность передается параллельными потоками от ведущего колеса к двигательной установке;
- 5) $N_k < 0, N_b > 0, N_x < 0$ – имеет место циркуляция мощности в направлении ДКВД, причем перегруженной является механическая ветвь ГОМТ;
- 6) $N_k > 0, N_b < 0, N_x < 0$ – имеет место циркуляция мощности в направлении ДКВД, причем перегруженной является гидрообъемная ветвь.

Через N_b и N_k обозначены потоки мощности, проходящие через звенья В и К дифференциального механизма; N_x – мощность на выходе.

Адекватное расчетно-теоретическое описание КПД гидронасоса, гидромотора и ГОП в целом, в прямом и обратном потоках мощности дает необходимую информацию для оценки схемного решения двухпоточных ГОМТ. С другой стороны – на основе подробного математического моделирования потерь в ГОП на ЭВМ строятся универсальные характеристики ГОП и ГОМТ [10, 11, 14, 34, 59, 182, 183, 194, 204, 210, 247, 252] с учетом возможных конструктивных изменений в элементах как ГОП, так и механической части ГОМТ, что является чрезвычайно актуальным с точки зрения совершенствования этого вида бесступенчатых трансмиссий.

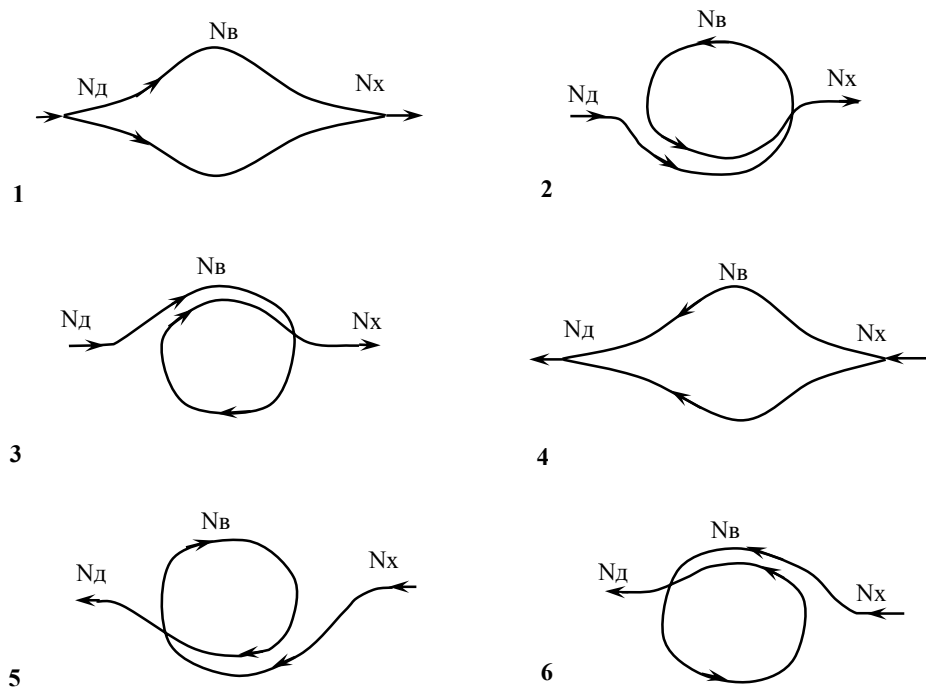


Рис. 2.4. Возможные направления потоков мощности в двухпоточной ГОМТ

Такой подход делает доводку ГОМТ целенаправленной, прогнозируемой и научно обоснованной. А предложенное ниже решение задачи построения универсальных характеристик электрических передач [252], позволяет провести объективное сравнение по основным технико-экономическим показателям для дизелевозов с бесступенчатыми трансмиссиями на основе гидравлических и электрических передач.

Принципиальная схема ГОП в прямом и обратном потоках мощности [7, 10, 183] представлена на рис. 2.5, где N_1, M_1 и N_2, M_2 – мощности и моменты на валах ГМ1 и ГМ2; $\Delta N_1, \Delta N_2$ – суммарные гидромеханические потери на гидромашинах; $\Delta Q_1, \Delta Q_2$ – суммарные объемные потери; p_0, p_1 – давление нагрузки и подпитки соответственно; μ – средний коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости. Стрелки одинакового цвета на рис. 2.5 указывают три возможных направления потоков мощности в двухпоточной ГОМТ.

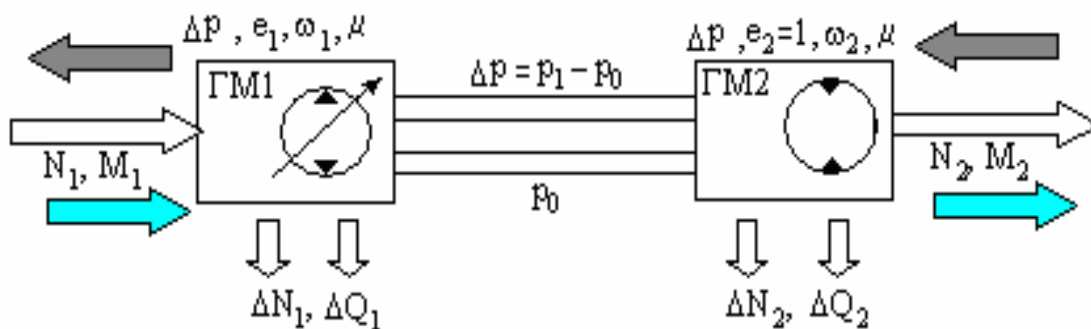


Рис. 2.5. Рабочие параметры и потери гидромашин объемного типа в прямом и обратном потоках мощности через ГОП

В дальнейшем для описания угловых скоростей ω , параметров регулирования e , потерь и КПД η первый индекс «1» будет относиться к регулируемой гидромашине (ГМ1), индекс «2» – к нерегулируемой гидромашине (ГМ2). Перепад рабочего давления Δp для обеих гидромашин примем одинаковым. Очевидно, что в прямом потоке мощности регулируемая гидромашина ГМ1 – гидронасос, а ГМ2 – нерегулируемый гидромотор. В обратном потоке мощности регулируемая гидромашина ГМ1 – регулируемый гидромотор, а ГМ2 – нерегулируемый гидронасос [34, 183].

В работах [34, 183] введена и эффективно используется в матричном трансмиссионном анализе следующая аксиоматика. Формально считается [9, 189-202], что мощность N_1 , входящая на вход “1” любого элемента трансмиссии отрицательна, а выходящая N_2 с выхода “2” этого элемента – положительна (рис. 2.5). В этом смысле хорошей иллюстрацией является ДВС: производимая им мощность всегда является положительной, в то время как в режиме торможения двигателем, например, при движении под уклон, мощность, входящая на ДВС, принимается отрицательной. Такая аксиоматика продиктована спецификой потоков мощности в трансмиссиях транспортных средств и наличием в ГОМТ реверсивных ГОП, работающих в частности в особых зонах в режимах потребления мощности на внутренние потери со стороны как входа (ГМ1), так и выхода (ГМ2).

Циркуляция мощности через гидравлическую ветвь в современных ГОМТ сельскохозяйственных тракторов и других мобильных машин [1, 21, 34] выдвигает задачу о построении адекватных математических моделей КПД отдельных гидромашин и КПД ГОП в целом, которые учитывают направление потока мощности через ГОП, работающей в составе ГОМТ. В работе [211] получена зависимость, связывающая параметр регулирования e ГОП, линейную скорость V движения тягово-транспортной машины с наличием или отсутствием циркуляционных режимов мощностей в трансмиссиях. Эта закономерность в работе [211] впервые сформулирована в виде леммы, а в работе [34] уточнена.

Лемма: Циркуляционные режимы работы в двухпоточных ГОМТ, когда ГОП работает в обратном потоке мощности, имеют место всегда, когда выполняется неравенство

$$\text{sign}(V \cdot e_1 \cdot \frac{de_1}{dV}) < 0 \quad (2.1)$$

и отсутствуют, когда мощность от двигателя к ведущим колесам передается параллельными потоками через гидравлическую и механическую ветви трансмиссии, когда ГОП работает в прямом потоке мощности, при выполнении неравенства

$$\text{sign}(V \cdot e_1 \cdot \frac{de_1}{dV}) > 0, \quad (2.2)$$

где e_1 – параметр регулирования регулируемой гидромашин (ГМ1); $V > 0$ при движении машины вперед и $V < 0$ при движении на заднем ходу.

Авторы работ [34, 211] отнесли данную лемму только к двухпоточным ГОМТ, не указав при этом в лемме реального диапазона изменения параметра регулирования e_1 регулируемой гидромашины ГМ1 – для гидрообъемных передач $e_1 \in [-1; +1]$ и является отношением тангенсов текущего угла наклона шайбы к максимально возможному. Таким образом, параметр регулирования e_1 регулируемой гидромашины ГМ1 по сути является параметром регулирования всей ГОП в составе бесступенчатой двухпоточной ГОМТ. Поэтому этот параметр e_1 логично принять в качестве параметра регулирования ГОМТ в целом. Тогда регулировочные характеристики бесступенчатой ГОМТ строятся в координатах (V, e_1) [1, 21, 191]. Напомним, что регулируемая гидрообъемная передача представляет собой вариатор угловой скорости и момента, причем ее параметр регулирования $e_1 \in [-1; +1]$.

Аналогично, рассматриваемые ниже электрические передачи, состоящие из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя также являются вариаторами с параметром регулирования $e \in [0; 2]$. При этом e является отношением регулируемой частоты f_2 на входе электродвигателя к частоте f_1 на выходе генератора.

Для механических клиноременных вариаторов, например, Reeves, параметр регулирования e равен отношению средних рабочих радиусов контактов на ведущем и ведомом шкивах. При этом $e \in [1; 8]$. Для тороидно-сферических фрикционных вариаторов параметр регулирования e является отношением рабочих радиусов ведомой и ведущих чашек, причем $e \in [3,5; 8]$. Для перечисленных основных видов вариаторов – гидравлических, электрических и механических, которые характеризуются параметрами регулирования e , при их использовании в бесступенчатых трансмиссиях тягово-транспортных средств общим является то, что такие трансмиссии имеют собственные регулировочные характеристики, то есть зависимость параметра регулирования e от реальной скорости V машины.

Проведен общий системный анализ особенностей работы вариаторов гидравлического, электрического и механического видов в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях.

2.3. Построение и анализ универсальных характеристик гидропередач на базе аксиально- и радиально-поршневых гидромашин

Целесообразность использования в бесступенчатых трансмиссиях для шахтных дизелевозов гидрообъемных передач на базе РПГМ с шаровыми поршнями [164, 206], на базе аксиально-поршневых гидромашин [1, 2, 24, 25, 157, 191] или на основе электрических передач [27, 86, 87, 89] можно объективно установить только сравнив универсальные характеристики указанных передач, реализующих заданную мощность дизеля. Если универсальные характеристики какого-либо из указанных вариаторов дают в своем ядре лучший КПД и в целом более широкие зоны относительно высокого КПД [183, 196, 206], то появляется смысл говорить об эффективности соответствующей бесступенчатой

передачи, искать ей применение в трансмиссиях соответствующих транспортных средств, в том числе и в бесступенчатых трансмиссиях шахтных дизелевозов.

В современных условиях с учетом стоимости энергоресурсов практически исключается возможность экспериментального построения универсальных характеристик (УХ) гидрообъемных или электрических передач. Проведение такого длительного и громоздкого эксперимента весьма затруднительно, а главное, требует достаточно внушительных финансовых ресурсов. Экспериментальное построение УХ ГОП в обратном потоке мощности очевидно требует исследования стендовой работы ГОП в режимах циркуляции мощности в составе двухпоточной ГОМТ во всем возможном диапазоне рабочих режимов. Такое экспериментальное исследование еще более громоздкое и дорогостоящее, чем в случае прямого потока мощности через ГОП. Поэтому автоматизированное расчетно-теоретическое построение УХ ГОП и электрических передач дает возможность проанализировать топографию их полного КПД и сделать научно обоснованный вывод о степени эффективности или неэффективности их использования в бесступенчатых трансмиссиях шахтных дизелевозов.

Анализ методик построения УХ ГОП на базе аксиально- или радиально-поршневых гидромашин [183, 194, 196, 198, 205, 210] показывает, что они основаны на физических закономерностях изменения суммарных механических и объемных потерь от давления нагрузки, параметров регулирования и угловых скоростей роторов гидромашин, а также от вязкости рабочей жидкости. Математическая реализация двух основных подходов, реализующих итерационные процедуры построения универсальных характеристик ГОП как в прямом, так и в обратном потоке мощности приведена в работах [175, 176, 183].

Автор [175, 176] утверждает, что практическая реализация алгоритма на ЭВМ более эффективна с точки зрения затрат машинного времени, чем методика изложенная в [183].

Множества рабочих параметров $p_1, e_1, \omega_1, p_2, e_2, \omega_2, N_1, N_2, M_1, M_2$, объединенных по принципу их равенства, позволяет построить на ЭВМ их топографические линии, то есть все поле универсальных характеристик ГОП, которые принято строить в координатах ω_2, M_2 .

Результаты построения универсальной характеристики ГОП-900 на базе РПГМ рабочим объемом 680 см^3 с шаровыми поршнями производства ХКБМ им. А.А. Морозова и ЗАО «НИИ Гидропривод» при расчетно-теоретическом сопровождении НТУ «ХПИ» [9, 176, 193, 197] представлены на рис. 2.6.

На универсальных характеристиках (рис. 2.6 и 2.7) вертикальными наклонными линиями показаны линии равного эксцентриситета, изменяющегося от 0 до 12 мм (обозначены курсивом), горизонтальными наклонными линиями – линии равного перепада давления, от 0 до 35 МПа (обозначены подчеркиванием), жирным шрифтом обозначены линии равного КПД. Как видно из рис. 2.6, максимальный КПД ГОП-900 составляет 0,78 при перепаде давления 10 МПа и эксцентриситете 12 мм.

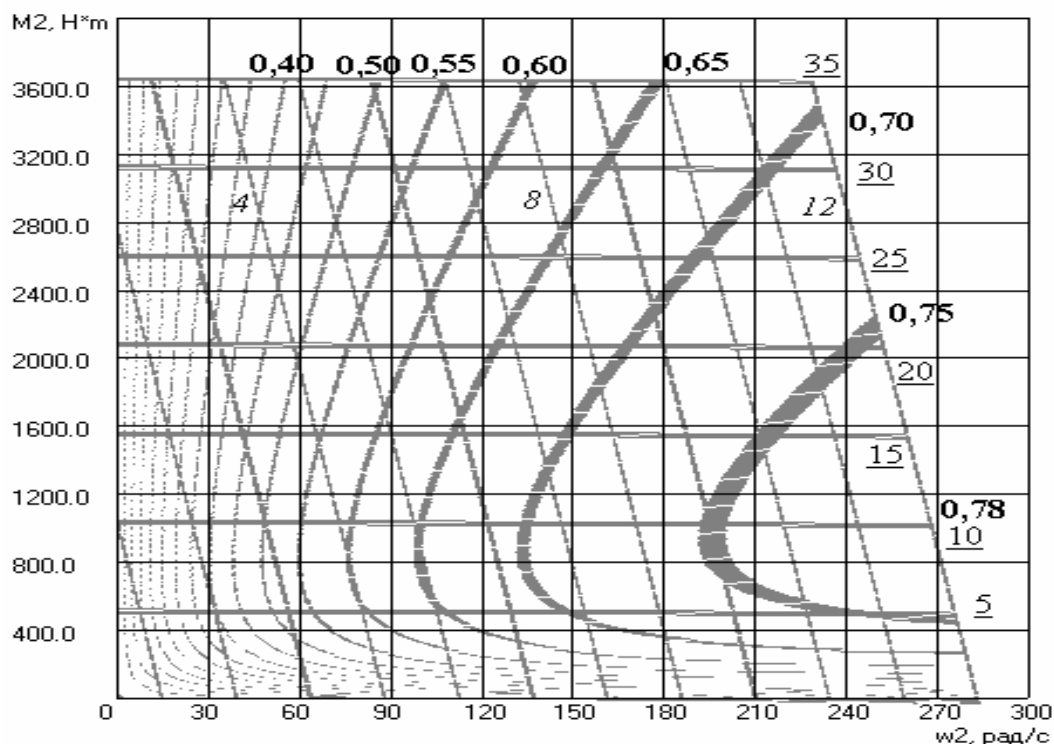


Рис. 2.6. Универсальная характеристика ГОП-900

Пропускаемая мощность ГОП-900, а также рабочий объем (680 см^3) и габариты были выбраны производителем (ХКБМ им. А.А. Морозова, ЗАО «НИИ Гидропривод») с целью бесступенчатого регулирования скорости движения тяжелой гусеничной машины массой свыше 40 т. Применительно к трансмиссиям шахтных дизелевозов такие мощностные и массово-габаритные характеристики, очевидно, завышены. Задача по адаптации РПГМ с шаровыми поршнями для дизелевозов может быть решена путем снижения рабочего объема объемных гидромашин путем трех технических мероприятий – уменьшения количества поршней, уменьшения диаметра шара и уменьшения максимального эксцентриситета. Варианты конструктивных модификаций имеют ограничения и взаимосвязи – нецелесообразно использовать РПГМ с количеством поршней, меньшим 5, и в то же время снижение диаметра шара автоматически приводит как к снижению максимально возможного эксцентриситета, так и к возможности уменьшения зазора между шаром-поршнем и цилиндром. Практически важное исследование в этом направлении проведено в работах [176, 206], по результатам которых представлены максимальные КПД РПГМ для различных комбинаций количества и диаметра поршней, пропускаемый момент нагрузки и мощность. Анализ результатов этих работ, показывает, что максимальный КПД РПГМ находится в прямой зависимости от рабочего объема. В целом можно сделать вывод о возможности применения РПГМ с шаровыми поршнями в трансмиссиях шахтных дизелевозов за счет уменьшения их рабочего объема. Максимальный КПД уменьшенных аналогов ГОП-900 (для наиболее распространенного рабочего объема 89 см^3 для аксиально-поршневых гидромашин) будет составлять около 0,76, что практически совпадает с наибольшим КПД аксиально-поршневых ГОП такого же рабочего объема «Зауэр №23» или ГСТ-90.

При этом РПГМ обладают рядом преимуществ, рассмотренных ранее в подразделе 1.4. РПГМ с рабочим объемом, меньшим 70 см^3 (аналог «Зауэр №22»), обладают слишком низким КПД, не превышающим 0,66, поэтому конструирование и изготовление таких ГОП нецелесообразно. Универсальная характеристика для РПГМ с рабочим объемом 89 см^3 представлена на рис. 2.7.

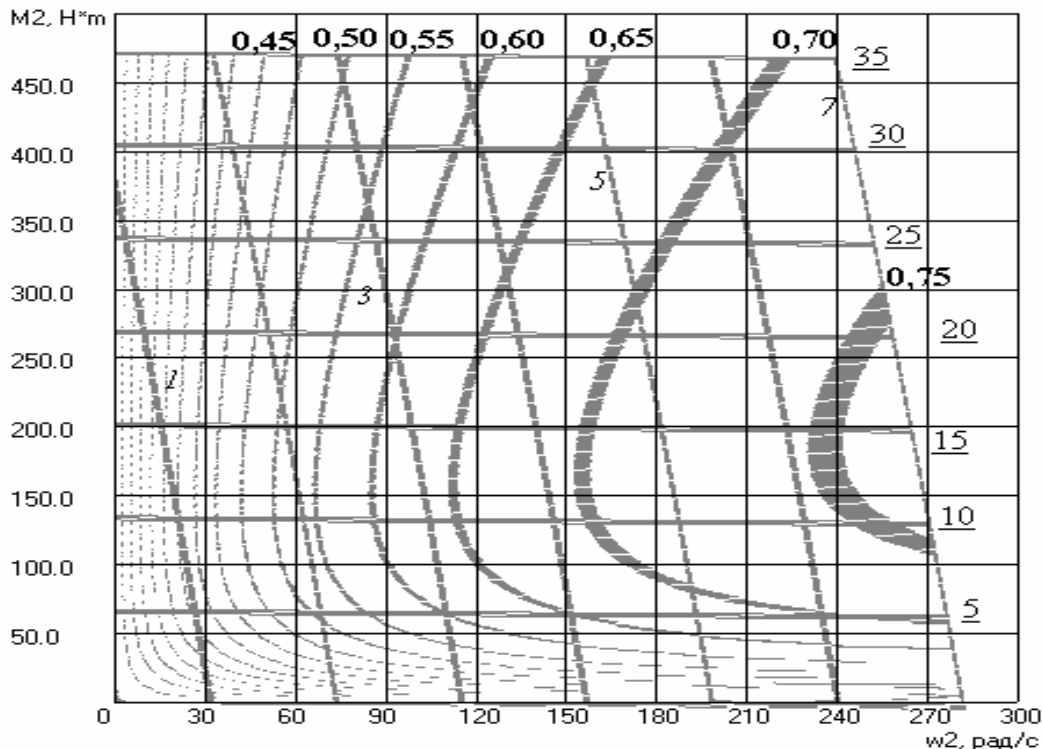


Рис. 2.7. Универсальная характеристика РПГМ с шаровыми поршнями рабочим объемом 89 см^3

При расчетно-теоретическом построении универсальных характеристик ГОП ГСТ-90 – гидropередачи на базе аксиально-поршневых объемных гидромашин производства ОАО «Гидросила» как в прямом, так и в обратном потоках мощности принята вязкость рабочей жидкости $\mu=0,0144 \text{ Па}\cdot\text{с}$ (при $t^0\text{C}=100^0$). Угловая скорость вращения вала ГМ1 $\omega_1=262 \text{ рад/с}$ (2500 об/мин); максимальный угол наклона опорной шайбы на ГМ1 и ГМ2– $\gamma_{\text{max}}=18^0$.

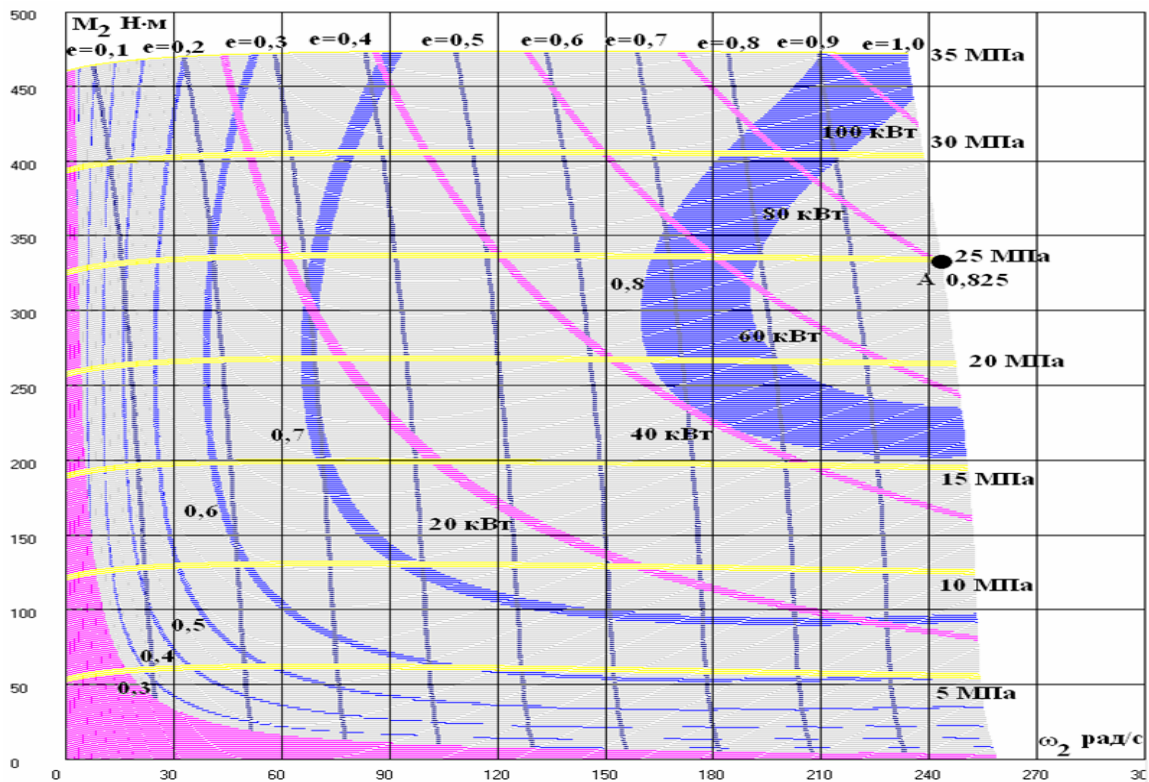
Объемные гидромашины, входящие в состав гидropередачи ГСТ-90, имеют по 11 поршней диаметром 23 мм плунжерного типа с гидростатически разгруженными подпятниками (башмаками), рабочий объем гидромашин составляет $89\cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. Используется ставшая уже классической математическая модель потерь и КПД проф. Городецкого К.И. [52, 53], для которой уточненные коэффициенты потерь выбраны в соответствии с результатами современных научных работ [2, 8, 34, 52, 157, 182, 183, 188, 194, 196].

Коэффициенты объемных потерь для гидромашин, работающих в режиме регулируемого гидронасоса ($e_1=\text{var}$) и нерегулируемого гидромотора ($e_2=1$), получены и впервые опубликованы проф. Городецким К.И. [51-53] и в расчетно-теоретических исследованиях практически в течении 30 лет оставались постоянными. За три десятилетия, в частности в Украине на ОАО «Гидросила»,

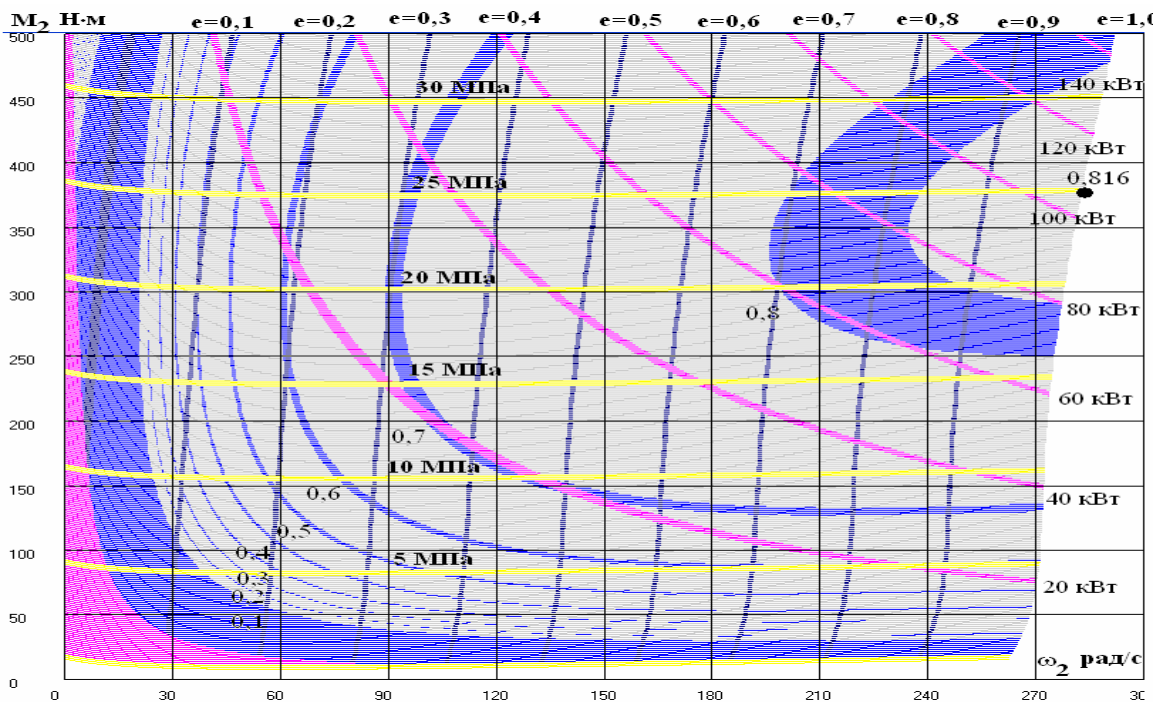
практически в два раза уменьшились средние рабочие зазоры в торцевом распределителе аксиально-поршневых гидромашин (с 30-40 мкм до 15-20 мкм), в поршневой группе (с 15-20 мкм до 5-10 мкм), более чем на 50% выросла максимальное рабочее (клапанное) давление в объемных гидромашинах. Уменьшению потерь, повышению надежности деталей и узлов аксиально-поршневых гидромашин, работающих в составе трансмиссий мобильных машин, способствовало также внедрение большого числа конструкторско-технологических мероприятий по их усовершенствованию. Так, например, по известному бренду «Сандстренд-Зауэр» фирмой «АПИС» (Словакия) в период 1980 – 2000 гг. внесено 96 изобретений.

Поэтому в современных научных работах [2, 8, 34, 52, 157, 182, 183, 188, 194, 196] проведена оценка и уточнение математических моделей проф. Городецкого К.И. для объемных и гидромеханических потерь, объемного, механического и общего КПД объемных гидромашин аксиально-поршневого типа. В работе [196] на основании новых экспериментальных данных по объемному КПД аксиально-поршневых гидромашин, входящих в состав ГСТ-90, производства ОАО «Гидросила» проделана скупрулезная работа по идентификации и уточнению коэффициентов объемных потерь, входящих в формулы проф. Городецкого К.И. [51-53]. Результаты указанной идентификации использованы ниже при оценках КПД ГОП в составе бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов при построении и анализе универсальных характеристик ГОМТ.

На рис. 2.8 приведены результаты построения универсальных характеристик ГСТ-90 по алгоритму приведенному в работах [175, 176, 183]. Горизонтальные линии – линии равных давлений нагрузки p_1 (от 5 до 35 МПа). Эквидистантные наклонные – линии равных углов наклона опорной шайбы или равных параметров регулирования на ГМ1 – $e \in [0,1; 1,0]$. Линии гиперболического типа – линии равных выходных мощностей для прямого потока мощности через ГОП (рис. 2.8, а), и входных – для обратного потока (рис. 2.8, б). Кривые типа топографических линий – линии равных КПД ГОП. Анализ универсальных характеристик в прямом потоке мощности для ГСТ-90 позволяет отметить следующие основные моменты (рис. 2.8, а): наибольший КПД ГОП для режима $\omega_1 = 262$ рад/с в прямом потоке мощности равен 0,825 при $\gamma_1 = \gamma_2 = 18^\circ$ ($e = 1,0$), $\omega_2 = 244$ рад/с, $p_1 = 25$ МПа – так называемое ядро универсальных характеристик. Линии равных параметров регулирования для прямого потока мощности через ГОП наклонены влево и тем больше, чем больше объемные потери в гидромашине. Затемненная область, соответствующая малым угловым скоростям ω_2 (слева внизу на рис. 2.8, а) соответствует особой зоне, когда вся входная мощность на ГМ1 тратится на гидромеханические и объемные потери. Существенным отличием универсальных характеристик ГСТ-90 в обратном потоке мощности (рис. 2.8, б) от универсальных характеристик в прямом потоке мощности (рис. 2.8, а) является то, что топографические линии равных КПД охватывают (правее от себя) меньшие по площади области с более высоким КПД.



а) прямой поток мощности



б) обратный поток мощности через ГОП

Рис. 2.8. Универсальные характеристики ГСТ-90 по уточненным коэффициентам потерь

Как видно, линии равных параметров e для обратного потока наклонены вправо (а не влево, как для прямого потока) и их наклон тем больше, чем выше объемные потери. В наиболее затемненной области на рис. 2.8, б имеет место особая зона ГОП, т.е. область нулевого КПД, когда ГМ1 и ГМ2 работают в ре-

жиме гидронасосов на потери. Максимум КПД 0,816 в обратном потоке мощности соответствует $p_1 = 25$ МПа, $\gamma_1 = \gamma_2 = 18^\circ$ ($e = 1,0$), $\omega_2 = 285$ рад/с. Очевидно, что в любой точке универсальных характеристик ГОП в прямом потоке мощности (рис. 2.8, а) произведение абсциссы (выходной угловой скорости ω_2 гидромотора) на ее ординату (момент нагрузки на валу гидромотора M_2) дает полезную мощность на выходе ГОП в прямом ее потоке через ГОП. Аналогично в любой точке универсальных характеристик ГОП в обратном потоке мощности (рис. 2.8, б) произведение абсциссы (входной угловой скорости ω_2 теперь уже регулируемого гидромотора – ГМ2) на ее ординату (момент нагрузки на валу гидромотора M_2) дает мощность на входе ГОП в обратном потоке мощности через ГОП на валу ГМ2.

Для сравнения на рис. 2.9 представлены результаты построения универсальных характеристик ГОП в прямом и в обратном потоках мощности, построенные по модели проф. Городецкого К.И. до уточнения коэффициентов потерь. Очевидно, универсальные характеристики ГОП, построенные с учетом новейших экспериментальных данных по КПД, существенно отличаются от теперь уже устаревших, представленных в [51-53]. Таким образом, в результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

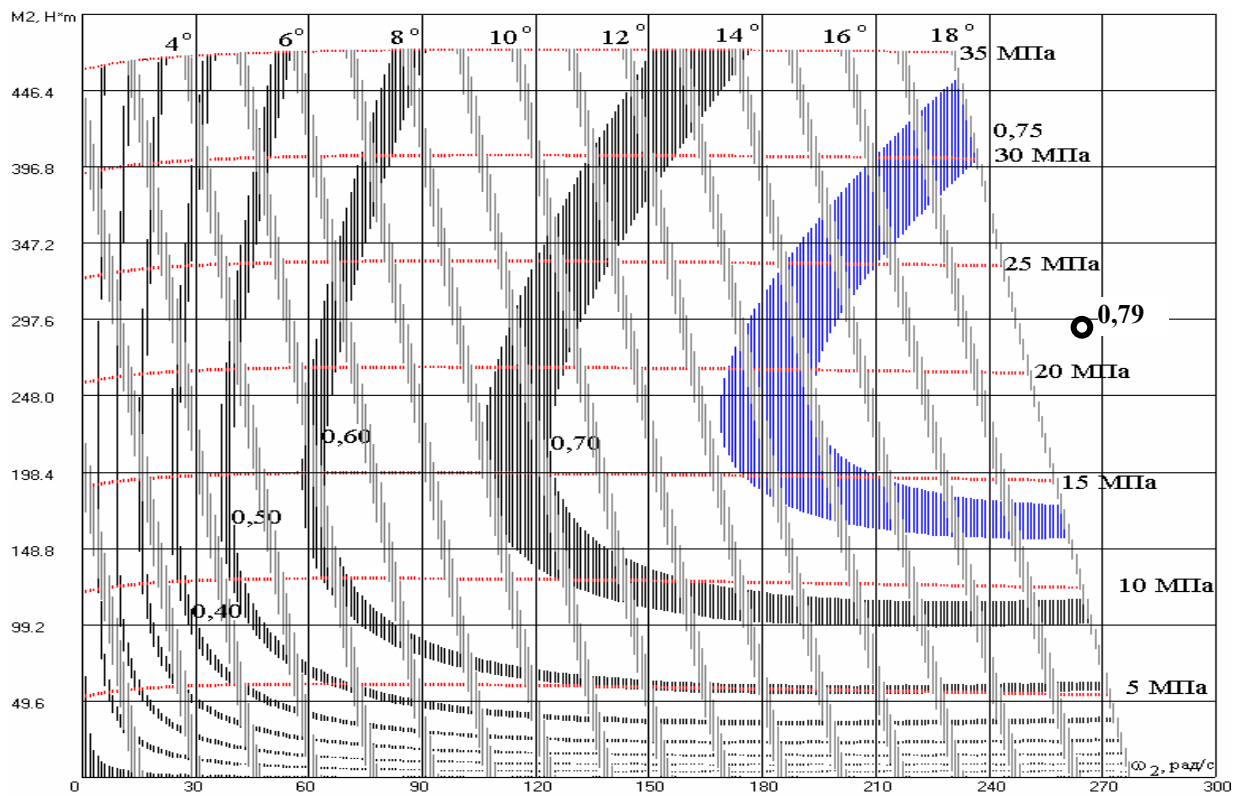
1. Автоматизированное расчетно-теоретическое построение универсальных характеристик ГОП (а в дальнейшем и электрических передач) дает возможность проанализировать топографию их полного КПД и сделать научно обоснованный вывод о степени эффективности или неэффективности их использования в бесступенчатых трансмиссиях шахтных дизельпоездов.

2. Проанализирован математический инструментарий двух основных подходов [176, 183, 206], реализующих итерационные процедуры построения универсальных характеристик ГОП как в прямом, так и в обратном потоке мощности. С точки зрения затрат машинного времени без потери точности более эффективной следует признать методику построения универсальных характеристик ГОП по работе [176, 206].

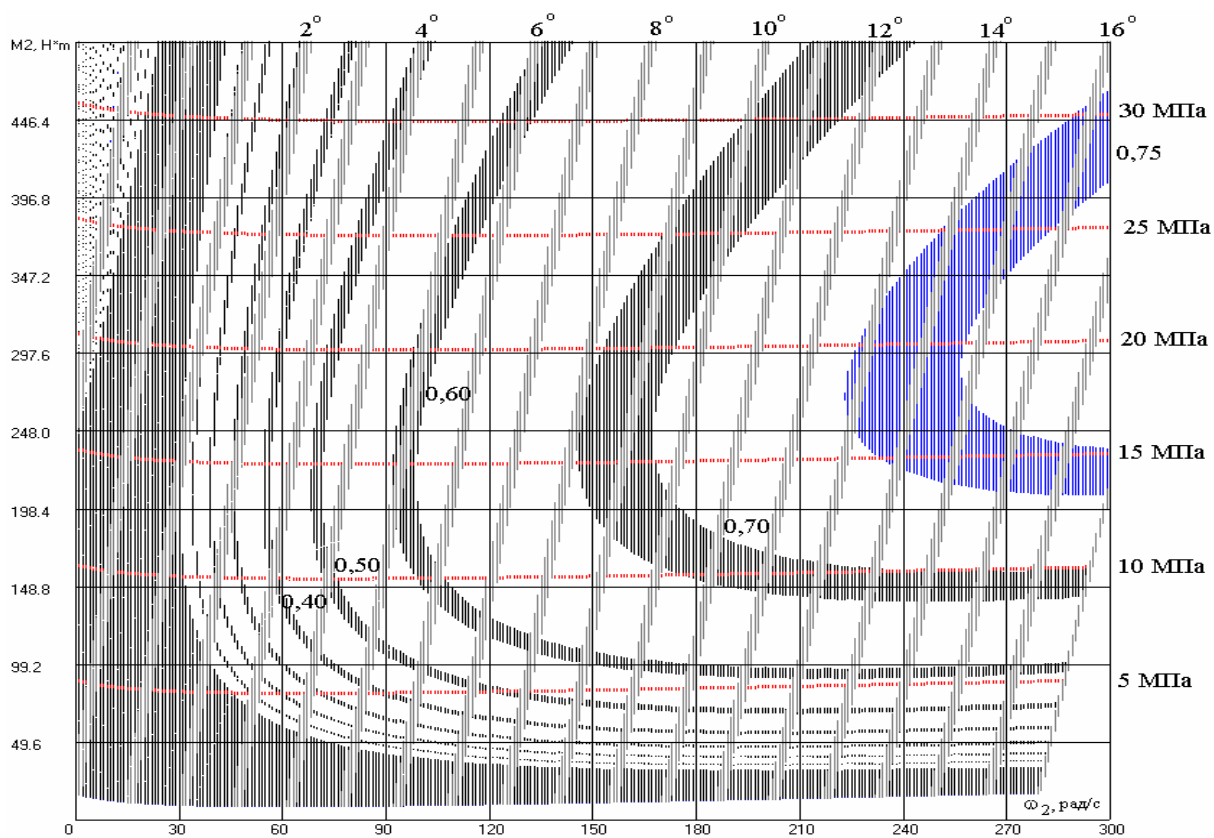
3. По выбранной методике (работа [176, 206]) построены универсальные характеристики ГОП на базе гидромашин с шаровыми поршнями и для ГСТ-90. Результаты построения убеждают в том, что ГОП на базе гидромашин с шаровыми поршнями имеют общий КПД в среднем на 15-20% ниже, чем у ГСТ-90 на базе гидромашин аксиально-поршневого типа и самое главное – не выпускаются серийно.

4. Автором построены универсальные характеристики ГСТ-90 с учетом новейших экспериментальных данных по КПД. Показано, что новые универсальные характеристики ГСТ-90 существенно отличаются от теперь уже устаревших характеристик, представленных в работе [183] на основе коэффициентов потерь по работам [51-53].

5. При наличии универсальных характеристик электропередачи, как альтернативного вариатора, новые универсальные характеристики ГСТ-90 могут быть сравнены на предмет кинематической, нагрузочной и энергетической эффективности.



а) прямой поток мощности через ГСТ-90



б) обратный поток мощности через ГСТ-90

Рис. 2.9. Универсальные характеристики ГСТ-90 построенные до уточнения коэффициентов потерь

2.4. Математическая модель потерь и КПД электрических передач на базе электрических машин переменного тока. Построение универсальных характеристик электрических передач

2.4.1. Математическая модель потерь, КПД и алгоритм построения универсальных характеристик электрических передач.

Использование электрических передач в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях тягово-транспортных средств не имеет пока эффективной технической реализации [191]. Однако, в связи со значительным прогрессом в области создания электрических машин, разработкой новых конструкций с высокой удельной мощностью, КПД которых достигает 0,95 [86], актуальной является задача моделирования работы бесступенчатого электрического привода и получения его универсальных характеристик с целью сравнения с аналогичными характеристиками для гидрообъемных передач. По аналогии с гидрообъемно-механическими трансмиссиями, центральным блоком которых, обеспечивающим бесступенчатое регулирование, является гидрообъемная передача, возможно создание электромеханической бесступенчатой трансмиссии, также позволяющей плавно изменять угловую скорость выходного звена при постоянной угловой скорости коленчатого вала двигателя [21]. Для оценки целесообразности создания подобных конструкций прежде всего необходимо провести исследование основных кинематических, силовых и энергетических характеристик электропривода в формате универсальных характеристик, и, как было указано выше, произвести сравнение с универсальными характеристиками аналогичных по мощности гидрообъемных передач. Отметим, что кинематика, распределение моментов и мощностей, механические потери и КПД на механических звеньях электромеханической трансмиссии может определяться с помощью существующей методики матричного трансмиссионного анализа [188, 200, 205].

В синхронных машинах применяют два метода возбуждения: электромагнитное и возбуждение постоянными магнитами. При электромагнитном возбуждении основной магнитный поток создается посредством обмотки возбуждения. При возбуждении синхронных электрических машин постоянными магнитами исключаются затраты энергии на возбуждение синхронного генератора и потери в обмотках возбуждения, что способствует повышению КПД. Решающим фактором для выбора синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами является отсутствие искрения в блоках и агрегатах трансмиссии, поскольку в окружающей дизелевоз атмосфере может содержаться легковоспламеняемый газ. У электрических машин рассматриваемого типа это обеспечивается отсутствием коллекторного узла, что принципиально важно для устранения искрения.

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором получили в промышленности широкое применение благодаря ряду существенных преимуществ по сравнению с другими типами двигателей. Асинхронные двигатели просты и надежны в эксплуатации, не имеют коллекторного узла, обладают большей удельной мощностью, поскольку значительно легче двигателей постое-

янного тока, в целом дешевле и эффективней. Главным эксплуатационным достоинством электрических машин указанного типа является отсутствие искрения в их конструктивных элементах.

В отличие от гидрообъемной передачи, электрическая передача за счет наличия электронного частотного преобразователя (ЧП) имеет более широкий диапазон регулирования. Независимо от угловой скорости вала генератора и выходного напряжения на его обмотках, ЧП генерирует модулированные сигналы, эквивалентные синусоидальному трехфазному напряжению требуемой частоты и амплитуды. Поэтому, для рассмотрения целесообразности применения электрических передач в шахтном дизелевозе достаточно допустить, что генератор непосредственно или через редукторную цепь связан с коленчатым валом двигателя и работает в режиме постоянной угловой скорости, которая может соответствовать, например, максимальной мощности двигателя внутреннего сгорания или минимальному удельному расходу топлива.

Ниже предлагается методика оценки потерь в электрических машинах электропередачи и расчетно-теоретическая методика построения универсальных характеристик электрических передач на базе синхронных генераторов и асинхронных электродвигателей.

По аналогии с гидрообъемной передачей, для электрической передачи переменного тока вводится термин «параметр регулирования» (аналог e для ГОП), который равен отношению синхронных угловых скоростей электродвигателя и генератора.

$$e = \frac{\omega_{02}}{\omega_{01}} = \frac{2\pi f_2}{2\pi f_1} = \frac{f_2}{f_1}, \quad (2.3)$$

где ω_{01} , ω_{02} – синхронные угловые скорости генератора и электродвигателя соответственно, рад/с;

f_1 – частота переменного тока на выходе генератора;

f_2 – регулируемая частота на входе электродвигателя соответственно, Гц.

Электрическая передача состоит из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя переменного тока, схема замещения [87, 191] которых представлена на рис. 2.10.

На рис. 2.10 L_1 , R_1 – индуктивность и сопротивление обмоток статора синхронного генератора; L_2 , R_2 – индуктивность и сопротивление контура намагничивания асинхронного электродвигателя; L_3 , R_3 – индуктивность и сопротивление обмоток статора асинхронного электродвигателя; R_4 – вторичное приведенное сопротивление ротора асинхронного электродвигателя; U_{xx} – напряжение холостого хода синхронного генератора (ЭДС на обмотках статора); M_1 , ω_1 – угловая скорость и момент на валу синхронного генератора; U_2 – заданное напряжение на выходе ЧП; f_1 , f_2 – частота трехфазного тока на входе и выходе ЧП; M_2 , ω_2 – угловая скорость и момент на валу асинхронного двигателя.

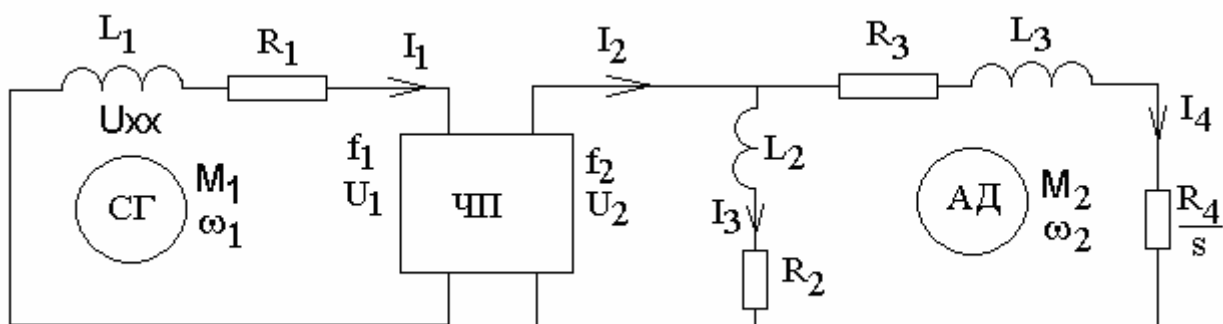


Рис. 2.10. Схема замещения электрической передачи к построению математической модели

Как известно [86], КПД синхронных генераторов мощностью порядка 100 кВт в широком интервале изменения нагрузки (0,2-1,0 от номинальной мощности генератора) незначительно изменяется в диапазоне 0,85-0,95 по параболическому закону. В связи с допущением о постоянстве угловой скорости ротора генератора, основной задачей методики оценки потерь и построения универсальных характеристик электрической передачи является моделирование работы асинхронного электродвигателя, управляемого АЧП. Для построения математической модели потерь и КПД асинхронного двигателя воспользуемся схемой замещения [86, 87, 89], приведенной на рис. 2.10.

Для построения универсальной характеристики необходимы следующие исходные данные:

- постоянная угловая скорость генератора, ω_1 , рад/с;
- активные сопротивления электродвигателя R_1 , R_2 и R_3 , в соответствии со схемой замещения, Ом, рис. 2.10;
- индуктивности электродвигателя L_2 , L_3 в соответствии со схемой замещения, Гн, рис. 2.10;
- общий КПД генератора и ЧП, η_1 , который в настоящей работе принимается средним и равным 0,9;
- максимальное напряжение на выходе СГ, U_{xx} , В;
- скольжение асинхронного электродвигателя, для которого строится универсальная характеристика, s , %.

Построение универсальных характеристик электропередачи выполняется в системе координат угловая скорость ротора электродвигателя ω_2 – момент на валу электродвигателя M_2 аналогично системе координат для гидропередач [35, 194, 204, 210].

Алгоритм построения отдельной точки универсальной характеристики на основании заданного напряжения на выходе ЧП U_2 и параметра регулирования e предлагается выполнять в следующей последовательности:

1. вычисляются импедансы электрической цепи, Ом:

$$Z_4 = \sqrt{(R_3 + R_4 s^{-1})^2 + (L_3 e \omega_1)^2} \quad (2.4)$$

$$Z_3 = \sqrt{R_2^2 + (L_2 e \omega_1)^2} \quad (2.5)$$

$$Z_2 = \frac{Z_3 Z_4}{Z_3 + Z_4} \quad (2.6)$$

2. определяются токи в цепи:

$$I_4 = U_2 Z_4^{-1} \quad (2.7)$$

$$I_3 = U_2 Z_3^{-1} \quad (2.8)$$

$$I_2 = I_3 + I_4 \quad (2.9)$$

3. вычисляется обратное комплексное значение импеданса цепи:

$$Z_5 = \frac{R_2 + R_3 + R_4 s^{-1} + j e \omega_1 (L_3 + L_2)}{(R_3 + R_4 s^{-1} + j e \omega_1 L_3)(R_2 + j e \omega_1 L_2)} \quad (2.10)$$

4. определяется угол отставания фазы тока от фазы напряжения:

$$\varphi = \arctan \frac{\operatorname{Im} Z_5}{\operatorname{Re} Z_5} \quad (2.11)$$

5. вычисляется активный момент на валу электродвигателя:

$$M_2 = \frac{I_4 U_2}{2 e \omega_1} \cos \varphi \quad (2.12)$$

6. определяется угловая скорость вала электродвигателя:

$$\omega_2 = e \cdot \omega_1 \cdot (1 - s) \quad (2.13)$$

7. вычисляется КПД электродвигателя η_2 и общий КПД электропередачи η_0 :

$$\eta_2 = \frac{2 M_2 \omega_2}{U_2 I_2}, \quad (2.14)$$

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2. \quad (2.15)$$

На основании предложенной методики была построена универсальная характеристика электрической передачи, состоящей из синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами, частотного преобразователя и асинхронного двигателя для выходной мощности электропередачи порядка 100 кВт. Исходные данные выбраны следующим образом [86, 87, 196]: $\omega_{01} = 262$ рад/с; $U_{xx} = 660$ В; $R_2 = 10$ Ом; $L_2 = 200$ мГн; $R_3 = 0,2$ Ом; $L_3 = 2$ мГн; $R_4 = 0,1$ Ом; $\eta_1 = 0,9$. Параметр регулирования изменяется в интервале $e \in [0,1; 1,0]$ с шагом 0,002. На-

пряжение на выходе ЧП изменяется в диапазоне $U_2 \in [0;660]$ В с шагом 0,5 В. Выбранные исходные данные для построения универсальных характеристик электрической передачи технически реализуемы для электродвигателя заданной мощности (порядка 100 кВт) для сравнения с гидрообъемной передачей ГСТ-90 аналогичной мощности. Результаты расчетно-теоретических исследований по построению универсальных характеристик электрической передачи представлены на рис. 2.11.

На основании выражений (2.3) – (2.15) по аналогии с гидрообъемной передачей целесообразно разделить кинематический и силовой КПД асинхронного электродвигателя. Поскольку кинематические потери в асинхронном электродвигателе определяются его скольжением, выражение для кинематического КПД имеет следующий вид:

$$\eta_{2k} = \frac{\omega_2}{2\pi f_2} = \frac{\omega_2}{\omega_{01} e} = \frac{\omega_{01} e - s \cdot \omega_{01} e}{\omega_{01} e} = 1 - s \quad (2.16)$$

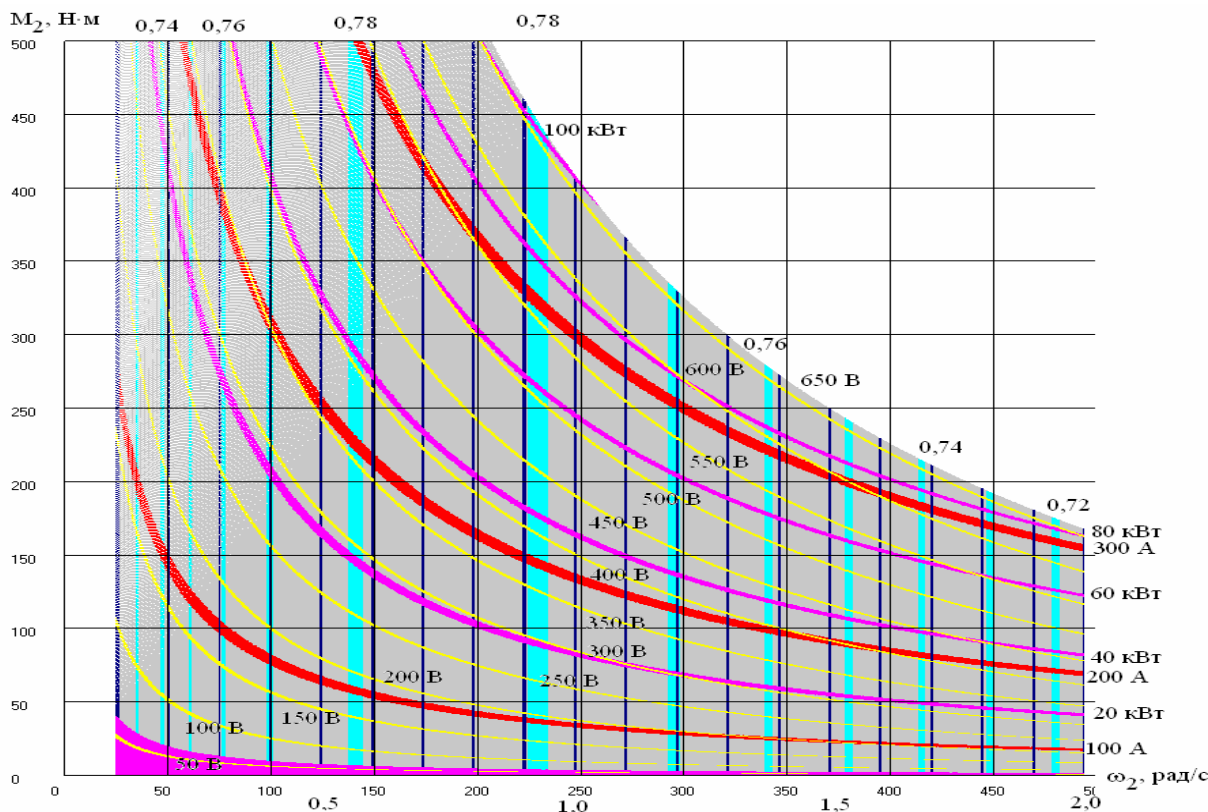


Рис. 2.11. Универсальная характеристика электрической передачи при $s=6\%$

Тогда силовой КПД асинхронного электродвигателя представляется в виде:

$$\eta_{2c} = \frac{\eta_2}{\eta_{2k}} = \frac{2M_2\omega_2}{U_2 I_2 \cdot (1-s)} \quad (2.17)$$

Следует обратить особое внимание на отсутствие технической возможности использования электрических передач переменного тока в режимах циркуляции мощности современных двухпоточных трансмиссий, то есть в случае, когда энергия должна передаваться от асинхронного двигателя к синхронному генератору и далее в контур циркуляции трансмиссии. В отличие от гидрообъемной передачи, обратимость электромашин переменного тока не является очевидной.

Если ротор асинхронной машины, включенной в сеть с напряжением U_1 , вращать посредством первичного двигателя в направлении вращающегося поля статора, но со скоростью $n_2 > n_1$, то движение ротора относительно поля статора изменится (по сравнению с двигательным режимом этой машины), так как ротор будет обгонять поле статора. При этом скольжение станет отрицательным, а направление э.д.с. E_1 , наведенной в обмотке статора, а следовательно, и направление тока I_1 изменятся на противоположное. В результате электромагнитный момент на роторе также изменит направление и из вращающего (в двигательном режиме) превратится в противодействующий (по отношению к вращающему моменту первичного двигателя). В этих условиях асинхронная машина из двигательного перейдет в генераторный режим, преобразуя механическую энергию первичного двигателя в электрическую. При генераторном режиме асинхронной машины скольжение может изменяться в диапазоне $-\infty < s < 0$, при этом частота ЭДС асинхронного генератора остается неизменной, так как она определяется скоростью вращения поля статора, т.е. остается такой же, что и частота тока в сети, на которую включен асинхронный генератор.

Ввиду того, что в генераторном режиме асинхронной машины условия создания вращающегося поля статора такие же, что и в двигательном режиме (и в том и в другом режимах обмотка статора включена в сеть с напряжением U_1), и потребляет из сети намагничивающий ток I_0 , то асинхронная машина в генераторном режиме обладает особыми свойствами: она потребляет реактивную энергию из сети, необходимую для создания вращающегося поля статора, но отдает в сеть активную энергию, получаемую в результате преобразования механической энергии первичного двигателя. Следует обратить внимание, что работа асинхронных генераторов возможна лишь при их совместной работе с синхронными генераторами, которые в этом случае необходимы как источники реактивной энергии [87].

Однако, в рассматриваемой конструкции электрической передачи асинхронный электродвигатель не связан с синхронным генератором непосредственно, в трехфазной электрической цепи между ними находится аналого-частотный преобразователь, не обладающий реактивной мощностью. Следовательно, генераторный режим асинхронного электродвигателя для данной схемы невозможен, поэтому можно утверждать, что электрическая передача в обратном потоке не работает. Поэтому создание двухпоточной электромеханической трансмиссии, в которой центральный узел, обеспечивающий бесступенчатое регулирование, должен работать как в прямом, так и в обратном потоке, невозможно. Единственным применением электрической передачи является полнопоточная электромеханическая трансмиссия.

Именно в связи с этим замечанием предлагается обобщить приведенную в работах [34, 211] лемму в более широком смысле.

Лемма*. Если мощность от двигателя к ведущим колесам передается параллельными потоками через механическую ветвь двухпоточной бесступенчатой трансмиссии и вариатор (гидравлического, электрического или механического вида) работает в прямом потоке мощности, то всегда выполняется условие

(2.2) $\text{sign}(V \cdot e_1 \cdot \frac{de_1}{dV}) > 0$, где e – параметр регулирования вариатора (он же –

параметр регулирования бесступенчатой трансмиссии); V – скорость движения машины. При этом вариатор может быть как обратимым, так и не обратимым. Если в двухпоточной бесступенчатой трансмиссии имеют место циркуляционные режимы работы, когда вариатор работает в обратном потоке мощности, то

при этом выполняется условие (2.1) $\text{sign}(V \cdot e_1 \cdot \frac{de_1}{dV}) < 0$, и вариатор может быть

только обратимым.

Из такого обобщения леммы можно сформулировать следствия.

Следствие 1. Если параметр регулирования вариатора может принимать значения разных знаков и вариатор обратимый (как, например, ГОП при $e_1 \in [-1; +1]$), то в двухпоточной бесступенчатой трансмиссии всегда имеют место режимы параллельного потока мощности и циркуляционные режимы работы, в которых вариатор (в данном случае – ГОП) работает в обратном потоке мощности.

При этом полностью справедлива формулировка леммы, данная в работах [34, 211]. Ясно, что для использования вариатора в трансмиссиях, допускающих циркуляцию мощности, вариатор должен быть только обратимым.

Следствие 2. Если параметр регулирования вариатора имеет только положительные значения и вариатор не обратимый (как, например, электрическая передача на базе синхронного генератора, частотного преобразователя и асинхронного двигателя переменного тока), то в двухпоточной бесступенчатой трансмиссии всегда имеют место режимы только параллельного потока мощности, в которых вариатор (в данном случае – электрическая передача) работает только в прямом потоке мощности.

Очевидно, в данном случае условие (2.1) невыполнимо.

На рис. 2.12 и 2.13 представлены результаты построения универсальных характеристик электрической передачи для скольжения $s=4\%$ (рис. 2.14) и $s=2\%$ (рис. 2.13).

В результате решения задачи моделирования работы бесступенчатого электрического привода и получения его универсальных характеристик, получены следующие результаты:

1. Предложена и разработана информационная технология автоматизированного построения универсальных характеристик электрических передач на базе синхронных генераторов и асинхронных двигателей.

2. Представленные результаты позволяют комплексно оценить соотношение кинематических, силовых и энергетических характеристик во всем возмож-

ном диапазоне работы такого рода электрических передач в прямом потоке мощности.

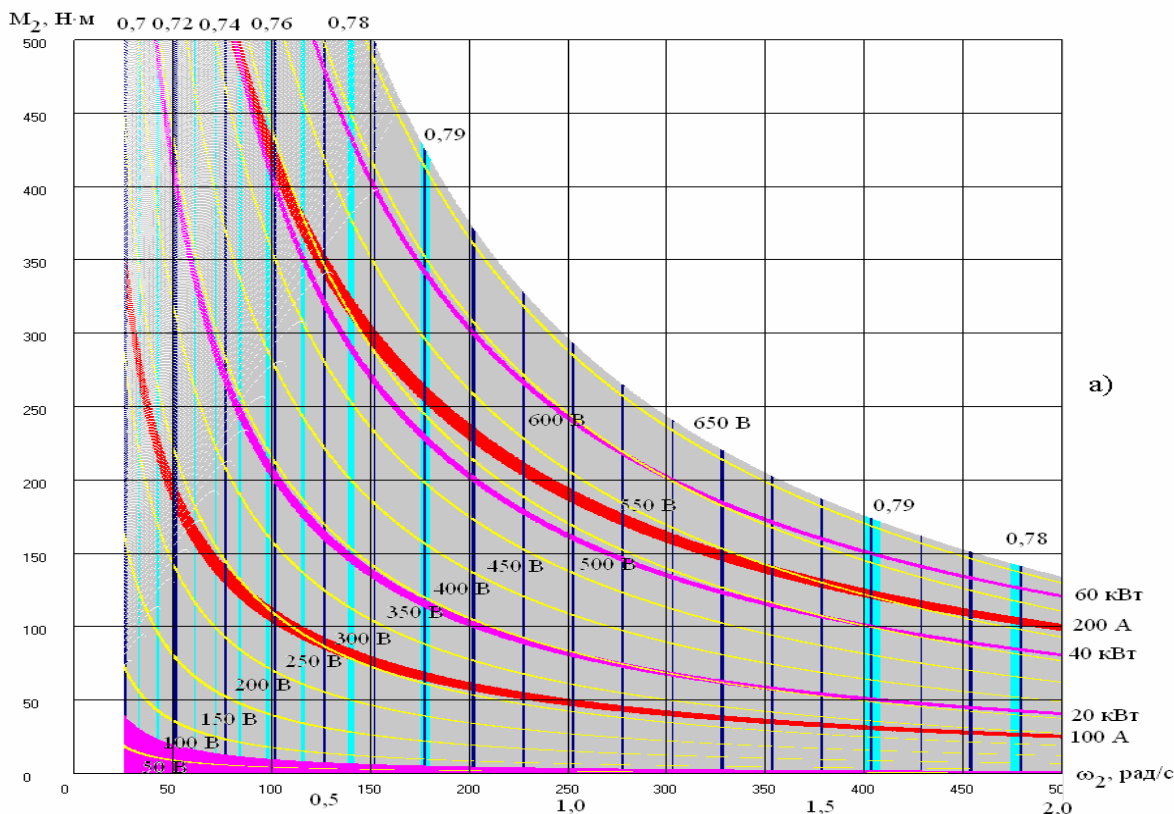


Рис. 2.12. Результаты построения универсальных характеристик электрической передачи для скольжения $s = 4\%$

3. Показано, что в электрических передачах, состоящих из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя переменного тока, генераторный режим асинхронного электродвигателя невозможен, поэтому электрическая передача в обратном потоке мощности не работает в отличие от гидрообъемных передач. Поэтому создание двухпоточной электромеханической трансмиссии, в которой центральный узел, обеспечивающий бесступенчатое регулирование, должен работать как в прямом, так и в обратном потоке мощности, с выбранной схемой замещения и системой управления невозможно. Единственным применением такой электрической передачи является полнопоточная электромеханическая трансмиссия.

4. Обобщена и сформулирована лемма о соотношениях между параметрами регулировочных характеристик двухпоточных бесступенчатых трансмиссий при их работе в параллельных потоках мощности и в режимах циркуляции.

5. Область максимального общего КПД $\eta_0 \geq 0,78$ для скольжения $s = 6\%$ находится в широких интервалах параметров регулирования $e \in [0,57; 0,92]$, угловых скоростей выходного вала электропередачи $\omega_2 \in [137; 230]$ рад/с и моментов нагрузки $M_2 \in [0; 500]$ Н·м, интервал которых в области высокого КПД значительно выше, чем у аналогичных по мощности гидрообъемных передач [1].

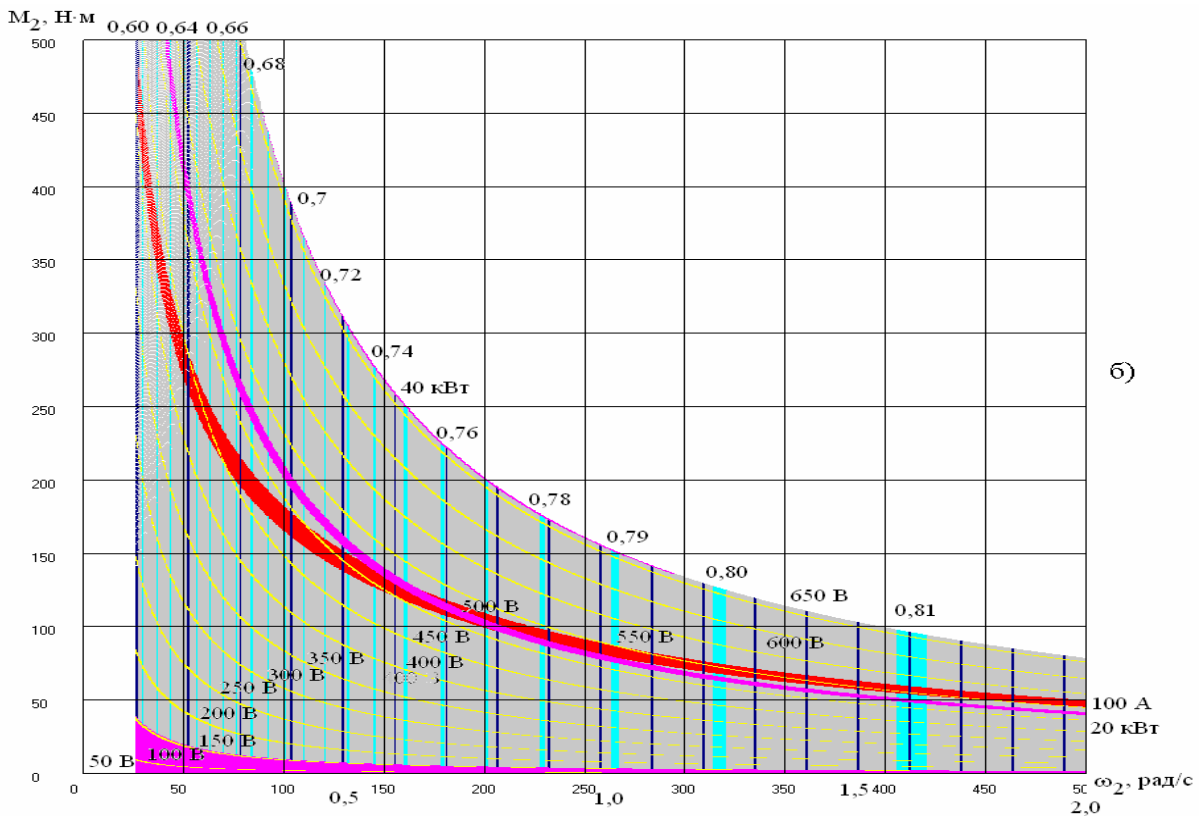


Рис. 2.13. Результаты построения универсальных характеристик электрической передачи для скольжения $s=2\%$

6. С уменьшением скольжения до $s = 4\%$ зона высокого общего КПД $\eta_0 \geq 0,78$ существенно расширяется по параметру регулирования $e \in [0,45;1,90]$, угловым скоростям выходного вала электропередачи $\omega_2 \in [137;475]$ рад/с, однако среднее значение максимального момента нагрузки M_2 снижается почти вдвое.

7. Снижение пропускной мощности электрической передачи при уменьшении скольжения связано с увеличением сопротивления R_{4s}^{-1} в рабочей цепи электродвигателя (рис. 2.10), уменьшением тока в этой цепи и падением активного момента на валу электродвигателя. Потребляемый ток генератора и мощность приводного ДВС также снижаются за счет понижения момента на роторе синхронного генератора. Данное свойство электрической передачи может использоваться для естественной регулировки потребляемой мощности двигателя, поскольку уменьшение скольжения возникает при приближении угловой скорости ротора электродвигателя к угловой скорости электромагнитного поля – что происходит при уменьшении момента сопротивления на колесах тягово-транспортного средства. При этом следует обратить внимание на важную особенность работы системы ДВС – синхронный генератор – асинхронный двигатель – тягово-транспортная машина. При уменьшении нагрузки на ведущих колесах угловая скорость ротора приближается к угловой скорости электромагнитного поля с уменьшением при этом скольжения. Как указано выше, падает ток I_4 в рабочей цепи электродвигателя, суммарный потребляемый ток электро-

двигателя I_2 и посредством ЧП – ток генератора I_1 . В результате падает момент на валу генератора, что приводит к росту угловой скорости коленчатого вала двигателя и выходу его на регуляторную характеристику с понижением активного момента на валу ДВС. В целом, тягово-транспортная машина получает при этом ускорение.

8. При изменении скольжения общий КПД электрической передачи как произведение механического и кинематического КПД изменяется по сложному закону, так как при уменьшении скольжения кинематический КПД растет, а механический падает ввиду уменьшения отношения тока I_4 в рабочей цепи к току в цепи потерь I_3 . Снижение механического КПД при низких значениях скольжения проявляется в зонах низких угловых скоростей вращения вала ротора электродвигателя (рис. 2.13), поскольку они соответствуют низкой частоте переменного тока, при которой реактивное сопротивление $2\pi f_2 L_2$ также мало, что повышает ток I_3 в цепи потерь.

9. Линии равных КПД на представленных универсальных характеристиках имеют вертикальный характер, поскольку в данной математической модели не учтены потери в генераторе, зависящие от силы тока, а также свойства электротехнических материалов электромашин. Учет дополнительных потерь вызовет наклон линий равных КПД в сторону уменьшения угловой скорости ротора электродвигателя с ростом момента.

10. Дальнейшее усовершенствование информационной технологии построения универсальных характеристик электрических передач требует более строгого учета всех существующих потерь в электрических цепях в зависимости от параметров, характеризующих рабочие режимы электропередач.

11. Полученные универсальные характеристики электропередачи, как альтернативного вариатора, можно сравнить по кинематической, нагрузочной и энергетической эффективности с полученными выше универсальными характеристиками ГСТ-90 на предмет использования в бесступенчатой трансмиссии шахтного дизельпоезда с мощностью двигателя порядка 100 кВт.

2.4.2. Сравнение универсальных характеристик объемных и электрических передач.

Сравнительный анализ кинематических, нагрузочных и энергетических параметров на базе аксиально-поршневых гидropередач ГСТ-90 и электрической передачи, состоящей из синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами, частотного преобразователя и асинхронного двигателя проведем по результатам исследований, представленных в подразделах 2.3 и 2.4.1 настоящей монографии. Выделим общие достоинства кинематических, нагрузочных и энергетических характеристик электрической передачи.

1. Электрическая передача имеет существенное положительное отличие от гидрообъемной передачи с точки зрения кинематического диапазона ($e \in [0; 2]$) – он в 2 раза шире по угловой скорости выходного вала асинхронного двигателя (до 500 рад/с), чем у аксиально-поршневого гидромотора. В ГОП e изменяется от 0 до 1 и $\omega_2 \leq 260$ рад/с. Уменьшение параметра регулирования

гидромотора (то есть уменьшение угла наклона шайбы) теоретически приводит к повышению угловой скорости вала гидромотора, но на практике эта скорость не может быть реализована технически. В рассматриваемом случае для ГСТ-90 $\omega_{2\max} \leq 260$. Кроме того, подробный анализ двухмашинного регулирования для гидрообъемных передач, то есть одновременного регулирования углами наклона, и шайбы гидронасоса и шайбы гидромотора привел авторов работы [99] к выводу о снижении общего КПД гидропередачи в целом и падении пропускаемой через ГОП мощности.

2. Важнейшим положительным достоинством электропередач является более широкое поле большего общего КПД, ограниченного линиями равных КПД по угловым скоростям выходного вала и линиями равных моментов нагрузки на нем по сравнению с гидропередачей. Так, например, область максимального общего КПД $\eta_0 \geq 0,76$ (для $s=6\%$, рис. 2.11) находится в широких интервалах параметра регулирования $e \in [0,31;1,37]$, угловых скоростей вала электропередач $\omega_2 \in [76;343]$ рад/с и моментов нагрузки $M_2 \in [0;500]$ Н·м. Для ГСТ-90 эти интервалы составляют соответственно: $e \in [0,5;1,0]$, $\omega_2 \in [120;250]$ рад/с, $M_2 \in [150;500]$ Н·м. Анализ площадей поля общего КПД $\eta_0 \geq 0,76$ дает следующее: для электропередачи эта площадь составляет 64,3% от общего поля КПД универсальных характеристик (рис. 2.11), а у ГСТ-90 не превышает 26,0%. А с учетом одинакового ограничения по угловой скорости $\omega_{2\max} \leq 260$ область КПД $\eta_0 \geq 0,76$ для электропередачи возрастает до 83,6% общей площади универсальных характеристик (по сравнению с упомянутыми 26,0% для ГСТ-90).

3. С уменьшением скольжения ($s=4\%$, $s=2\%$, см. рис. 2.12, 2.13) область высокого КПД еще более расширяется, поскольку однозначно увеличивается кинематический КПД электропередачи с уменьшением скольжения.

4. С точки зрения КПД электропередачи рассматриваемого типа, состоящие из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя переменного тока, существенно лучше, прежде всего за счет более широких областей фиксированного КПД. В то же время следует отметить, что уровень общего наибольшего КПД как у гидрообъемных передач, так и электропередач примерно одинаков и составляет порядка 0,8-0,825.

Основным недостатком электропередач рассматриваемого типа является то, что они не могут быть применены, как указывалось выше, в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях, допускающих циркуляционные режимы мощности (то есть обратные потоки мощности через электропередачу), но имеющих более высокие значения общего КПД за счет передачи мощности не только через бесступенчатый вариатор (электродередачу или ГОП) с существенно переменным КПД, но и через механическую ветвь с относительно высоким КПД. Указанная особенность электропередач существенно снижает их функциональность по сравнению с гидрообъемными передачами с точки зрения использования в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях, в которых общий КПД априори выше, чем в полнопоточных. Более того, структурный и параметрический синтез бесступенчатых двухпоточных ГОМТ [1, 21, 53, 191, 206, 211] по-

зволяет для заданного транспортного средства определить кинематическую схему и конструктивные параметры, оптимальные по тяговой динамике или КПД в диапазонах наиболее вероятных рабочих режимов тягово-транспортной машины, то есть максимизировать тяговые и энергетические возможности трансмиссии. Применение электрических передач рассмотренного типа не исключается в двухпоточных трансмиссиях, кинематические схемы которых обеспечивают только параллельный поток мощности от двигателя к ведущим колесам по обеим ветвям трансмиссии – механической и электрической. Целью дальнейшего исследования является оценка степени эффективности бесступенчатых двухпоточных трансмиссий на базе гидрообъемных передач и электропередач применительно к тягово-транспортной машине – шахтному дизелевозу.

2.5. Выводы

1. Анализ конструкций и технических характеристик наиболее широко применяемых в бесступенчатых трансмиссиях тягового-транспортных средств современных объемных гидромашин аксиально- и радиально-поршневого типа и гидрообъемных передач на их базе однозначно убеждает, что наиболее эффективными гидрообъемными передачами для использования в перспективных бесступенчатых трансмиссиях тяговых шахтных дизельпоездов с мощностью двигателя 73,5 кВт (100 л.с.) являются ГОП на базе объемных гидромашин аксиально-поршневого типа, которые представлены широкой гаммой известных мировых производителей, включая ГСТ-90 производства ОАО «Гидросила» (г. Кировоград, Украина).

2. Проанализированы современные научные работы [1, 21, 34, 51-53, 182, 188, 191, 196, 198, 205, 206], по оценке и уточнению математических моделей проф. Городецкого К.И. объемных и гидромеханических потерь, объемного, механического и общего КПД объемных гидромашин аксиально-поршневого типа, на основе чего построены универсальные характеристики ГСТ-90 с учетом новейших экспериментальных данных по КПД, которые существенно отличаются от теперь уже устаревших характеристик, представленных в работе [183] на основе коэффициентов потерь по работам [51-53].

3. Предложена и разработана информационная технология автоматизированного построения универсальных характеристик электрических передач, состоящих из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя переменного тока, что позволяет комплексно оценить соотношение кинематических, силовых и энергетических характеристик во всем возможном диапазоне работы такого рода электрических передач в прямом потоке мощности.

4. Показано, что в электрических передачах, состоящих из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя переменного тока, генераторный режим асинхронного электродвигателя невозможен, электрическая передача не является в отличие от ГОП обратимой и в обратном потоке мощности не работает. Поэтому создание двухпоточной электромеханической трансмиссии, в которой центральный узел,

обеспечивающий бесступенчатое регулирование, должен работать как в прямом, так и в обратном потоке мощности, с выбранной схемой замещения и системой управления невозможно. Возможно применение такой электрической передачи в составе полнопоточной электромеханической трансмиссии и в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях, схема и конструкция которых обеспечивает только параллельные потоки мощности через механическую ветвь и электрическую регулируемую ветвь от двигателя к ведущим колесам.

5. Электрическая передача имеет существенное положительное отличие от гидрообъемной передачи с точки зрения кинематического диапазона ($e \in [0;2]$) – он в 2 раза шире по угловой скорости выходного вала асинхронного двигателя (до 500 рад/с), чем у аксиально-поршневого гидромотора. В ГОП e изменяется от 0 до 1 и $\omega_2 \leq 260$ рад/с.

6. Важнейшим положительным достоинством электропередач является более широкое поле относительно более высокого общего КПД, ограниченного линиями равных КПД по угловым скоростям выходного вала и линиями равных моментов нагрузки на нем по сравнению с гидropередачей. Так, например, область максимального общего КПД $\eta_0 \geq 0,76$ (для $s=6\%$, рис. 2.11) находится в широких интервалах параметра регулирования $e \in [0,31;1,37]$, угловых скоростей вала электропередач $\omega_2 \in [76;343]$ рад/с и моментов нагрузки $M_2 \in [0;500]$ Н·м. Для ГСТ-90 эти интервалы составляют соответственно: $e \in [0,5;1,0]$, $\omega_2 \in [120;250]$ рад/с, $M_2 \in [150;500]$ Н·м. Анализ площадей поля общего КПД $\eta_0 \geq 0,76$ дает следующее: для электропередачи эта площадь составляет 64,3% от общего поля КПД универсальных характеристик (рис. 2.11), а у ГСТ-90 не превышает 26,0%. А с учетом одинакового ограничения по угловой скорости $\omega_{2max} \leq 260$ область КПД $\eta_0 \geq 0,76$ для электропередачи возрастает до 83,6% общей площади универсальных характеристик (по сравнению с упомянутыми 26,0% для ГСТ-90).

7. С уменьшением скольжения ($s=4\%$, $s=2\%$, см. рис. 2.12, 2.13) область высокого КПД еще более расширяется, поскольку однозначно увеличивается кинематический КПД электропередачи с уменьшением скольжения.

8. С точки зрения КПД электропередачи рассматриваемого типа, состоящие из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя переменного тока, существенно лучше прежде всего за счет более широких областей фиксированного КПД. В то же время следует отметить, что уровень общего наибольшего КПД как у гидрообъемных передач, так и электропередач примерно одинаков и составляет 0,8-0,825.

РАЗДЕЛ 3

НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВООЗОВ

3.1 Технология матричного моделирования трансмиссий и теоретические основы автоматизированного структурного синтеза трансмиссий дизелевозов

В работах [8, 187-190, 193, 197, 198, 203, 205, 206, 208, 254, 255] разработана технология матричного моделирования трансмиссий и теоретические основы автоматизированного структурного синтеза СМТ и ГОМТ. Введены понятия базисных кинематических и силовых матриц базовых элементов трансмиссии – редукторов, планетарных рядов, главных передач, гидрообъемных передач, тормозных и фрикционных управляющих элементов.

В работах [175, 186] были введены базисные матрицы обгонных муфт на холостом ходу и в режиме передачи крутящего момента [175] и базисные матрицы тормозных элементов были модифицированы для случаев торможения при кинематическом отрыве двигателя от ведущих колес и при торможении с участием двигателя [186]. Представлены кинематические и силовые матрицы гидромашин, входящих в состав разветвленных гидросистем (один насос и несколько моторов) [176], позволяющие, например, автоматически построить математическую модель трансмиссии шахтного дизелевоза Д8-600 и при необходимости ее проанализировать.

Методика матричного анализа трансмиссий основана на разбиении кинематической схемы на структурные элементы и связи между ними, и построении матричной системы на базе обобщенных матриц каждого элемента.

В частности, базисные матрицы редуктора можно получить из кинематического уравнения и уравнения баланса мощности, справедливого для редуктора:

$$\omega_1 + i_{12}\omega_2 = 0 \quad (3.1)$$

$$M_1\omega_1\eta^{\theta \text{sign}(M_1\omega_1)} + M_2\omega_2 = 0 \quad (3.2)$$

где ω_1, ω_2 ; M_1, M_2 – соответственно угловые скорости и моменты на входе (индекс “1”) и выходе (индекс “2”) редуктора;

η – КПД редуктора;

$\Theta=-1$ и $\Theta=0$ – коэффициенты соответственно с учетом и без учета потерь (подробнее уравнение (2) с учетом знаков входной и выходной мощности анализируется ниже).

Передаточное отношение редуктора

$$i_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} > 0 \quad (3.3)$$

где z_1, z_2 – числа зубьев первичной и вторичной шестерен, если речь идет о простом механическом редукторе.

Знак “–” в (3.3) отражает факт разной направленности угловых скоростей входного и выходного звеньев.

С учетом (3.1) и (3.2) базисные матричные уравнения обобщенного редуктора имеют вид (индекс “12” при i_{12} далее опускаем):

$$\begin{bmatrix} 1 & i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.4)$$

$$\begin{bmatrix} -i\eta^{\theta \text{sign}(N_1)} + 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.5)$$

Матрицы $\begin{bmatrix} 1 & i \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} -i\eta^{\theta \text{sign}(N_1)} + 1 \end{bmatrix}$ названы кинематической и силовой базисными матрицами редуктора [9, 17, 187, 208]. Отметим, что если передаточное отношение обобщенного редуктора определить как $i = -\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} > 0$, то матричные уравнения (3.4) и (3.5) запишутся в виде:

$$\begin{bmatrix} i & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.6)$$

$$\begin{bmatrix} \eta^{\theta \text{sign}(N_1)} - i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.7)$$

а кинематическая и силовая базисные матрицы редуктора видоизменятся и будут иметь вид $\begin{bmatrix} i & 1 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \eta^{\theta \text{sign}N_1} & -i \end{bmatrix}$. В обоих случаях результат по определению кинематических (ω_1, ω_2), силовых (M_1, M_2) и энергетических (η) параметров будет одинаков.

Формально условились [9, 17, 187, 188, 208], что мощность N_1 , входящая на вход “1” любого элемента трансмиссии отрицательна, а выходящая N_2 с выхода “2” этого элемента – положительна.

В этом смысле хорошей иллюстрацией является двигатель внутреннего сгорания (ДВС): производимая им мощность всегда является положительной, в то время как в режиме торможения двигателем, например, при движении под уклон, мощность, входящая на ДВС, принимается отрицательной. Такая аксиома продиктована спецификой потоков мощности в трансмиссиях транспортных средств и наличием в ГОМТ реверсивных ГОП, работающих в частности в особых зонах в режимах потребления мощности на внутренние потери со стороны, как входа, так и выхода.

Так для простого редуктора с учетом механического КПД уравнение баланса мощности записано в виде соотношения (3.2) и поэтому с учетом потерь

принято, что коэффициент $\theta = -1$. Как было определено выше из соотношений (3.4) и (3.5), матрицы $\begin{bmatrix} i & 1 \end{bmatrix}$ и $\begin{bmatrix} \eta^{\theta \text{sign} N_1} & -i \end{bmatrix}$ являются соответственно кинематической и силовой базисными матрицами редуктора.

Процесс структурного синтеза произвольной трансмиссии на основе меню ее базовых элементов (рис. 3.1) и их связей сопровождается генерацией математической модели, которая описывает в общем случае динамику системы двигатель внутреннего сгорания (ДВЗ) – ступенчатая механическая или гидрообъемно-механическая трансмиссия – транспортная машина (ТМ), на основе резервирования и строго структурированного заполнения поля полной матричной системы трансмиссии базисными матрицами ее элементов с подключением прямоугольной матрицы нетривиальных уравнений связей между их звеньями [208].

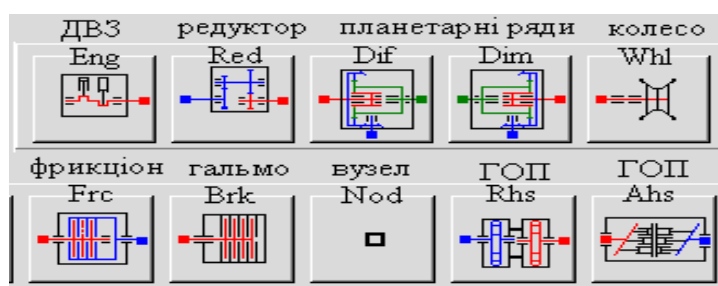


Рис. 3.1. Главное меню базовых элементов трансмиссии

В квазистационарной постановке полная матричная система трансмиссии в общем случае нелинейная за счет потерь в механической части трансмиссии на трение в зубчатых зацеплениях и в большей мере – за счет объемных и механических потерь в гидрообъемной передаче.

$$\begin{bmatrix} K & | & L_{12} \\ \hline L_{21} & | & F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_K \\ C_M \end{bmatrix}, \quad (3.8)$$

где K, F – кинематическая и силовая матричной системы трансмиссии, которые включают строго структурированные кинематические и силовые базисные матрицы базовых элементов СМТ;

L_{12} – матрица коэффициентов потерь в математической модели ГОП; C_K, C_M – векторы-столбцы свободных членов, в которые входят моменты нагрузки на ведущих колесах или активный момент на коленчатом валу двигателя;

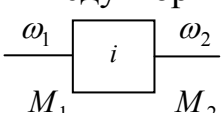
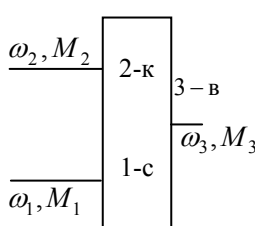
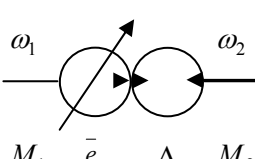
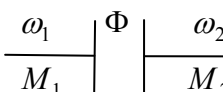
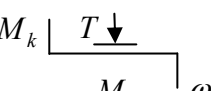
L_{21} – матрица инерционных членов, нулевая в статике,

W, M – векторы столбцы формальных неизвестных.

Кинематические и силовые базисные матрицы элементов, из которых синтезируются в теории и конструируются на практике как ступенчатые механические так и многодиапазонные бесступенчатые трансмиссии, приведены в таблице 3.1. Для планетарного ряда цифрами обозначены: 1 – солнечная шестерня, 2 – коронная шестерня, 3 – водило.

Таблица 3.1

Кинематические и силовые базисные матрицы элементов трансмиссии

Базовый элемент	Кинематические базисные матрицы	Силовые базисные матрицы
<p>Редуктор</p> 	$[i \ 1] \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = 0$	$\begin{bmatrix} \eta^{\Theta sign N_1} & -i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = 0$
<p>Планетарный ряд</p> 	$[1 \ -k \ k \ -1] \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \end{bmatrix} = 0$	$\begin{bmatrix} \eta_{13}^{\Theta sign(M_1 \omega_1)} & \eta_{23}^{\Theta sign(M_2 \omega_2)} & 1 \\ \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} \eta_{13}^{\Theta sign(M_1 \omega_1)} & \eta_{23}^{\Theta sign(M_2 \omega_2)} & 0 \end{bmatrix} \times$ $\times \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \end{bmatrix} = 0 \Rightarrow \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} & 1 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ k & 1 & 0 \end{bmatrix}$
<p>Гидрообъемная передача</p> 	$\begin{bmatrix} -\bar{e} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \frac{\Delta Q_{\Sigma}}{q}$	$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\bar{e}q \\ 0 & 1 & q \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \Delta_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\Delta M_1 sign \omega_1 \\ -\Delta M_2 sign \omega_2 \end{bmatrix}$
<p>Фрикцион</p> 	$\begin{bmatrix} \Phi & -\Phi \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ <p>Вкл.: $\Phi = 1$ Выкл.: $\Phi = 0$</p>	$\begin{bmatrix} \Phi & \Phi \\ 1 & +1 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ <p>Вкл.: $\Phi = 1$ Выкл.: $\Phi = 0$</p>
<p>Тормоз</p> 	$\omega_i \cdot T = 0$ $T = 0 \Rightarrow \omega_i \neq 0$ $T = 1 \Rightarrow \omega_i = 0$	$\sum M + M_T \cdot T = 0$ $T = 0 \Rightarrow M_T = 0$ $T = 1 \Rightarrow M_T \neq 0$

В таблице 3.1: $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_i, M_1, M_2, M_3$ – угловые скорости и моменты звеньев базовых элементов – валов, редукторов, планетарных рядов, фрикционов, тормозов, гидромашин;

i – передаточное отношение редуктора;

k – внутреннее передаточное отношение и планетарного ряда;

η_{13} и η_{23} – коэффициенты полезного действия в зубчатых зацеплениях солнце

– сателлит и эпицикл (корона) – сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

Δ_p, \bar{e} – перепад давления и параметр регулирования гидромашин;

q – максимальная производительность гидромашин;

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – потери моментов на гидромашинах;

$\sum \Delta Q$ – суммарные объемные потери в ГОП.

Изучение большого числа структурных схем ступенчатых механических и бесступенчатых трансмиссий, достаточно сложных планетарных механизмов позволили сформулировать в работах [198] важные леммы и утверждение про взаимно однозначное соответствие между числом базовых элементов и их базисных матриц, тривиальных и нетривиальных уравнений связей, формальными неизвестными и рангами $Rg(K)$ кинематической и $Rg(F)$ силовой матричной системы.

Лемма 1. Если в работе трансмиссии принимают участие n редукторов, p планетарных рядов, m гидрообъемных передач, k фрикционов (включенных) и t тормозов (включенных), то для замкнутости и однозначности решения полной кинематической матричной системы трансмиссии ранг $Rg(K)$ кинематической матрицы трансмиссии должен быть на единицу меньше общего числа звеньев трансмиссии и удовлетворяет соотношению

$$Rg(K) = n + 2p + m + k + t = Z^* - 1 \quad (3.9)$$

Лемма 2. Если в работе трансмиссии, которая имеет x выходов ($x \in N$), на заданном скоростном диапазоне принимают участие n редукторов, m планетарных рядов, p гидрообъемных передач, k фрикционов (включенных), t тормозов (включенных), то:

а) ранг $Rg(F)$ силовой матричной системы трансмиссии удовлетворяет соотношению (3.10) и совпадает с числом формальных силовых неизвестных:

$$Rg(F) = 2n + 3m + 3p + 2k + t + x \quad (3.10)$$

б) число независимых базисных силовых уравнений матричной системы равно сумме (3.11):

$$n + 2m + 2p + k \quad (3.11)$$

в) число базисных силовых матриц, которые образуют прямоугольную силовую матрицу трансмиссии, равняется сумме (3.12):

$$n + m + p + k \quad (3.12)$$

Лемма 3. Выключенный фрикционный или тормозной управляющий

элемент всегда порождает одно тривиальное уравнение связи вида $M_j \cdot 1 = 0$ с одним тривиальным формальным силовым неизвестным $M_j = 0$ (здесь M_j – момент нагрузка на j – том звене). Введенные леммы подробно проиллюстрированы в работе [198] на примере конкретной ГОМТ, что позволило сделать следующее **утверждение**: если в работе трансмиссии принимают участие n редукторов, m планетарных рядов, p гидрообъемных передач, k фрикционов (включенных), t тормозов (включенных), то для замкнутости и единственности решения силовой матричной системы трансмиссии необходимо, чтобы число нетривиальных уравнений связей равнялось числу включенных в работу базовых элементов, то есть

$$n + m + p + t + k \quad (3.13)$$

Научное обоснование структуры кинематических [187] и силовых матричных систем [205, 208] трансмиссий позволило автоматизировать построение достаточно сложных матричных систем в процессе структурного синтеза, которые описывают работу современных и перспективных трансмиссий разных транспортных средств, в частности это применимо для трансмиссий шахтных дизелевозов.

В работе [203] подробно показана, реализация структурного синтеза трансмиссий и их математических моделей в среде объектно-ориентированного программирования Delphi. Это осуществляется на базе четырех основных составляющих со следующей иерархией [203]: 1) объекта связи, которая содержит в себе информацию о структуре трансмиссии и методы визуализации потоков мощностей; 2) объекта абстрактного элемента, который включает в себя методы расположения и генерации собственной базисной матрицы; 3) объекта матрицы, которая активизирует методы объектов элементов трансмиссии, формирует структуру полной матричной системы, вызывает процедуру решения этой системы и передает объекту схемы вектор неизвестных; 4) объекта схемы (объекта-менеджера), который координирует работу всех объектов более низкой иерархии, выполняющий главную функцию структурного синтеза произвольной трансмиссии или реконструкции ранее созданной ее схемы.

Таким образом, в области конструирования и расчета трансмиссий предложена новая системная технология автоматизированного проектирования – в процессе структурного синтеза произвольной трансмиссии в среде объектно-ориентированного программирования с параллельной генерацией собственной математической модели трансмиссии. К сожалению, подобный подход никогда не использовался для трансмиссий шахтных дизелевозов. Проиллюстрируем процесс автоматизированного структурного синтеза трансмиссии на примере ГОМТ дизелевоза Д8-600. Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии дизелевоза Д8-600 представлена на рис. 3.2.

Гидростатическая схема передачи крутящего момента дизелевоза Д8-600 (рис. 3.2) состоит из дизельного двигателя 1, зубчатого редуктора 2, соединительной эластичной муфты 3, аксиально-поршневого регулируемой производи-

тельности насоса 4, двух осевых одноступенчатых редукторов 6, двух эластичных муфт 7 и двух гидромоторов 8. Кроме этого: масляный бак 5, золотник 9, два предохранительных клапана 10 и фильтра 11, маслоохладитель 12.

Рассматривая различные варианты регулирования гидромашин путем изменения их удельных подач, можно отметить, что гидropередача с насосом регулируемой производительности и нерегулируемыми гидромоторами, обеспечивает при сохранении постоянства мощности приводного дизеля зону регулирования, ограниченную сверху характеристикой, соответствующей максимальной производительности насоса, позволяет производить плавное изменение скорости гидромотора от нуля до максимального значения, является в достаточной степени отработанной для применения на локомотивах и экономичной в необходимом диапазоне регулирования.

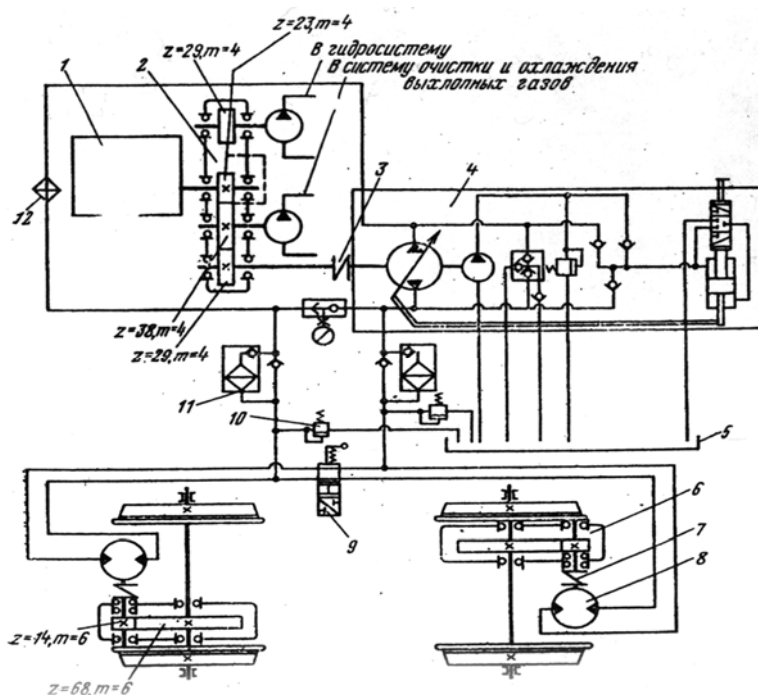


Рис. 3.2. Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии дизельвоза Д8-600

Требование постоянства мощности достигается в рассматриваемой системе введением регулирования по давлению путем автоматического управления производительностью насоса по закону $P \cdot Q = const$. Следовательно, в такой системе рабочее давление будет определять производительность насоса, а соответственно обороты мотора и ведущих колес, т.е. скоростной режим локомотива. Более того, схема типа насос переменной подачи – гидромотор позволяет решить ряд сложных вопросов, связанных со спецификой работы рудничных локомотивов (разгон, торможение, значительные изменения величины коэффициента сцепления колеса и рельса и др.). При таком приводе маховые массы коленвала дизеля или ротора электродвигателя изолируются от трансмиссии исполнительного органа, чем в значительной мере снижаются возникающие динамические нагрузки. Наличие же в системе объемного гидропривода предо-

хранительного клапана ограничивает, независимо от характера внешних нагрузок, предельные нагрузки, возникающие в трансмиссии и на колесных парах. К недостаткам этой системы можно отнести циркуляцию жидкости в трубопроводах при движении локомотива в режиме выбега и несколько завышенные габариты и вес.

При применении системы нерегулируемый насос – регулируемый гидромотор, рабочее давление и мощность передачи пропорциональны. При постоянной мощности давление на входе постоянно и не зависит от параметра регулирования гидромотора. В связи с тем, что расход жидкости и рабочее давление при этом варианте регулирования одновременно достигают своих максимальных значений, то передача при регулировании гидромотором работает с мощностью, соответствующей максимальным параметрам, и в отличие от первого варианта регулирования габариты и вес ее не завышены. Основным недостатком этой системы является невозможность обеспечения плавного реверса за счет изменения параметра регулирования гидромотора. Поэтому способ реверсирования гидропередачи только путем регулирования гидромотора для применения на локомотивах без наличия дополнительных устройств совершенно неприемлемы. Кроме того, существенным недостатком подобной системы с точки зрения ее применения на локомотивах является ограниченность по диапазону регулирования, невозможность полной остановки локомотива без выключения привода насоса, а также увеличение габаритов регулируемого гидромотора по сравнению с нерегулируемым вариантом.

Вариант регулирования типа регулируемый насос – регулируемый гидромотор сочетает в себе свойства систем РГН–НГМ и НГН–РГМ, сохраняя все достоинства и недостатки вышеназванных систем. Кроме того, при выведенных в нулевое положение органах регулирования насоса и мотора выбег локомотива осуществляется без циркуляции жидкости в трубопроводах, чем достигается хороший накат. Однако при применении системы РГН–РГМ для многомоторного привода шахтного локомотива имеют место некоторые недостатки: наличие сложной системы автоматического управления двумя типами гидроагрегатов и большая стоимость передачи, полностью состоящей из регулируемых гидроагрегатов.

В соответствии с методикой матричного анализа трансмиссий кинематическая схема трансмиссии дизелевоза заменяется структурной схемой. На рис. 3.3 представлена структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии дизелевоза Д8-600. Согласно методике матричного анализа трансмиссий нумерация кинематических звеньев на структурной схеме производится в произвольном порядке, таким образом, чтобы каждому звену соответствовало собственное обозначение угловой скорости – $\omega_1.. \omega_6$. Моменты звеньев (рис. 3.3) представляются с двойной индексацией, первый индекс момента совпадает с номером кинематического звена, второй – латинская буква по алфавиту. На каждом звене присутствует минимум два момента, например, M_{2A} и M_{2B} для кинематического звена №2, которому ставится в соответствие угловая скорость ω_2 .

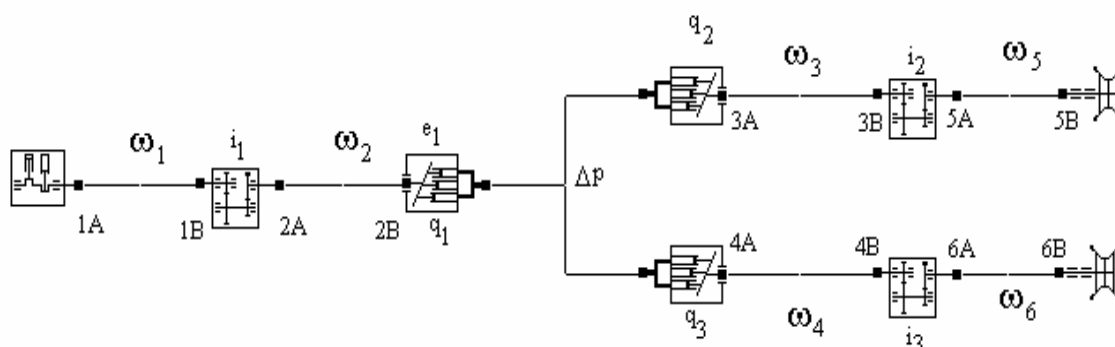


Рис. 3.3. Структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии дизелевоза Д8-600

В соответствии с работами [8, 188, 193, 203, 205, 206, 208] подготовительный матричный шаблон для структурной схемы (рис. 3.3) гидрообъемно-механической трансмиссии дизелевоза имеет вид – рис. 3.4.

ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	M_{1A}	M_{1B}	M_{2A}	M_{2B}	M_{3A}	M_{3B}	M_{4A}	M_{4B}	M_{5A}	M_{5B}	M_{6A}	M_{6B}	Δp	
$-i_1$	1																		
		$-i_2$		1															
			$-i_3$		1														
	$e_1 q_1$	q_2	q_3																$\sum k_y$
1																			ω_D
				1	-1														
							η_1	i_1											
											η_2			i_2					
												η_3				i_3			
									1									$e_1 q_1$	ΔM_1
										1								q_2	ΔM_2
											1							q_3	ΔM_3
															1				M_x
						1	1												
								1	1										
										1	1								
														1	1				
																1	1		

Рис. 3.4. Подготовительный матричный шаблон для матричной математической модели ГОМТ Д8-600

Сама методика построения матричной системы достаточно проста. Для каждого из элементов трансмиссии, например, редуктора с передаточным отношением i_3 , определяются номера кинематических звеньев, с которыми он связан – входной угловой скоростью будет ω_4 , выходной – ω_6 . Поэтому, согласно базисной кинематической матрице редуктора, под входом (ω_4) вставляется “ $-i_3$ ”, а под выходом (ω_6) – “1”.

Вообще, каждый элемент занимает 1–2 строки в кинематическом матричном шаблоне, в зависимости от своей базисной матрицы. Редуктор, фрикцион, тормоз, например, занимают 1 строку, а планетарный ряд или гидромашин в

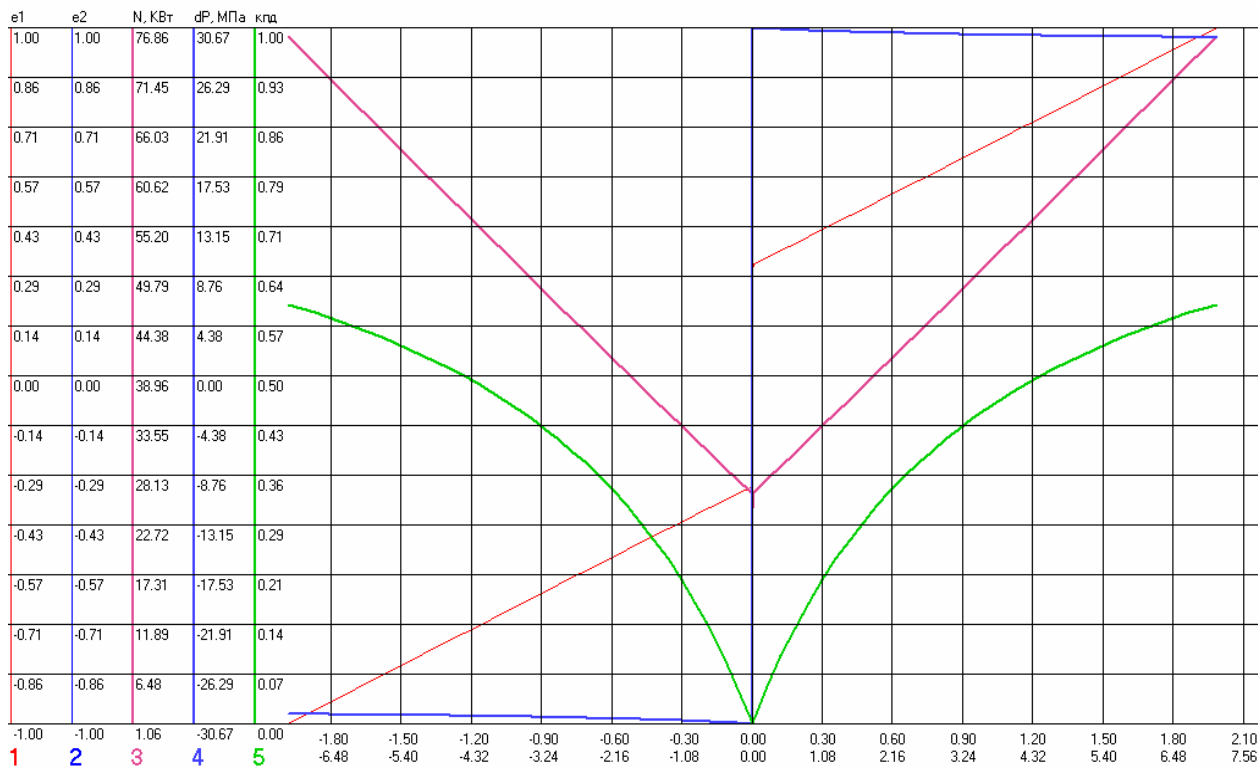


Рис. 3.5. Результаты моделирования работы полнопоточной ГОМТ дизельпоезда Д8-600 в тяговом режиме

2. В выбранной ГОП давление нагрузки достигает на тяговом режиме 30 МПа и является неоптимальным с точки зрения ядра универсальных характеристик ГОП (см. рис. 2.8).

3. Рассмотренный вариант трансмиссии не передает вращательного движения от двигателя к ведущим колесам, пока параметр регулирования $e_1 < 0,3$ (так называемая «особая зона»). В этом случае нарастающее давление нагрузки в ГОП порождает объемные потери в гидромашине, которые при $e_1 < 0,3$ равны подаче гидронасоса.

В качестве общих выводов можно констатировать следующее:

1. Перечисленные недостатки данной ГОМТ свойственны всему классу полнопоточных трансмиссий, что убедительно доказано в [8].

2. При выборе варианта регулирования необходимо учитывать, что гидрообъемная передача должна обеспечивать работу приводного двигателя в режиме постоянной мощности, так как это позволяет сохранить независимость его работы от постоянно меняющихся условий эксплуатации. Особенно важным это свойство является для шахтных дизелевозов с точки зрения удовлетворения требований санитарных норм.

3. Рассмотренная методика матричного трансмиссионного анализа эффективно применялась для моделирования работы систем «двигатель-трансмиссия-машина» на протяжении последних 10 лет для различных тягово-транспортных средств, прежде всего для военных гусеничных машин и тракторов. Эта методика, которая по сути является новой системной технологией автоматизированного проектирования трансмиссий может быть эффективно применена для анализа, синтеза и проектирования трансмиссий шахтных дизелевозов.

4. Данная методика должна быть модернизирована с точки зрения описания бесступенчатых электрических передач и применена, по мнению автора, к анализу и синтезу двухпоточных бесступенчатых трансмиссий для дизельпоездов, как гидрообъемно-механических, так и электрических.

3.2. Введение базисных матриц синхронного генератора, частотного преобразователя, асинхронного двигателя и электрической передачи в целом

В настоящем подразделе сделана попытка развить метод трансмиссионного матричного анализа с позиции определения базисных матриц синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами, частотного преобразователя, асинхронного двигателя и электрической передачи в целом.

Принципиальная электрическая схема замещения системы «синхронный генератор – частотный преобразователь – асинхронный электродвигатель» представлена в разделе 2.4. на рис 2.10. С учетом потерь мощности на активном сопротивлении R , кинетостатические уравнения, описывающие установившийся режим работы синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами, имеет вид:

$$\begin{cases} \omega_1 k_u = U_1 + I_1 R_1; \\ f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi}; \\ 2\eta_r M_1 = -I_1 k_u, \end{cases} \quad (3.15)$$

где k_u – коэффициент, зависящий от конструктивных характеристик генератора, в частности, от магнитного потока постоянных магнитов, суммарной длины обмотки, зазора между ротором и статором, Врад/с;

ω_1 – угловая скорость вала генератора, рад/с;

M_1 – момент нагрузки на валу генератора, Нм;

U_1 – амплитудное значение напряжения, В;

I_1 – амплитудная величина силы тока, А;

f_1 – частота напряжения, Гц;

η_r – постоянная составляющая КПД генератора, не учитывающая потери мощности на активном сопротивлении в обмотках статора; поскольку генератор работает в режиме постоянной угловой скорости, то его $\cos \varphi$ также является постоянным и учитывается в данном коэффициенте;

R_1 – активное сопротивление обмоток статора, Ом.

Согласно принятой аксиоматике о знаках мощностей на элементах или узлах трансмиссии [8], считается, что мощность, входящая в синхронный генератор формально отрицательна, а выходящая – положительна (при этом $|N_2| < |N_1|$). Исходя из условия $\omega_1 > 0$ (угловая скорость коленчатого вала двигателя, с которым непосредственно соединен генератор) при формально отрицательной входной мощности, необходимо принять $M_1 < 0$. Поэтому в третьем уравнении системы (3.15) имеет место знак « \rightarrow ». Система уравнений (3.15) мо-

жет быть переписана в матричном виде:

$$\begin{bmatrix} -k_u & 0 & 1 & 0 & R_1 \\ -1 & 0 & 0 & 2\pi & 0 \\ 0 & 2\eta_\Gamma & 0 & 0 & k_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ M_1 \\ U_1 \\ f_1 \\ I_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

В отличие от гидрообъемных передач, при описании электрических машин не наблюдается деления на базисные силовые и кинематические матрицы, поскольку кинематические переменные в электрических машинах порождают нагрузочные и энергетические. Таким образом, матричное уравнение (3.16) описывает работу синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами в стационарном режиме и является его полной матричной системой.

Аналогично, для частотного преобразователя группа уравнений, описывающих его работу имеет вид:

$$\begin{cases} U_2 = k_e U_1 \\ f_2 = e f_1 \\ I_2 = \frac{\eta_\Gamma I_1}{k_e} \end{cases} \quad (3.17)$$

где $e \in [0; 2]$ – параметр регулирования;

$k_e \in [0; 1]$ – коэффициент трансформации, отражающий способность частотного преобразователя регулировать напряжение на выходе (при этом данное напряжение не может превышать величины напряжения на входе);

U_1, U_2 – напряжение на входе и выходе преобразователя, В;

I_1, I_2 – сила тока на входе и выходе преобразователя, А;

η_Γ – постоянный КПД преобразователя.

Полная матричная система для частотного преобразователя имеет вид:

$$\begin{bmatrix} -k_e & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -e & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \eta_\Gamma & 0 & 0 & k_e \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_1 \\ f_1 \\ I_1 \\ U_2 \\ f_2 \\ I_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Электрическая мощность, присутствующая на выходе генератора, на входе и выходе частотного преобразователя, а также на входе электродвигателя,

определяется как среднеинтегральная величина произведения напряжения на силу тока:

$$\begin{aligned}
 N_{\text{э}} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} U(t)I(t)dt = \frac{1}{2\pi} U_A I_A \int_0^{2\pi} \sin^2(\omega t) dt = \\
 &= \frac{1}{4\pi} U_A I_A \int_0^{2\pi} (1 - \cos(2\omega t)) dt = \frac{2\pi}{4\pi} U_A I_A = \frac{1}{2} U_A I_A
 \end{aligned}
 \tag{3.19}$$

где U_A, I_A – амплитудные значения переменного напряжения и тока соответственно.

Группа уравнений, описывающих работу асинхронного двигателя, имеет вид:

$$\begin{cases} \omega_2 = 2\pi f_2 (1 - s) \\ M_2 + k_I \eta_D I_2 = 0 \end{cases}
 \tag{3.20}$$

где k_I – коэффициент пропорциональности между током и моментом, Н·м/А:

$$k_I = \frac{M_2}{I_2} = \frac{N\omega_2^{-1}}{2NU_2^{-1}} = \frac{U_2}{2\omega_2} = \frac{U_2}{4\pi f_2},
 \tag{3.21}$$

где U_2 – напряжение на входе электродвигателя, В;

f_2 – частота напряжения, Гц;

I_2 – сила тока на входе электродвигателя;

s – скольжение электродвигателя;

ω_2 – угловая скорость вала электродвигателя, рад/с;

M_2 – момент на валу электродвигателя, Н·м.

Полная матричная система для электродвигателя имеет вид:

$$\begin{bmatrix} 0 & 2\pi(s-1) & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & k_I \eta_D & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_2 \\ f_2 \\ I_2 \\ \omega_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.
 \tag{3.22}$$

Механический КПД электродвигателя определяется как отношение реального активного момента M_2 к теоретическому M_0 :

$$M_0 = \frac{I_2 U_2}{4\pi f_2} = I_2 k_I;
 \tag{3.23}$$

$$M_2 = \frac{\alpha I_2 U_2}{4\pi f_2} \cos \phi = M_0 \alpha \cos \phi;
 \tag{3.24}$$

$$\eta = \alpha \cos \phi, \quad (3.25)$$

где α – отношение силы тока в цепи статора электродвигателя к общему потребляемому току:

$$\alpha = \frac{\sqrt{R_2^2 + (2\pi L_2 f_2)^2}}{\sqrt{R_2^2 + (2\pi f_2 L_2)^2} + \sqrt{(R_3 + R_4 s^{-1})^2 + (2\pi f_2 L_3)^2}}; \quad (3.26)$$

$$\phi = \arctan \frac{\operatorname{Im} Z_5}{\operatorname{Re} Z_5}; \quad (3.27)$$

$$Z_5 = \frac{R_2 + R_3 + R_4 s^{-1} + j2\pi f_2 (L_3 + L_2)}{(R_3 + R_4 s^{-1} + j2\pi f_2 L_3)(R_2 + j2\pi f_2 L_2)}. \quad (3.28)$$

Матричная система для электрической передачи в моноблочном исполнении (как единый элемент, на входе и выходе которого присутствует механическая мощность), имеет вид:

$$\begin{bmatrix} e(1-s) & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \eta & 0 & e \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ M_1 \\ \omega_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

где η – произведение КПД генератора, частотного преобразователя и механического КПД асинхронного электродвигателя.

Заменяв в структурной схеме дизелевоза Д8-600 отдельную гидросистему на систему «генератор – частотный преобразователь – электродвигатель», и применив введенные базисные матрицы, получим новый матричный шаблон для электрической трансмиссии. При этом необходимо добавить согласующие редукторы, поскольку угловая скорость валов электродвигателей в 4 раза выше, чем угловая скорость валов гидромоторов. Кроме того, в новой структурной схеме (рис. 3.6) полнопоточной электрической трансмиссии добавлена возможность переключения между тяговым и транспортным скоростным диапазоном.

Матричный шаблон переводится в полное матричное уравнение, с помощью которого можно проанализировать работу полнопоточной электрической трансмиссии дизелевоза. Матричное уравнение ранга 40 затруднительно представить в явном виде, поэтому в работе не приводится. Методика преобразования продемонстрирована ранее. Результаты анализа представлены на рис 3.7.

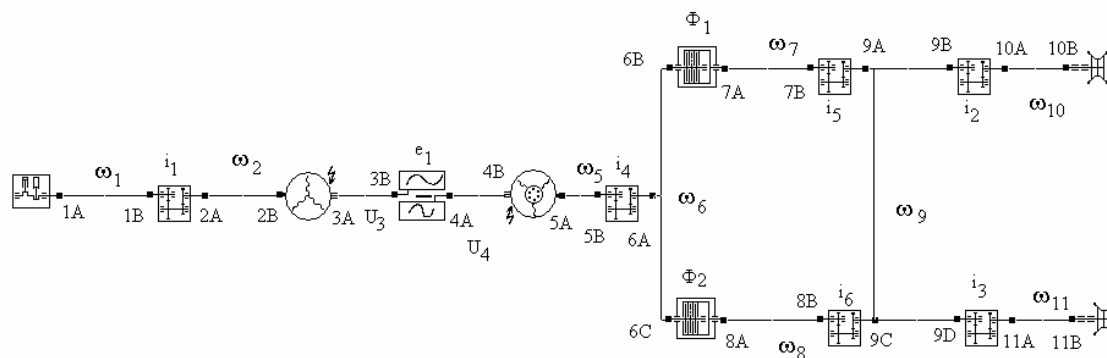


Рис. 3.6. Структурная схема полнопоточной электрической трансмиссии

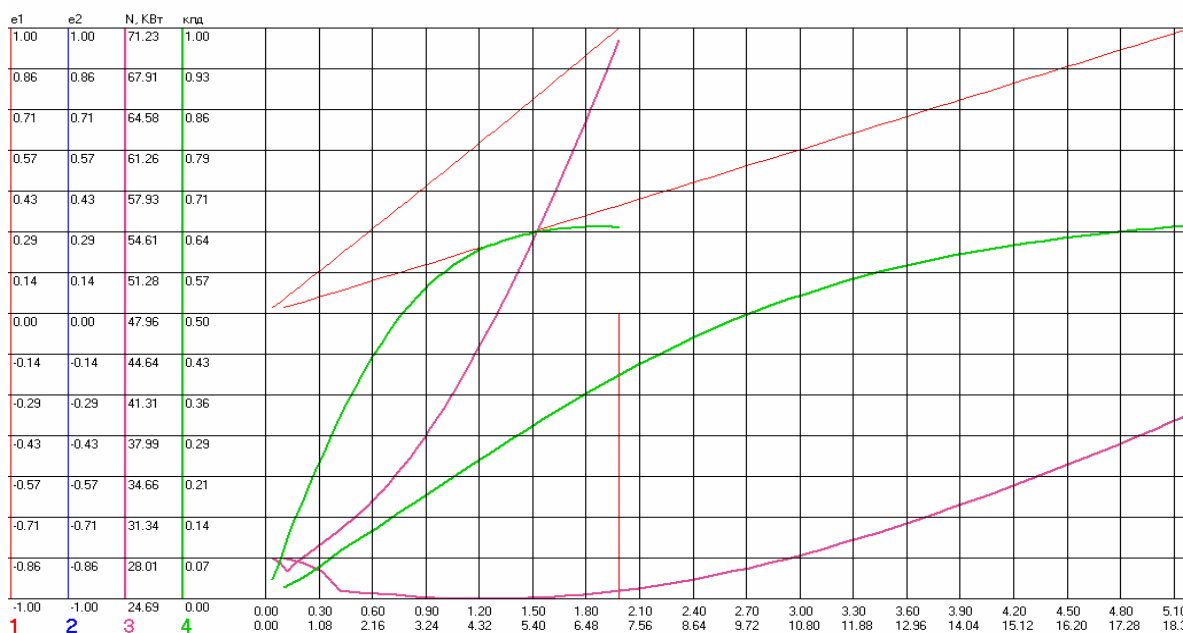


Рис. 3.7. Результаты анализа полнопоточной электрической трансмиссии Д8-600

Для расчета были выбраны следующие исходные данные: масса дизель-воза 10 тонн; коэффициент сцепления $f = 0,23$; $i_1 = 29/23$; $i_2 = i_3 = 14/68$; $i_4 = 13/53$, $i_5 = 27/53$, $i_6 = 46/35$; радиус ведущего колеса $r = 0,3$ м; мощность двигателя $N = 73,6$ кВт. По электрическим машинам исходные данные выбраны следующим образом: $\omega_{01} = 266$ рад/с; $U_{xx} = 460$ В; сопротивление статора генератора $R_1 = 100$ мОм; сопротивление цепи намагничивания $R_2 = 10$ Ом; индуктивность цепи намагничивания $L_2 = 200$ мГн; сопротивление статора двигателя $R_3 = 200$ мОм; индуктивность статора двигателя $L_3 = 2$ мГн; сопротивление ротора двигателя $R_4 = 100$ мОм; КПД генератора $\eta_g = 0,9$; КПД частотного преобразователя $\eta_c = 0,95$. Параметр регулирования изменяется в интервале $e \in [0,01; 1,0]$.

Анализ результатов, приведенных на рис. 3.7 приводит к следующему:

1. В результате применения полнопоточного варианта электротрансмиссии, как и в случае полнопоточной ГОМТ (рис. 3.5) получен весьма низкий КПД трансмиссии, который регламентируется невысоким максимальным КПД электропередачи. В свою очередь, последний не превышает 0,71, а с учетом КПД редукторов общий КПД трансмиссии не более 0,64.

2. В электропередаче сила тока (аналог давления нагрузки в ГОП) оцени-

вается амплитудной величиной 165 А на тяговом режиме и вызывает интенсивные потери в активном сопротивлении статоров генератора и электродвигателя. Потери можно уменьшить путем повышения напряжения на выходе генератора, увеличивая передаточное число i_1 . При этом для уменьшения угловой скорости ведущего колеса необходимо уменьшать передаточные отношения i_5, i_6 .

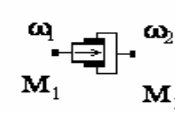
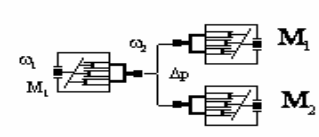
3. Особо следует отметить отсутствие реверса электрической трансмиссии (отсутствие заднего хода) путем регулировки частотного преобразователя. В случае электротрансмиссии обеспечение заднего хода достигается дополнительными конструктивными усложнениями схемы. Для гидрообъемных полнопоточных ГОМТ реверс, определяемый знаком угла наклона шайбы регулирования гидронасоса, является безусловным достоинством.

4. Перечисленные недостатки рассмотренной электротрансмиссии свойственны всему классу полнопоточных электрических трансмиссий на базе синхронного генератора, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя.

Анализ литературных источников [9, 17, 175, 176, 186], в которых рассматривались новые базисные матрицы элементов трансмиссии и введенная в настоящем подразделе матрица электропередачи на базе синхронного генератора, частотного преобразователя и асинхронного двигателя позволяет дополнить таблицу 3.1 таблицей 3.1,а.

Таблица 3.1, а

Кинематические и силовые базисные матрицы новых элементов трансмиссий

Базовый элемент	Общие базисные матрицы	
<p>Тормоз</p> 	<p>Кинематический отрыв двигателя</p> $\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & I_T & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega \\ \dot{\omega} \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_T \\ \dot{\omega}_T \\ M_T \end{bmatrix}$	<p>Торможение совместно с двигателем</p> $[I_T \quad -1] \cdot \begin{bmatrix} \dot{\omega} \\ M \end{bmatrix} = M_T$
<p>Обгонная муфта</p> 	<p>Режим передачи мощности</p> $\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = 0$	<p>Прокрутка без передачи мощности</p> $\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = 0$
<p>Гидросистема</p> 	<p>Насос</p> $\begin{bmatrix} -e_1 \sum e_{q1} & 0 & -\frac{k_T}{v}(n+C_T \sum \omega_{\omega}) \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -e_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ M_1 \\ \Delta p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta M \end{bmatrix}$	<p>Гидромотор</p> $\begin{bmatrix} 1 & 0 & -e_1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \Delta p^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta M \\ 0 \end{bmatrix}$
<p>Электрическая передача переменного тока</p> 	$\begin{bmatrix} e(1-s) & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \eta & 0 & e \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ M_1 \\ \omega_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	

3.3. Закономерности передачи мощности по ветвям двухпоточных гидро-объемно-механических трансмиссий

Характерной особенностью двухпоточных бесступенчатых ГОМТ является наличие в их составе суммирующего планетарного механизма. Этот механизм может быть как простым, состоящим из одного планетарного ряда, так и сложным, состоящим из нескольких планетарных рядов с элементами управления (фрикционами, тормозами, муфтами).

Сложный планетарный механизм всегда можно свести к некоторому эквивалентному планетарному ряду, который может быть расположен как на входе двухпоточной ГОМТ, так и на выходе [21, 88, 107, 108, 162, 265, 271].

Как известно, в двухпоточных механических коробках передач потоки мощности от входного вала, связанного с ДВС, до выходного вала, связанного с ведущими колесами транспортного средства, могут идти параллельными потоками – в направлении от ДВС до колес или циркулировать в замкнутом контуре. Подробно эти вопросы рассмотрены в классических трудах А.С. Антонова, А.Д. Вашеца, В.И. Красенькова, М.А. Крейнса, М.К. Кристи, М.С. Розовского, Н.В. Филичкина, К.Д. Шабанова [18, 19, 107, 108, 265, 271].

В идеальном случае, без учета механических потерь в двухпоточных или многопоточных механических коробках передач мощность двигателя в конечном итоге передается от входного вала коробки до ведущих колес, хотя внутри замкнутых контуров могут иметь место циркуляции мощности. Существенным отличием двухпоточных бесступенчатых ГОМТ от ступенчатых двухпоточных механических трансмиссий является то, что потери в гидрообъемной передаче и ее КПД существенно зависят от режима работы трансмиссии, что влияет на величину как параллельных потоков мощности, так и циркуляционных. К сожалению, строгого научного подхода к описанию распределения потоков мощности в двухпоточных ГОМТ на сегодняшний день нет. Ближе всех к решению этой проблемы подошли авторы работ [1, 9, 21, 191]. В работе [211] впервые представлена лемма, которая позволяет только по виду регулировочной характеристики ГОМТ сразу определить в каких скоростных диапазонах ГОМТ работает в режимах параллельных потоков мощности, а в каких – в режимах циркуляции мощности. При этом в первом случае ГОП работает в прямом потоке мощности, а во втором – в обратном потоке мощности. В работе [183] вскрыты особенности поведения ГОП, работающих в прямом и обратном потоках мощности, их существенное отличие на сходных режимах (по угловым скоростям гидромашин, перепадам давления, параметрам регулирования). Показано существенное влияние на перераспределение потоков мощности в ГОМТ с учетом потерь в ГОП и их влияние на общий КПД трансмиссии. В параграфе 2.4 указанная лемма (о наличии или отсутствии циркуляции в двухпоточных ГОМТ) уточнена и обобщена, однако все же не является строго доказанным утверждением уровня научного положения.

Исследование распределения циркулирующих, в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ, мощностей с потерями в гидрообъемных передачах и их КПД, анализ и установление взаимосвязей в распределении энергии по ветвям двухпо-

точных ГОМТ в процессе их работы в составе транспортных средств и строгое доказательство леммы о наличии или отсутствии циркуляции мощности в двухпоточных гидрообъемно-механических коробках передач (ГОМ КП) – основа научного обоснования методологии анализа бесступенчатых ГОМТ во всех возможных режимах работы как на тяговых, так и на транспортных скоростных диапазонах любых транспортных средств, в частности шахтных дизелевозов.

Кинематическая схема рассматриваемой ГОМТ представлена на рис. 3.8, как пример трансмиссии с ПМП на выходе. Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры приведены на рис. 3.9. Рабочие параметры исследуются здесь при работе ГОМТ в составе дизелевоза транспортирующего прицепную часть (ШДП) массой 50 т. Работа дизелевоза на первом реверсивном диапазоне обеспечивается включением тормоза Т при выключенном фрикционе Ф. При этом переход с переднего на задний ход и обратно (реверс) осуществляется сменой знака параметра регулирования e ГОП.

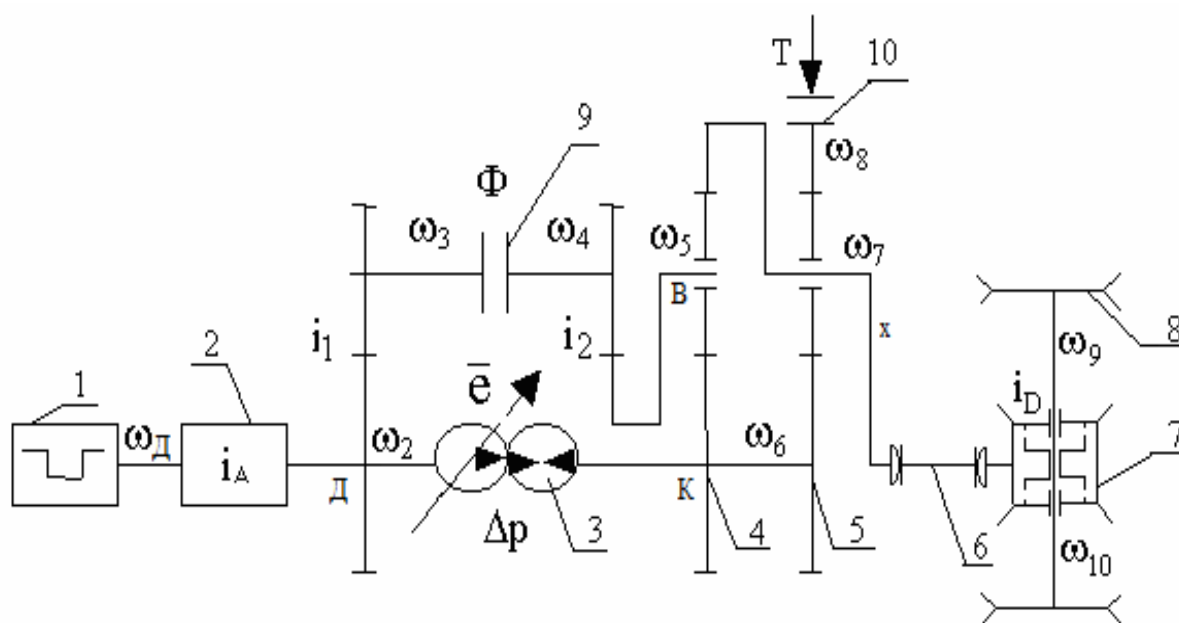


Рис. 3.8. ГОМТ с планетарным механизмом на выходе и угловые скорости ее звеньев (Т – тормоз, Ф – фрикцион)

К особенностям работы такой ГОМТ (рис. 3.8, 3.9) относится то, что на первом диапазоне трансмиссия работает как полнопоточная с относительно невысоким общим КПД, который регламентируется КПД ГОП. Этот недостаток компенсируется серьезным эксплуатационным достоинством – возможностью реверса в полнопоточном режиме ГОМТ, переходом с переднего хода на задний и, наоборот, без остановки ШДП и без переключения передач.

Второй скоростной диапазон обеспечивается включением фрикциона Ф и отключением тормоза Т (рис. 3.8, 3.9). Все множество передаточных отношений трансмиссии (передаточные отношения редукторов и планетарных рядов) выбирается в режиме диалога с ПЭВМ таким образом, чтобы переключение с первого на второй диапазон происходило в момент выравнивания угловых скоростей ω_3 и ω_4 вне зависимости от угловой скорости коленчатого вала ДВС.

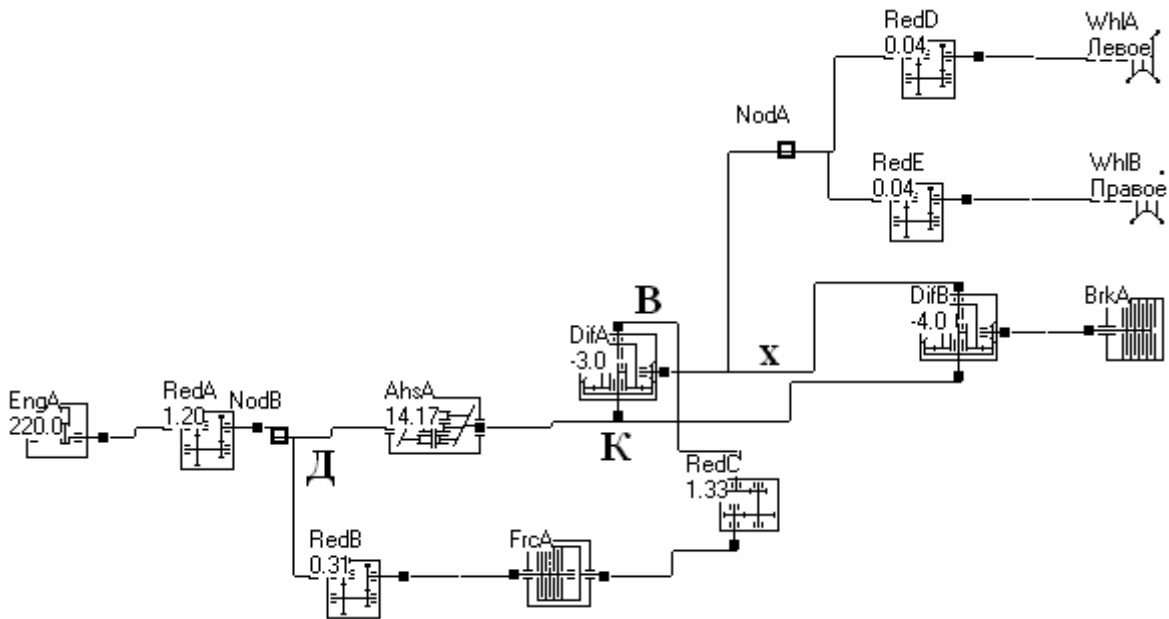


Рис. 3.9. Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры: EngA – двигатель; RedA, RedB, RedC, RedD и RedE – редуктора; AhsA – ГОП; DifA и DifB – планетарные ряды; WhlA и WhlB – ведущие колеса, FrcA – фрикцион (Ф), BrkA – тормоз (Т)

Рассмотрим работу ГОМ КП на втором двухпоточном диапазоне. При этом

$$\omega_6 = \omega_k; \omega_5 = \omega_6; \omega_7 = \omega_x; \omega_8 = \omega_0 \cdot i_A \cdot i_1 \cdot i_2; \omega_k = \omega_0 \cdot i_A \cdot e. \quad (3.30)$$

В нашем случае кинематика ПМП описывается следующими уравнениями:

$$(1 - k_1) \cdot \omega_6 = \omega_k - k_1 \omega_x; \quad (3.31)$$

$$(1 - k_2) \cdot \omega_x = \omega_k - k_2 \omega_8, \quad (3.32)$$

где k_1 и k_2 – внутренние передаточные числа 1-го и 2-го планетарных рядов (рис. 3.8, 3.9).

Параметр рассматриваемого ПМП:

$$i_{k8} = \frac{\omega_x}{\omega_0} \Big|_{\omega_x=0} = 1 - k_1. \quad (3.33)$$

С учетом выражений (3.30)-(3.32)

$$\frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{i_A \cdot e - (1 - k_1) \cdot i_A \cdot i_1 \cdot i_2}{k_1}, \quad (3.34)$$

$$\frac{d}{dV} \left(\frac{\omega_x}{\omega_0} \right) = \frac{i_A}{k_1} \cdot \frac{de}{dV}. \quad (3.35)$$

Знак кругового передаточного отношения замкнутого контура

$$\begin{aligned}
 \text{sign}(i_{оксд}) &= \text{sign}(i_{ок}) \cdot \text{sign}(i_{кв}) \cdot \text{sign}(i_{сд}) = \\
 &= \text{sign}(i_A \cdot e) \cdot \text{sign}[(1 - k_1)] \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) = \\
 &= 1 \cdot \text{sign}\left(2 \left[\frac{V - V_{1\min}}{V_{1\max} - V_{1\min}} - \frac{1}{2} \right]\right) \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} \cdot \text{sign}[(1 - k_1)] \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2)
 \end{aligned} \tag{3.36}$$

Очевидно, что на первой половине второго скоростного диапазона, где ГОМ КП работает как двухпоточная, при $e \in [1; 0]$ $i_{оксд}$ положительно и $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) < 0$:

$$\text{sign}(i_{оксд}) = 1 \cdot (-1) \cdot (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) = 1. \tag{3.37}$$

На второй половине второго скоростного диапазона при $e \in [0; -1]$ $i_{оксд}$ отрицательно и $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$:

$$\text{sign}(i_{оксд}) = 1 \cdot (+1) \cdot (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) = -1. \tag{3.38}$$

Таким образом, на втором диапазоне при $e \in [1; 0]$ ГОМТ работает в режиме циркуляции мощности, когда ГОП находится в обратном потоке мощности. При этом нерегулируемый гидромотор выполняет функции насоса, а регулируемый гидронасос – функции мотора. При $e \in [0; -1]$ ГОМТ работает в режиме параллельных потоков мощности через ГОП и механическую часть трансмиссии. При этом ГОП работает в прямом потоке мощности. На первом полнопоточном реверсивном диапазоне $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$ и никаких циркуляций в контуре нет (контур разомкнут фрикционом Ф).

На рис. 3.10 приведены результаты исследования, предложенной выше реверсивной двухпоточной бесступенчатой ГОМТ при полной нагрузке – масса состава 50 т. На первом скоростном полнопоточном диапазоне коэффициент сцепления принимается равным $f = 0,23$. На втором транспортно-тяговом диапазоне $f = 0,09$. Гидрообъемная передача ГСТ-90 на базе отечественных гидромашин аксиально-поршневого типа с рабочим объемом 89 см^3 . На рис. 3.10 в качестве основных рабочих параметров ГОМТ выбраны: параметр регулирования e (1); мощность загрузки двигателя N (2), перепад рабочего давления в ГОП (3); КПД ГОМТ (4); КПД ГОП (5) и мощность, протекающая через гидромашину ГМ1 (6). Изменение указанных параметров рассматривается в зависимости от скорости движения ШДП.

Из рис. 3.10 видно, что трогание поезда происходит при $e = 0,14$ (1) и загрузке двигателя до мощности $N = 16,8 \text{ кВт}$ (2) при давлении в ГОП 22 МПа (3). Очевидно, реверс ГОМТ при этих же параметрах осуществляет трогание для

реализации поездом заднего хода. При трогании вперед до максимальной скорости на первом диапазоне $V_{I_{max}} = 1,8$ км/ч и $e = 1$ (1) нагрузка двигателя растет до 87 кВт (2). Мощность, протекающая через ГМ1 (регулируемый гидронасос) растет по модулю от 16 кВт до 86 кВт (6) и на графике отрицательна. Это соответствует принятой условной формализации о том, что мощность, входящая на элемент (на регулируемый гидронасос ГМ1), отрицательна. Давление на первом реверсивном диапазоне составляет по модулю порядка 20-22 МПа (3). Знак давления (3) соответствует той или иной полости в ГОП. Максимальный КПД ГОМТ (4) не превосходит на первом диапазоне 0,7.

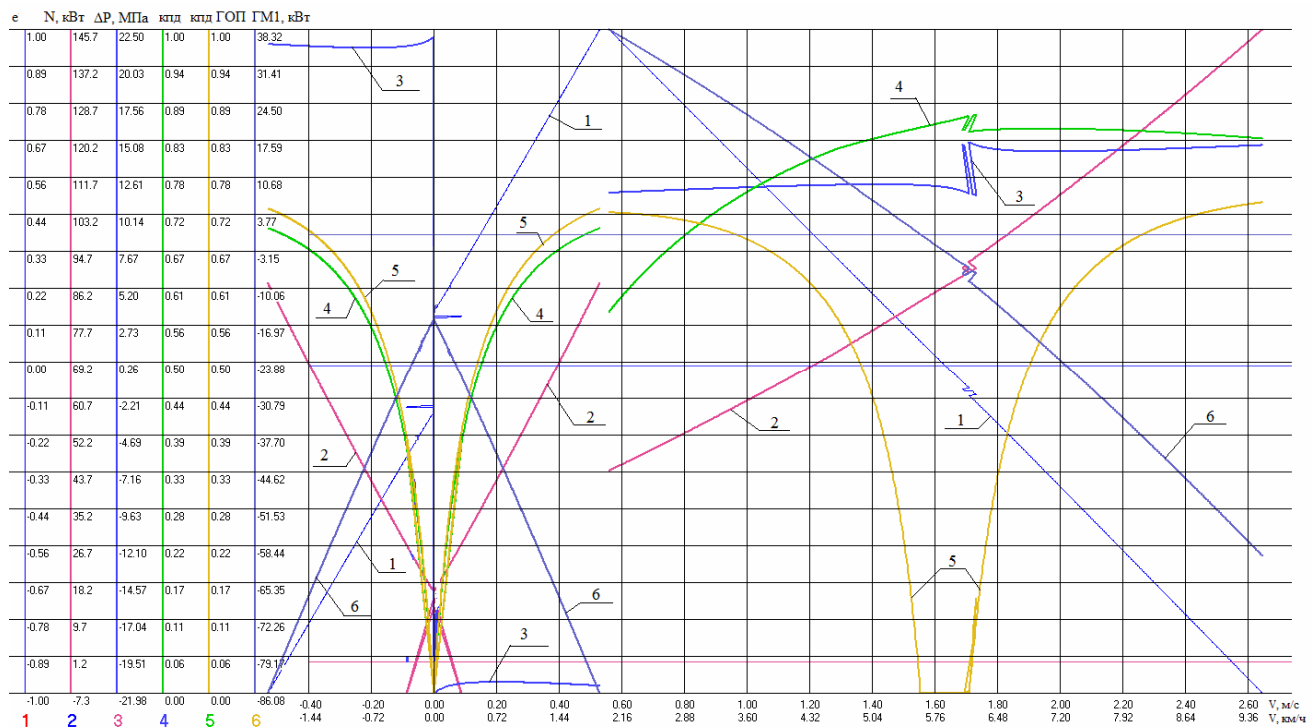


Рис. 3.10. Основные рабочие параметры ГОМТ ШДП при полной нагрузке

На втором тягово-транспортном диапазоне имеет место нисходящая $PX(+1)$. Уровень давления в ГОП (3) составляет 10-14 МПа и является положительным – произошла смена полостей высокого и низкого давления в ГОП при переходе с первого на второй диапазон. Циркуляция мощности на первой половине второго диапазона иллюстрируется кривой 6 – мощностью, проходящей через ГМ1, которая в этом случае положительна, то есть выходит из регулируемого гидромотора ГМ1, работающего в обратном потоке мощности в режиме циркуляции мощности в замкнутом контуре ДКВД. Выходная мощность из ГМ1 (6) обращается в нуль в точке, когда КПД ГОП (5) обращается в нуль при скорости $V = 5,55$ км/ч. При этом в диапазоне скоростей от 5,55 км/ч до 6,1 км/ч в ГОП имеет место так называемая особая зона, когда обе гидромашины работают как гидронасосы, и вся поступающая на ГОП мощность уходит в потери. При $V > 6,1$ км/ч КПД ГОП (5) начинает возрастать от 0 и отрицательная мощность на ГМ1 (6) соответствует входу мощности на ГМ1, отсутствию циркуляции мощности в контуре и передаче энергии от двигателя к ведущим колесам

параллельными ветвями.

Обращает на себя внимание достаточно высокий для бесступенчатых ГОМТ КПД (4) на втором диапазоне, его максимальное значение достигает 0,86-0,87 в диапазоне от 5,5 до 6,5 км/ч. При максимальной скорости движения ШДШ 9,5 км/ч на втором диапазоне загрузка по двигателю составляет 145,7 кВт (2). Понятно, что с уменьшением массы состава уменьшается и мощность нагрузки на двигатель, что позволяет производить его выбор для использования для различных типов ШДШ.

На рис. 3.11 показано распределение потоков мощности в конце первого полнопоточного диапазона, когда мощность полным потоком проходит, через ГОП (AhsA), состояние двигателя (EngA), гидрообъемной передачи (AhsA), ведущих колес (WhlA и WhlB), планетарного ряда (DifB), как наиболее нагруженного.

На рис. 3.12 показано распределение потоков мощности на первой половине второго диапазона при $e = 0,5$ для скорости $V = 3,9$ км/ч, когда в замкнутом контуре ГОМТ наблюдается циркуляция мощности $i_{dk\delta} > 0$ и параметр $S < 0$ (см. соотн. (3.35) и (3.36)). ГОП (AhsA) работает в обратном потоке. Показаны состояния двигателя (EngA), гидрообъемной передачи (AhsA), ведущих колес (WhlA и WhlB), планетарного ряда (DifA). Видно, что мощность на ГМ1 при $e = 0,5$ равна +19 кВт, а на ГМ2 равна -29 кВт, что означает что ГОП работает в обратном потоке мощности и суммарные потери в обеих гидромашинах составляют 20 кВт. При мощности двигателя $N = 64$ кВт имеем КПД ГОМТ равный 0,77.

На рис. 3.13 показано распределение потоков мощности в конце второго диапазона при $e = -1$ для скорости поезда $V = 9,5$ км/ч, когда в замкнутом контуре ГОМТ циркуляция мощности отсутствует $i_{dk\delta} < 0$ и параметр $S > 0$ (см. соотн. (3.35) и (3.37)). ГОП (AhsA) работает в прямом потоке мощности – на входе в ГМ1 мощность равна -60 кВт, на выходе из ГМ2 мощность равна 45 кВт. Показаны состояния двигателя (EngA), гидрообъемной передачи (AhsA), ведущих колес (WhlA и WhlB), планетарного ряда (DifA). Видно, что суммарные потери в обеих гидромашинах составляют 15 кВт при мощности двигателя $N = 146$ кВт имеем КПД ГОМТ равен 0,83.

Предложенная ГОМТ была подробно рассмотрена выше для иллюстрации распределения энергии, потоков мощности и исследования основных рабочих параметров при работа в составе ШДП. В целом, отмечая относительно низкий КПД ГОМТ на первом реверсивном диапазоне, следует акцентировать внимание на достаточно высокий КПД ГОМТ на втором тягово-транспортном диапазоне и возможность использовать отечественные гидрообъемные передачи типа ГСТ-90, которые обеспечивают приемлемые уровни перепадов давлений и эффективно работают на первом реверсивном диапазоне с переходом с переднего на задний ход без остановки поезда и переключений в ГОМТ.

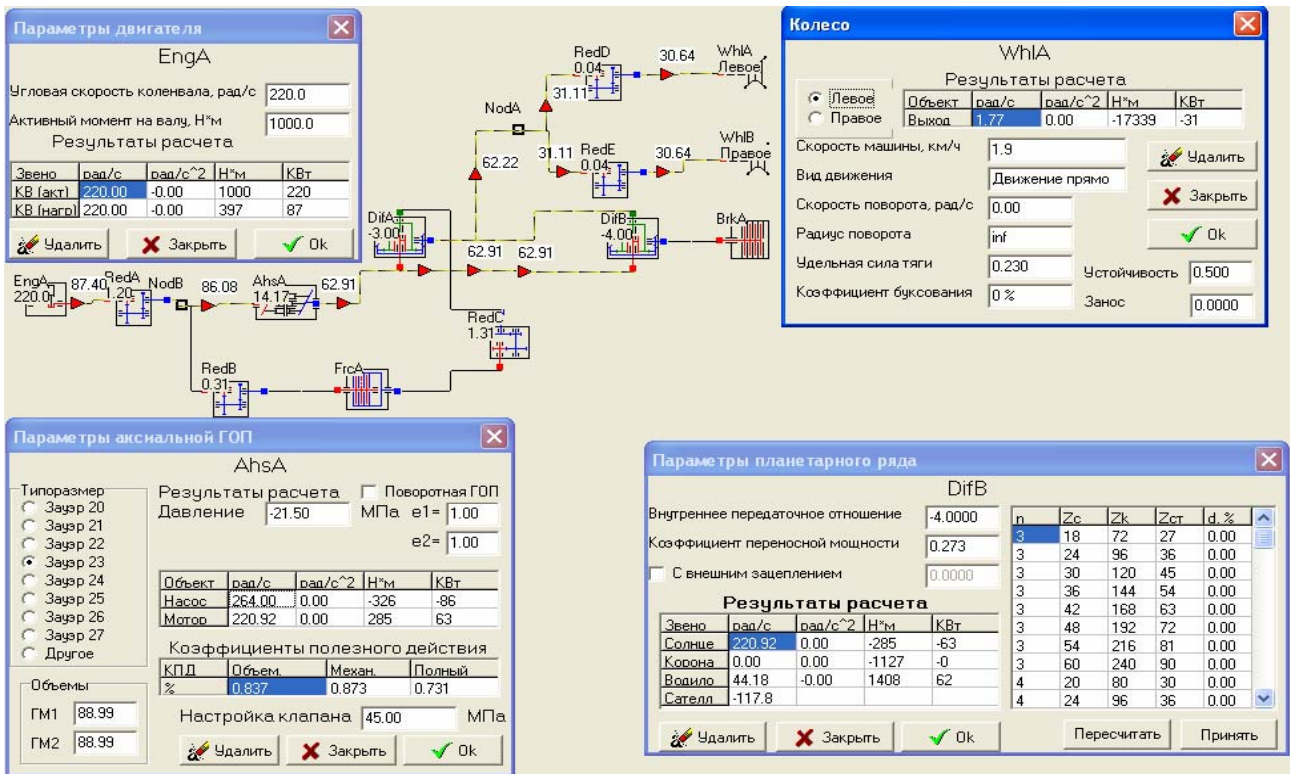


Рис. 3.11. Результаты исследования параметров ГОМТ в конце первого диапазона при $\epsilon = 1$

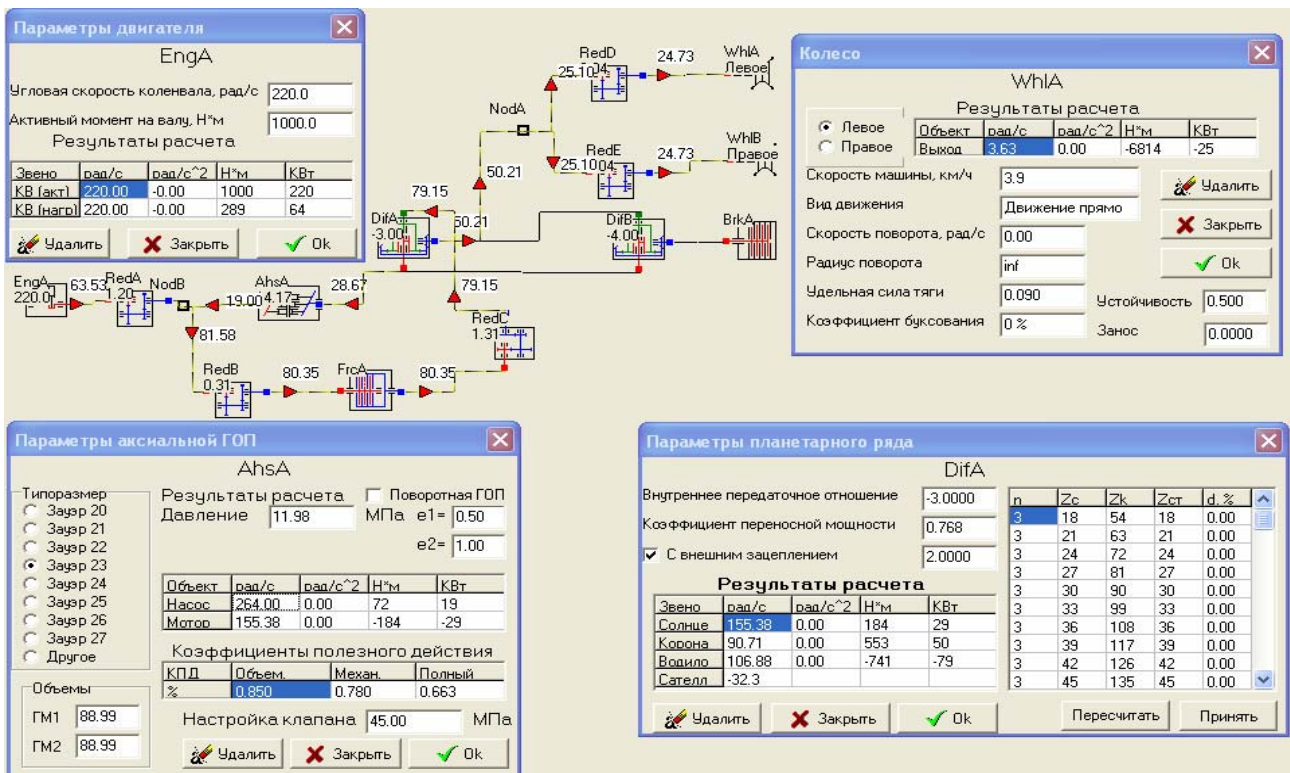


Рис. 3.12. Результаты исследования параметров ГОМТ на втором диапазоне при $\epsilon = 0,5$

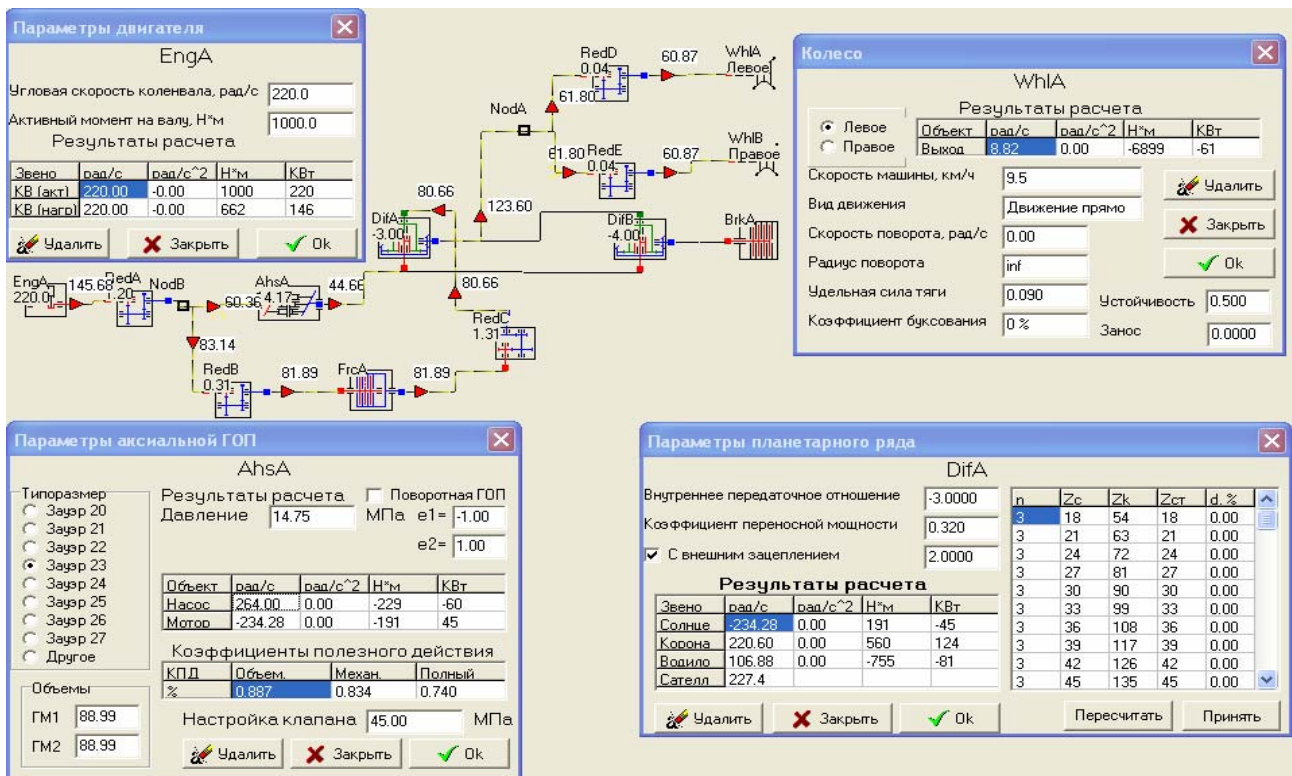


Рис.3.13. Результаты исследования параметров ГОМТ в конце второго диапазона при $\epsilon = -1$

3.4. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров бесступенчатых трансмиссий дизелевозов на примере альтернативных вариантов трансмиссий

В предыдущем разделе акцентировалось внимание на том, что применение электрической передачи возможно только в составе полнопоточной электромеханической трансмиссии или в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях, схемы и конструкции которых обеспечивают только параллельные потоки мощности через механическую ветвь и электрическую регулируемую ветвь от двигателя к ведущим колесам тягового транспортного средства. В настоящем подразделе ставится задача по анализу эффективности альтернативных вариантов бесступенчатых двухпоточных трансмиссий на базе объемных гидравлических машин и электрических машин. Анализ большого количества схем бесступенчатых двухпоточных ГОМТ [10-12, 16-19, 21, 184, 185, 188, 189] привел автора к выводу о том, что единственным схемным решением для двухпоточной бесступенчатой электромеханической трансмиссии является множество трансмиссий, в которых коленчатый вал двигателя непосредственно или через систему редукторов связан с водилом трехзвенного планетарного механизма. Остальные звенья трехзвенного планетарного механизма связаны с механической и бесступенчатой ветвью, при этом бесступенчатая ветвь может содержать регулируемые гидрообъемную или электрическую передачу. Механическая и бесступенчатая ветвь передают мощность параллельными потоками. Циркуляция мощности в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях исключены только в случае соединения приводного двигателя с водилом суммирующего планетарного ряда. В теории трансмиссий [191] такие передачи называются транс-

миссиями с планетарным суммирующим рядом на входе.

Типичным примером двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий и, бесспорно, одной из наиболее оригинальных и эффективных бесступенчатых ГОМТ является “Fendt-Vario” для гаммы наиболее продвинутых на мировом рынке сельскохозяйственных универсально-пропашных тракторов Favorit (модели 916, 920, 923, 926) с мощностью двигателя 125 – 191 кВт (170 – 260 л.с.), соответствующих тяговым классам 30...50 кН. В трансмиссии “Fendt-Vario” полностью исключены циркуляции мощности на обоих скоростных диапазонах – рабочем тяговом и транспортном.

В работе [176] подробно проанализированы кинематическая и конструктивные схемы тракторной ГОМТ “Fendt-Vario”. Схема и конструкция этой трансмиссии показана на рис. 3.14.

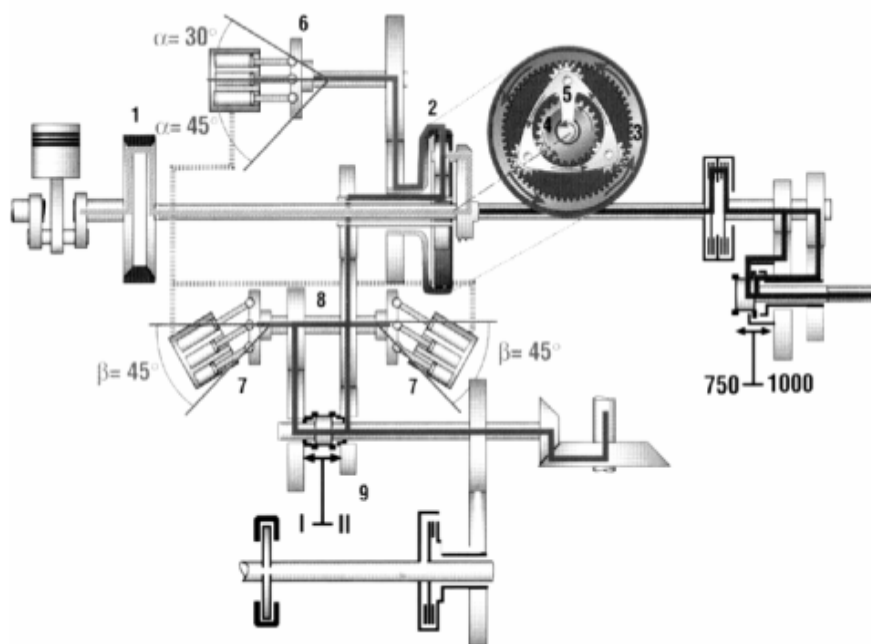
Эксклюзивностью рассматриваемой ГОМТ является использование одного регулируемого гидронасоса и двух регулируемых гидромоторов с максимальным отклонением блока цилиндров до 45° . Трогание трактора происходит в режиме полного потока мощности от двигателя через ГОП. Рабочий и транспортный диапазоны являются двухпоточными, но в процессе разгона трактора угол наклона блока цилиндров гидромоторов уменьшается до 0 и на максимальной скорости (50 км/ч) ГОМТ работает как цепь механических редукторов. Трогание машины происходит в двухпоточном режиме работы ГОМТ (в работе [176] авторы ошибочно характеризуют данный режим как полнопоточный). Параметр регулирования гидронасоса e_1 начинает изменяться от 0 (при трогании) при постоянных параметрах регулирования обоих гидромоторов $e_2=1$. С ростом e_1 от 0 до 1 ГОМТ работает как двухпоточная. При этом уменьшение e_2 от первоначального значения 1 способствует активному повышению угловой скорости суммирующего вала 8 и ведущих колес 10. Управление параметром регулирования e_2 гидромоторов начинается при достижении параметра регулирования e_1 гидронасоса своего максимального значения $e_1=1$. ГОМТ имеет два диапазона [0; 32 км/ч] и [0; 50 км/ч], которые обеспечиваются переключателем 9 режима движения.

В тяговом режиме пахоты при скорости трактора 8 км/ч через гидравлическую ветвь передается 75%, а через механическую – 25% мощности двигателя. Фирма Fendt указывает при этом на общий КПД ГОМТ, равный 0,81 и примерное постоянство этого значения в интервале от 6 до 18 км/ч.

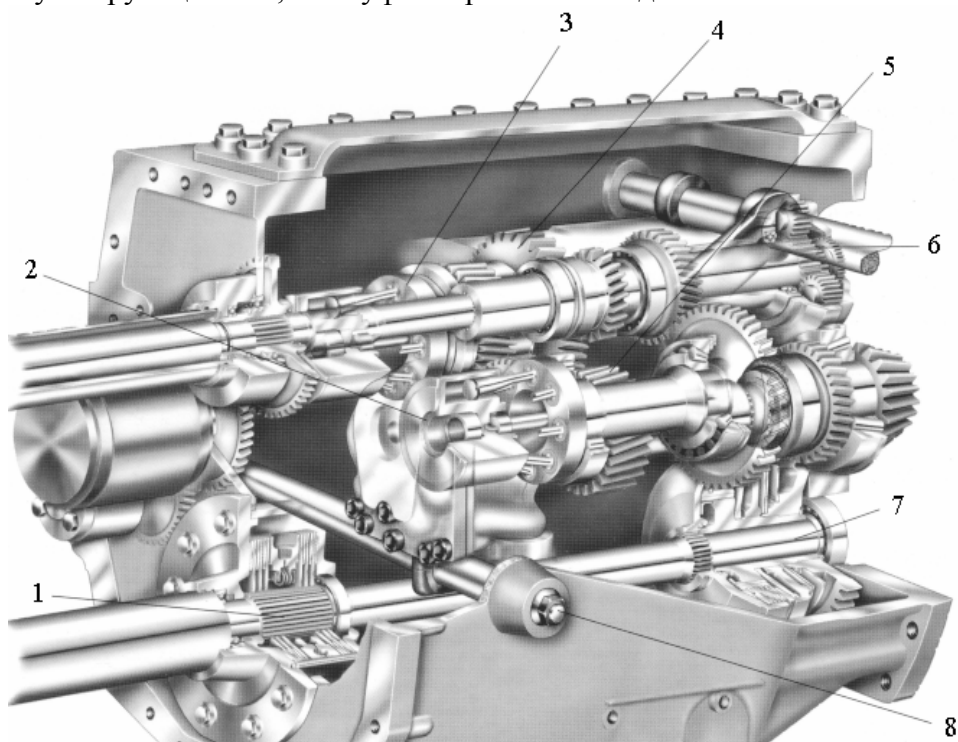
Используем кинематическую схему бесступенчатой двухпоточной трансмиссии Fendt-Vario для моделирования работы двухпоточной электромеханической трансмиссии, в которой в качестве бесступенчато регулируемой ветви используется рассмотренная выше электрическая передача на базе синхронного генератора, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя. То есть вместо регулируемого гидронасоса и двух гидромоторов автором предлагается установить указанную электрическую передачу. Структурные схемы указанных трансмиссий показаны на рис. 3.15.

Конструктивные параметры электромеханической трансмиссии (рис. 3.15б) выбраны для дизель-поезда массой 10 т с радиусом ведущего колеса 0,3 м и мощностью двигателя 76 кВт (100 л.с.) с коэффициентом сцепления $f=0,23$.

Результаты квазистатического анализа бесступенчатой двухпоточной электромеханической трансмиссии (рис. 3.15б), работающей в составе дизель-поезда, представлены на рис. 3.16.



а) кинематическая схема ГОМТ Fendt-Vario: 1 – демпфирующая муфта; 2- планетарная передача; 3 – коронная шестерня; 4 – солнечная шестерня; 5 – водило; 6 – гидронасос; 7 – гидромотор; 8 – суммирующий вал; 9 – муфта переключения диапазонов



б) компоновка ГОМТ Fendt-Vario: 1 – тормозной механизм; 2 – гидронасос; 3 – гидромотор; 4 – шестерня суммирующего вала; 5 – муфта переключения диапазонов; 6 – планетарный ряд; 7 – сцепление полного привода; 8 – упругий опорный вал

Рис. 3.14. Бесступенчатая ГОМТ Fendt-Vario фирмы Fendt

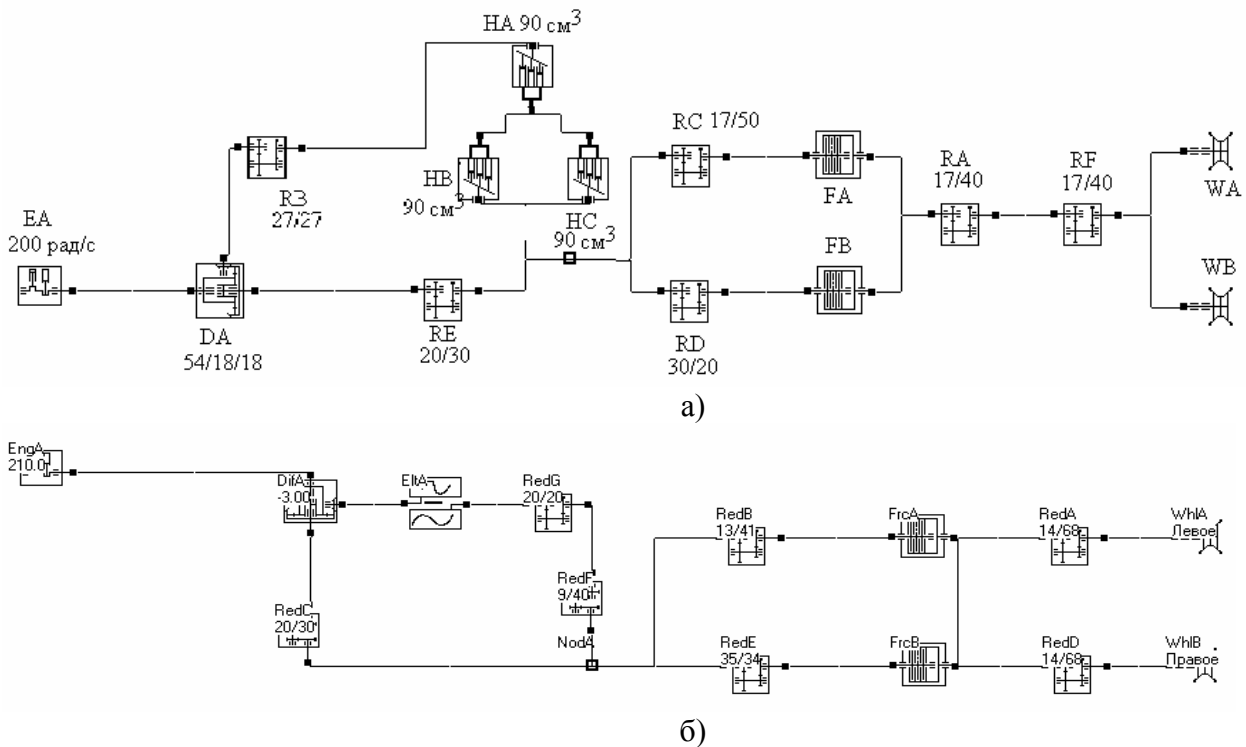


Рис. 3.15. Структурные схемы бесступенчатых двухпоточных трансмиссий, в основе которых лежит схемное решение Fendt-Vario: а) – структурная схема Fendt-Vario с отдельным исполнением ГОП; б) – структурная схема электромеханической трансмиссии-аналога Fendt-Vario для применения в дизель-поездах

Трансмиссия имеет два скоростных диапазона. Тяговый – от 0 до 7 км/ч и транспортный до 0 до 22 км/ч, на каждом из которых параметр регулирования (кривая 3) изменяется от 0 до 2. КПД электромеханической трансмиссии не превосходит 0,65 на тяговом диапазоне и 0,67 на транспортном.

К сожалению, использование электропередачи в двухпоточной схеме не привело к повышению КПД по отношению к полнопоточному варианту трансмиссии, рассмотренному в подразделе 3.2 (рис. 3.6). Это объясняется тем, что конструктивные параметры бесступенчатой электромеханической трансмиссии, представленной на рис. 3.15б, не обеспечивают существенного перераспределения мощности на механическую ветвь с более высоким КПД. На рис. 3.17 приведены результаты распределения потоков мощности (в киловаттах) в электромеханической трансмиссии на режиме максимального КПД (первый тяговый диапазон, $e = 1,3$; $\eta_{mp} = 0,65$). Как видно, через механическую ветвь в режиме максимального КПД протекает практически в 7 раз меньше мощности, чем по электрической ветви с достаточно низким КПД. Потери в электропередаче составляют порядка 14 кВт, что, в конечном итоге, определяет относительно низкий общий КПД трансмиссии $\eta_{mp} = 0,65$. Данное обстоятельство свидетельствует о необходимости перераспределения потоков мощности в двухпоточной трансмиссии таким образом, чтобы максимальная доля мощности протекала через механическую ветвь с наиболее высоким КПД.

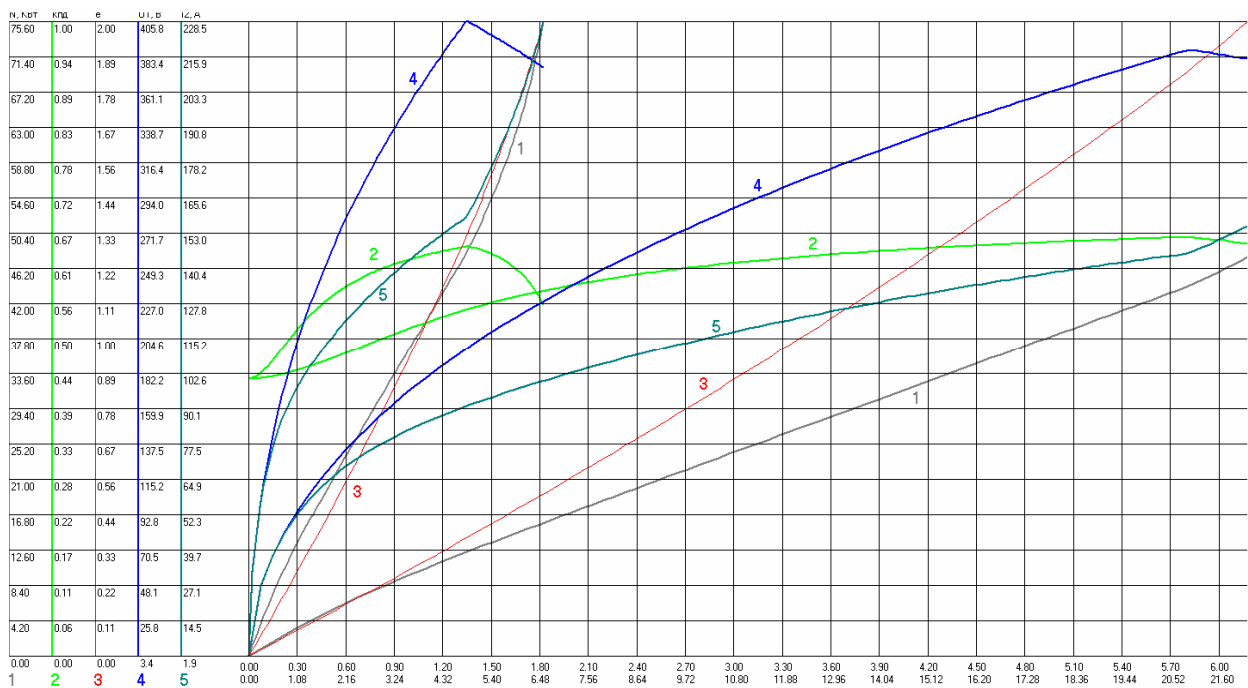


Рис. 3.16. Результаты квазистатического анализа электромеханической трансмиссии

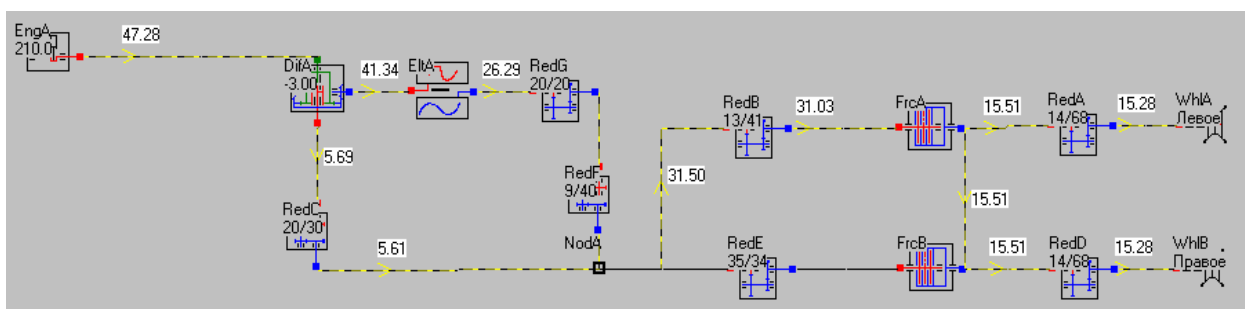


Рис. 3.17. Результаты распределения потоков мощности в электромеханической трансмиссии на режиме максимального КПД (первый тяговый диапазон, $e = 1,3$; $\eta_{mp} = 0,65$)

Это достигается путем изменения внутреннего передаточного отношения планетарного ряда (DifA на рис. 3.17) и передаточных отношений редукторов в механической и гидравлической или электрической ветви (RedF и RedC на рис. 3.17). При этом варьировать указанными передаточными отношениями можно только при выполнении определенных технических условий, которые рассматриваются в следующем подразделе.

3.5. Научное обоснование рациональных конструктивных параметров двухпоточных гидрообъемно-механических и электрических бесступенчатых трансмиссий для шахтных дизелевозов

Перераспределение потоков мощности в двухпоточных трансмиссиях преследует основную цель: получение наиболее высокого КПД трансмиссии, причем именно в области максимальной производительности на тяговом и транспортном диапазонах. Для этого необходимо обеспечить (определить) такие конструктивные параметры элементов трансмиссии, при которых макси-

мальная доля мощности протекает через механическую ветвь с наиболее высоким КПД.

По мнению автора, при определении указанного наиболее рационального вектора конструктивных параметров трансмиссии следует выполнить следующие основные технические требования или ограничивающие условия:

1. Должны сохраняться максимальные скорости движения на рабочем тяговом и транспортном диапазоне;

2. Угловые скорости вала регулируемого гидронасоса не должны превышать максимально возможных по паспорту этих гидроагрегатов;

3. Весь комплекс выбранных передаточных отношений должен обеспечивать загрузку двигателя внутреннего сгорания, близкую к его максимальной эксплуатационной мощности;

4. Напряжение на выходе генератора и ток в электрических машинах не должны превосходить предельно допустимых по паспорту электропередачи значений (в данном случае, напряжение принимается $U_{1max}=440$ В, $I_{2max} = 200$ А).

5. Конструктивные параметры в схеме двухпоточных бесступенчатых трансмиссий необходимо выбирать так, чтобы максимальный КПД трансмиссии соответствовал режимам наибольшей производительности, то есть наибольшим технологическим скоростям на тяговом и транспортном диапазонах (так, на рис. 3.16 максимальный КПД на тяговом диапазоне достигается внутри диапазона, что не является эффективным).

Для обоснованного выбора конструктивных параметров необходимо исследовать соотношение мощностей, протекающих в параллельных ветвях двухпоточной трансмиссии. Обозначим угловые скорости, моменты, параметры структурных элементов, входящих в состав рассматриваемой трансмиссии (рис. 3.18) и определим характер зависимости соотношения мощностей в ветвях трансмиссии.

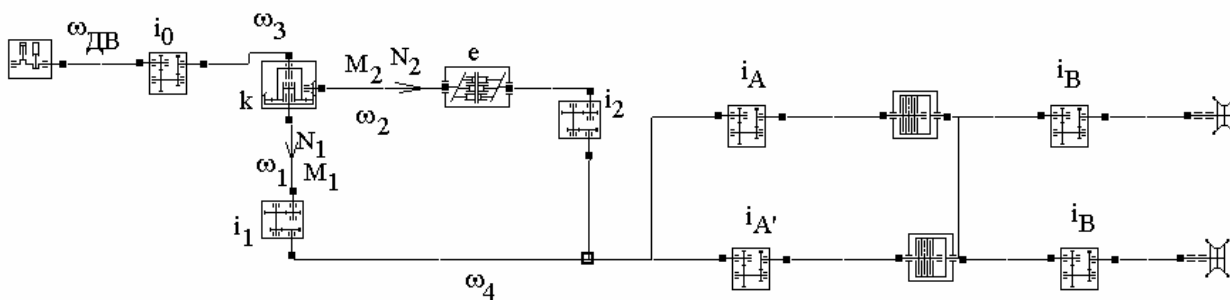


Рис. 3.18. Расчетная структурная схема для определения соотношения мощностей в ветвях трансмиссии

Угловые скорости ω_2 эпициклической и ω_1 солнечной шестерен планетарного ряда с внутренним передаточным числом k зависят от угловой скорости ω_4 объединяющего звена (поз. 8 на рис. 3.14а) следующим образом:

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_o \cdot i_2}; \quad \omega_1 = \frac{\omega_4}{i_1}, \quad (3.39)$$

где η_o – общий объемный КПД ГОП, зависящий в первую очередь от давления нагрузки рабочей жидкости в ГОП.

Отношение угловых скоростей выражается зависимостью:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{e \cdot \eta_o \cdot i_2}{i_1}, \quad (3.40)$$

Отношение моментов нагрузки M_1 на солнечной и M_2 на эпициклической шестернях дается известным выражением для планетарного ряда [107]:

$$kM_1 + M_2 = 0 \Rightarrow \frac{M_1}{M_2} = -\frac{1}{k}, \quad (3.41)$$

Тогда отношение мощностей N_1 и N_2 , протекающих по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии (рис. 3.18), определяется следующим образом:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \omega_1}{M_2 \omega_2} = -\frac{e \cdot \eta_o \cdot i_2}{k \cdot i_1} \rightarrow \max \quad (3.42)$$

и должно быть максимизировано с учетом ограничений в пп. 1-5.

Очевидно, что при максимальном значении отношения N_1/N_2 (3.42) большая доля мощности двигателя будет протекать через механическую ветвь трансмиссии, что положительно скажется на общем КПД двухпоточной ГОМТ или двухпоточной электрической трансмиссии.

Анализ выражения (3.42) приводит к следующим выводам. Во-первых, максимум общего объемного КПД η_o будет достигаться при меньших рабочих давлениях нагрузки, что обеспечивается гидропередачей на базе объемных гидромашин с большим рабочим объемом. Во-вторых, известно, что для планетарных рядов внутреннее передаточное отношение k находится в интервале $-4,5 \dots -1,5$ [107] и максимуму отношения N_1/N_2 соответствует правая граница указанного интервала. Автор предлагает заменить планетарный ряд на простой симметричный дифференциал с передаточным отношением $k=-1$, при введении которого значение отношения указанных мощностей максимально.

Отношение i_2/i_1 также должно быть максимально, однако в сочетании со значением k и интервалом изменения параметра регулирования e это отношение должно удовлетворять ограничениям в пп. 1-5.

Из основного кинематического уравнения планетарного ряда [107]:

$$\omega_1 - k\omega_2 + (k-1)\omega_3 = 0; \quad (3.43)$$

с учетом выражений (3.39)

$$\frac{\omega_4}{i_1} - k \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_o \cdot i_2} + (k-1)\omega_3 = 0. \quad (3.44)$$

Поскольку $k = -1$, то из (3.44) имеем:

$$\frac{\omega_4}{i_1} + \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} = 2\omega_3; \quad (3.45)$$

$$\omega_4 \left(\frac{1}{i_1} + \frac{1}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} \right) = 2\omega_3; \quad (3.46)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} = \frac{2\omega_3}{\frac{e \cdot \eta_0 \cdot i_2}{i_1} + 1} = \frac{2\omega_3 i_1}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2 + i_1}. \quad (3.47)$$

Максимального значения, равного $2\omega_3$, угловая скорость вала гидронасоса достигает при $e=0$. Поскольку паспортные скорости гидромашин не должны превышать $\omega_{GHmax} = \omega_{GMmax} = 336$ рад/с (конкретно для ГСТ-90), то угловую скорость вала необходимо снизить за счет согласующего редуктора

$$i_0 = \frac{\omega_{GHmax}}{2\omega_{ДВ}} = \frac{\omega_3}{\omega_{ДВ}} \quad (\text{см. рис. 3.18}).$$

Найдем максимум отношения i_2/i_1 , обеспечивающий наибольший общий КПД трансмиссии. Передаточное отношение i_2 регламентируется максимальным (клапанным) давлением Δp_{max} в гидropередаче и рабочим объемом гидромотора q , вал которого воспринимает определенную долю нагрузки от ведущего колеса:

$$i_2 = \frac{\Delta p_{max} q}{Gfr \cdot i_A \cdot i_B}, \quad (3.48)$$

где G – вес дизель-поезда;

f – коэффициент сцепления;

r – радиус ведущего колеса;

i_A, i_B – передаточные отношения редукторов (см. рис. 3.18), обеспечивающих тяговый диапазон с максимальной скоростью V_{max} .

Угловая скорость ω_4 суммирующего звена (рис. 3.18) при максимальной на заданном кинематическом диапазоне скорости движения дизель-поезда V_{max} :

$$\omega_4 = \frac{V_{max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} = \frac{2\omega_{ДВ} \cdot e_{max} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_0}{e_{max} \cdot i_2 + i_1}, \quad (3.49)$$

откуда передаточное отношение i_2 :

$$i_2 = \frac{\frac{V_{max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} i_1}{2\omega_{ДВ} e_{max} i_1 i_0 - \frac{V_{max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{max}}. \quad (3.50)$$

Легко видеть, что первая производная $\frac{di_2}{di_1}$ для всех допустимых значений i_1 отрицательна:

$$\frac{di_2}{di_1} = \frac{-\left(\frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B}\right)^2 e_{\max}}{\left(2\omega_{ДВ} e_{\max} i_1 i_0 - \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{\max}\right)^2} < 0. \quad (3.51)$$

Следовательно, i_2 как функция i_1 – монотонно убывающая. Выражение (3.48) дает максимально возможное значение передаточного отношения i_2 , которому соответствует в силу указанной логики (3.51) минимальное значение i_1 , которое из (3.49) имеет вид:

$$i_1 = \frac{V_{\max} e_{\max} i_2}{2\omega_{ДВ} e_{\max} i_2 i_0 r \cdot i_A i_B - V_{\max}} \quad (3.52)$$

Из этого, в свою очередь следует, что отношение i_2/i_1 является максимальным для заданного рабочего объема гидромотора, клапанного давления и максимальной скорости движения дизель-поезда, если указанные передаточные отношения определяются по выражениям (3.48) и (3.52) соответственно. Таким образом, гарантированно выполняются условия пп. 1-5.

Предложенная методика реализована для выбора оптимальных конструктивных параметров по критерию максимума общего КПД двухпоточных ГОМТ рассмотренного типа. На рис. 3.19 представлены рациональные структура и конструктивные параметры двухпоточной ГОМТ для использования в шахтных дизелевозах массой 10 т с радиусом ведущего колеса 0,3 м и мощностью двигателя 73 кВт (100 л.с.) с коэффициентом сопротивления движению $f=0,23$, $\Delta p_{\max} = 42$ МПа, $V_{\max} = 2,8; 5,7$ м/с (для тягового и транспортного диапазона соответственно), $q = 14,17$ см³/рад – производительность ГСТ-90.

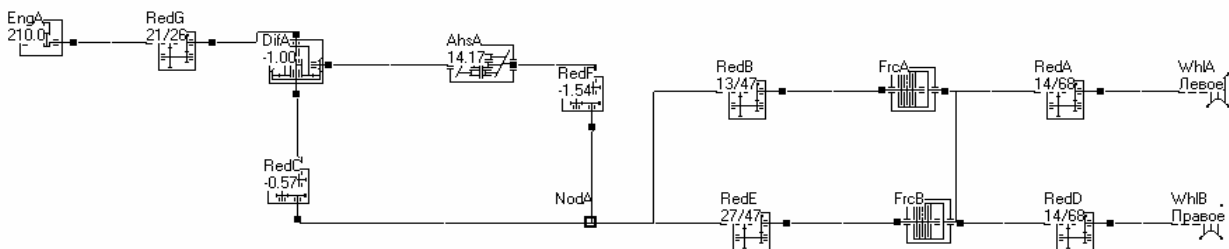


Рис. 3.19. Структурная схема двухпоточной ГОМТ с максимальным КПД

Для имитационного моделирования в качестве ГОП используется модель ГСТ-90, подробно проанализированная в разделе 2 с возможностью управления шайбой гидромотора. Результаты анализа трансмиссии с оптимальными параметрами, обеспечивающими максимальный КПД бесступенчатой двухпоточной

ГОМТ с двухмашинным регулированием представлены на рис. 3.20.

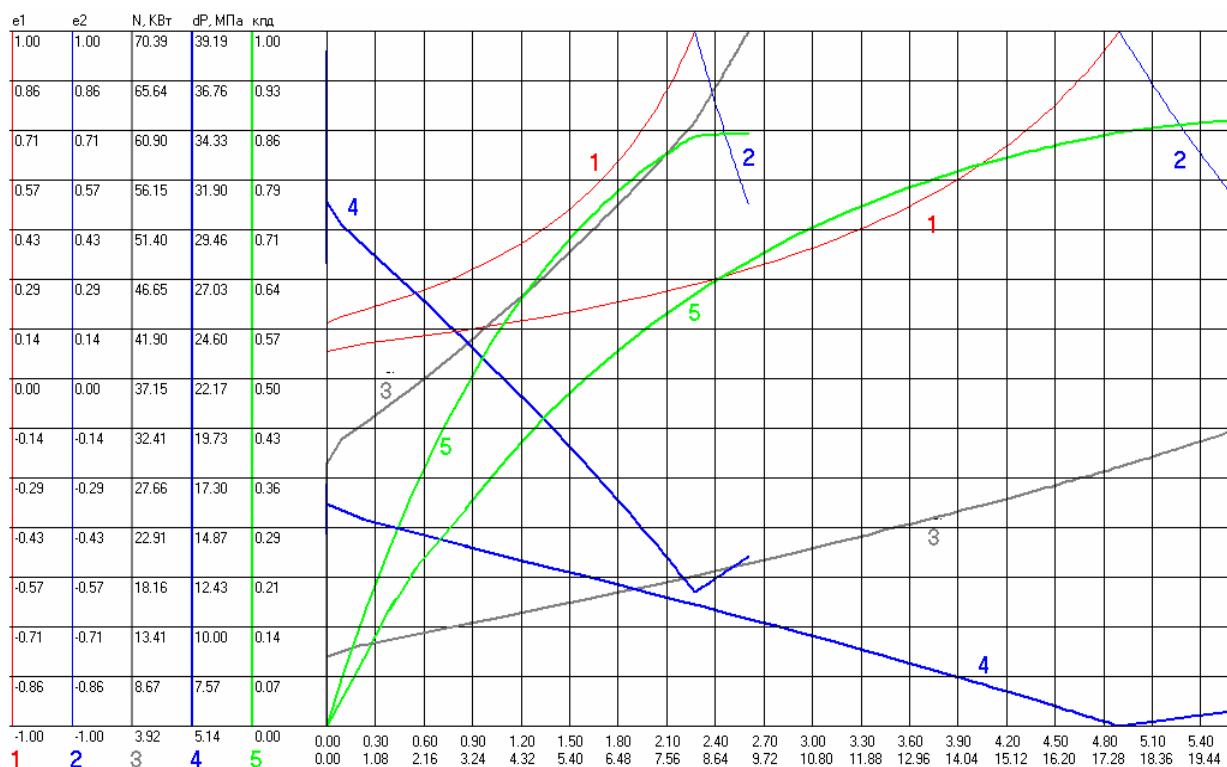


Рис. 3.20. Результаты анализа двухпоточной ГОМТ с оптимальными параметрами, обеспечивающими максимальный КПД

Представленные результаты отражают наилучшие технико-экономические характеристики рассматриваемой двухпоточной ГОМТ для дизелевоза. Отклонение любого из указанных конструктивных параметров от приведенных на структурной схеме трансмиссии на рис. 3.18 приводит к снижению КПД и чревато невыполнением пп. 1-5.

Следует акцентировать внимание на том, что при трогании дизель-поезда в тяговом режиме с тяговым усилием 23 кН в начале движения рабочее давление нагрузки в ГОП не превосходит клапанного $\Delta p_{max}=42$ МПа и монотонно падает до начала регулирования гидромотора. При уменьшении угла наклона шайбы гидромотора при постоянном $e_1=1$ давление, естественно, увеличивается, а КПД ГОМТ устанавливается на значении, близком к 0,86 в диапазоне скоростей 8,0-9,3 км/ч. Максимальная нагрузка на двигателе составляет 71 кВт, что соответствует 96,5% его загрузки. На максимальной скорости транспортного диапазона КПД ГОМТ достигает значения 0,88.

Автором проведен мониторинг основных технико-экономических показателей рассматриваемой ГОМТ в случае одномашинного регулирования гидропередачи, т.е. $e_1=[0...1]$, а $e_2=1=const$. Результаты этого исследования приведены на рис. 3.21.

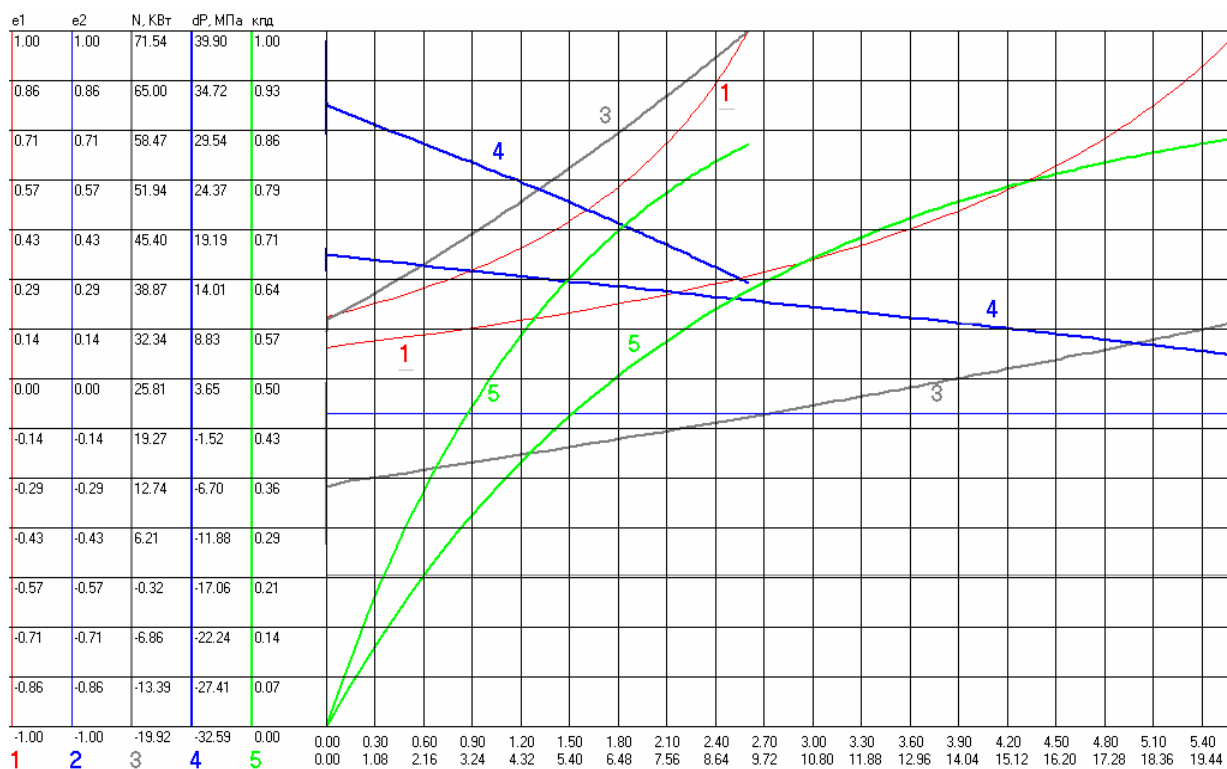


Рис. 3.21. Результаты анализа двухпоточной ГОМТ с одномашинным регулированием

КПД ГОМТ в диапазоне скоростей 8,0-9,3 км/ч растет от 0,80 до 0,84. Загрузка двигателя остается прежней. На максимальной скорости транспортного диапазона КПД ГОМТ достигает значения 0,84. Давление нагрузки с учетом изменения кинематики схемы незначительно повысилось. Несмотря на небольшое падение КПД (в среднем на 4%), конструкция трансмиссии существенно упростилась и стала дешевле за счет ухода от сложной системы управления шайбой гидромотора, свойственной гидропередаче трансмиссии Fendt-Vario. В этом случае для двухпоточных бесступенчатых трансмиссий шахтных дизель-поездов можно рекомендовать отечественные объемные машины Кировоградского завода «Гидросила», в частности, ГСТ-90.

Замена гидрообъемной передачи электрической, в состав которой входят генератор с возбуждением постоянными магнитами, частотный преобразователь и асинхронный электродвигатель, является эквивалентной с точки зрения кинематики – без учета кинематических потерь. Это объясняется одинаковым диапазоном изменения параметра регулирования гидрообъемной передачи и электрической передачи (от 0 до 2). Таким образом, замена ГОП электрической передачей теоретически не влияет на угловые скорости звеньев и скорость движения дизель-поезда в целом, распределение потоков мощности совпадает, а КПД изменяется только из-за различного физического принципа работы и разных видов и величин потерь мощности в вариаторах.

В частности, на рис 3.22 показано, что в момент трогания в электромеханической передаче согласно выражению (3.42) при малых значениях параметра регулирования ($e=0,05$) значительная доля мощности протекает через электрическую ветвь (в 38,9 раза больше, чем через механическую ветвь). Для началь-

ного значения $e=0$ при трогании $N_I=0$ и вся мощность N_2 , необходимая для трогания, будет протекать по электрической ветви. Следовательно, весь момент нагрузки, присутствующий на ведущих колесах, через редукторную цепь RedA-RedB-RedF приводится к валу электродвигателя. Для дизель-поезда массой 10 т с тяговым усилием 23 кН этот момент составляет 609 Н·м (рис 3.22). Исследование параметров электропередачи рассматриваемого типа, свидетельствует что, максимальный момент порядка 600 Н·м при трогании дизель-поезда достигается при напряжении 440 В, силе тока 950 А, при скольжении 12%. Указанный максимальный момент с помощью реостатного управления или других современных способов управления электроприводом перемещается в зону скольжения $s=100\%$, в результате чего и обеспечивается трогание.

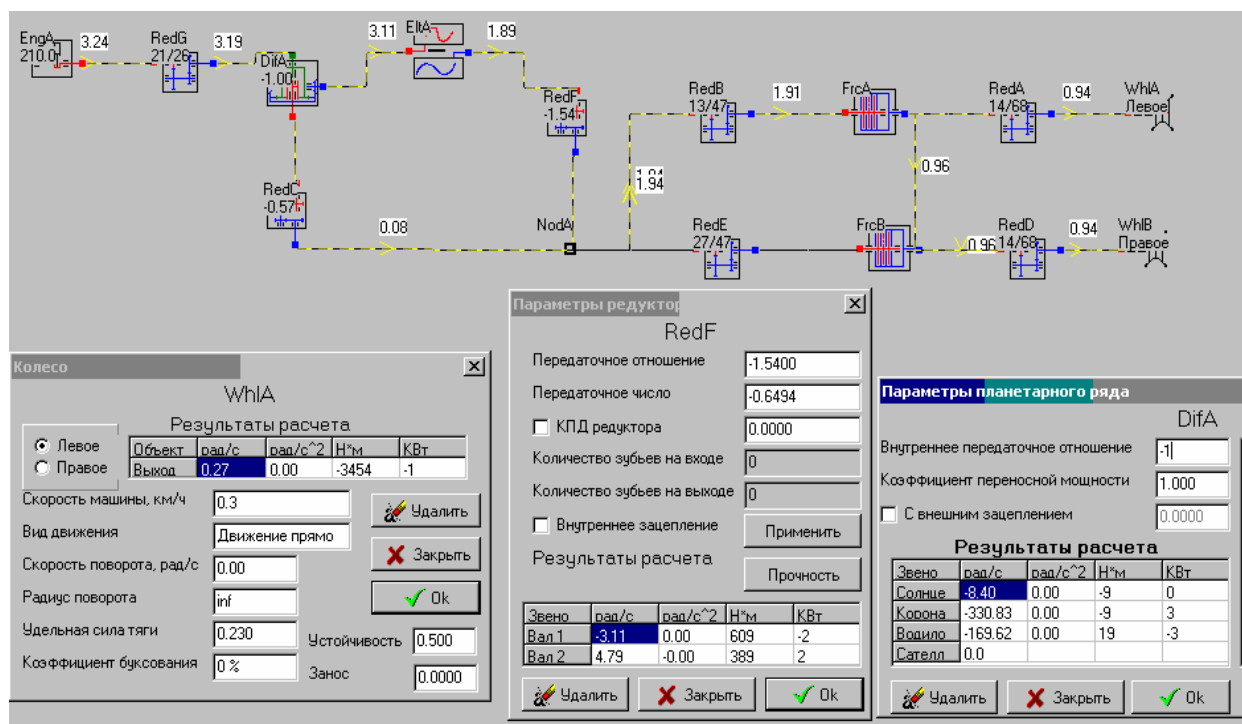


Рис. 3.22. Кинематические, силовые и энергетические параметры бесступенчатой электрической трансмиссии при трогании ($e = 0,01$)

В режиме полного скольжения ($s = 1$) при трогании, электродвигатель работает с относительно низким КПД. Данное обстоятельство отражено на рис 3.23, где представлены результаты моделирования квазистатических режимов работы электромеханической трансмиссии. Сравнительный анализ зависимости КПД электромеханической (рис. 3.23) и гидрообъемной (рис. 3.20) трансмиссии от скорости движения дизель-поезда показывает, что на первом, тяговом скоростном диапазоне, до 5 км/ч электромеханическая трансмиссия обладает более высоким КПД. Однако именно на режимах максимальной производительности на тяговом диапазоне использование ГОП с двухмашинным регулированием дает «полку» относительно стабильного КПД трансмиссии в диапазоне 8,0-9,5 км/ч и более высокий среднеинтегральный КПД трансмиссии.

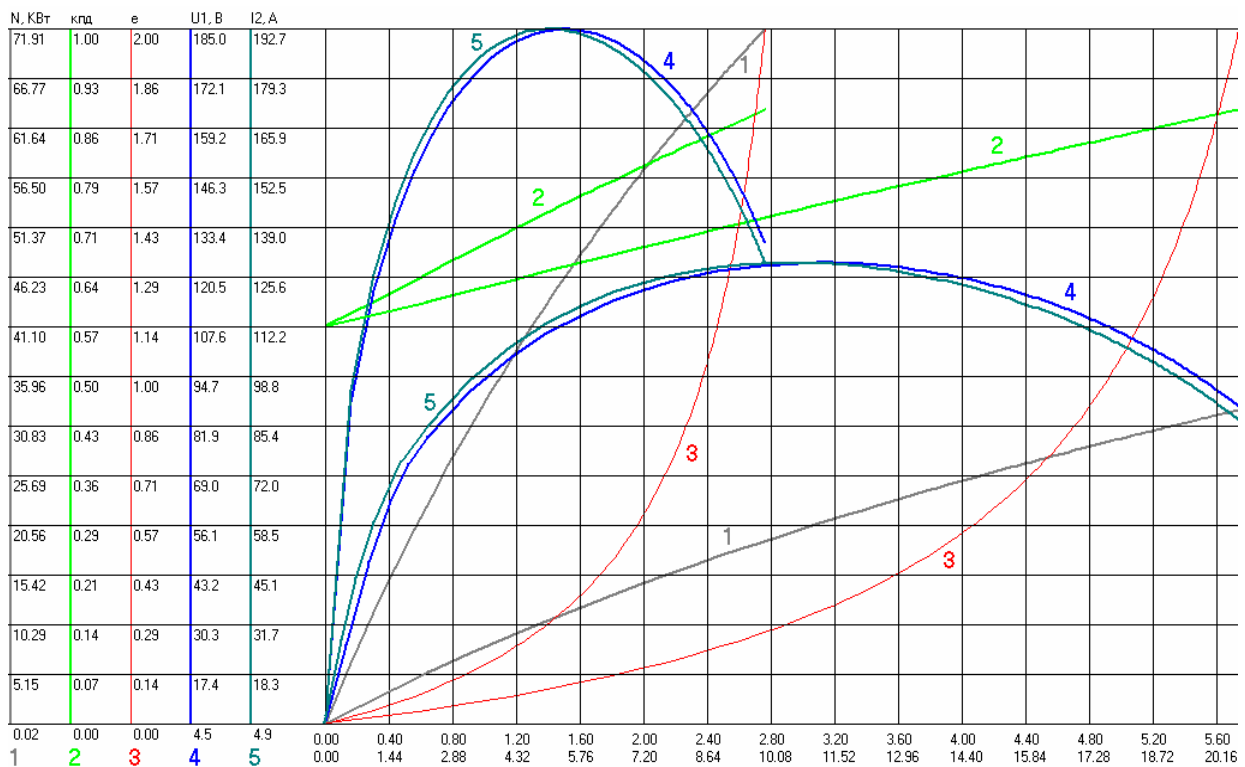


Рис. 3.23. Результаты квазистатического анализа работы бесступенчатой двухпоточной электромеханической трансмиссии

При одномашинном регулировании, т.е. с применением ГСТ-90, среднеинтегральный КПД ГОМТ несколько ниже, чем у электромеханической трансмиссии, однако сравнение этих трансмиссий только по КПД нельзя считать корректным, поскольку следует учитывать и такие важнейшие факторы, как стоимость трансмиссии и, прежде всего, бесступенчатого вариатора, его массо-габаритные показатели, амортизационные отчисления и стоимость технического обслуживания, например, в период гарантийного обслуживания (одного года или определенного числа наработки моточасов), стоимость перевозки 1 т груза на 1 км пути в тяговом режиме и т.п.

В частности, для электромеханической трансмиссии массо-габаритные и стоимостные показатели существенно уступают аналогичным показателям ГОМТ.

В момент трогания КПД всей трансмиссии не превышает 0,57, что свидетельствует о больших потерях мощности в электродвигателе, поскольку в момент трогания вся требуемая мощность двигателя протекает через электрическую ветвь. Следовательно, при малых значениях параметра регулирования электрической передачи весь момент нагрузки, равный 609 Н·м, реализуется электродвигателем. Впоследствии, с ростом параметра регулирования e , мощность и момент нагрузки перераспределяются на механическую ветвь (3.42) и нагрузка на электродвигатель снижается. Однако для выхода из режима полного скольжения $s = 1$ момент на валу электродвигателя при трогании должен быть не менее 609 Н·м. Для сравнения, асинхронный электродвигатель АДР180S4 мощностью 45 кВт обладает максимальным моментом 394 Н·м, при этом пусковой момент (при $s = 1$) равен 380 Н·м, пусковой ток – 564 А. При

этом в режиме максимальной мощности ДВС, равной 72 кВт (тяговый режим, $e = 2$), по электрической цепи протекает мощность 11,3 кВт, а по механической – 60,7 кВт. Таким образом, асинхронный электродвигатель, обладающий четырехкратным запасом по мощности, не реализует требуемый пусковой момент. Для реализации данного момента можно предположить необходимость применения электродвигателя мощностью 72 кВт, пусковой ток которого оценивается величиной 902 А. Подобный электродвигатель, 5AM25062, обладает массой 250 кг, стоит 20000 грн. и является только одним из трех элементов электрической передачи, в состав которой также входят синхронный генератор и частотный преобразователь. Таким образом, минимальная стоимость электрической передачи, эффективно работающей в составе предлагаемой трансмиссии, составляет не менее 30000 грн. Масса такой электропередачи составляет 400-500 кг [17], в то время как ГОП ГСТ-90 производства ОАО «Гидросила», г. Кировоград, в 3 раза дешевле и в 4 раз легче, при этом максимальная пропускная мощность ГСТ-90 – 100 кВт, номинальная – 88,3 кВт [191].

Снижение мощности электродвигателя возможно только путем уменьшения передаточного отношения i_2 , но в таком случае в соответствии с (3.86) большая доля мощности ДВС будет пропускаться электрической передачей, что вызовет обратную тенденцию – повышение требуемой мощности электрической передачи. Даже в случае определения оптимальной величины i_2 , при которой электрическая передача будет реализовывать пусковой момент и одновременно пропускать требуемую долю мощности ДВС, нельзя сказать, что использование электрических передач рационально – в силу массово-габаритных и стоимостных характеристик. Для электрических передач удельная стоимость – 416 грн/кВт, для ГОП – 55 грн/кВт. Удельная материалоемкость – 6,94 кг/кВт и 0,93 кг/кВт соответственно [191, 269].

3.6. Расчеты и испытания трансмиссии для мотовоза МТ-1

В 2004 г. Харьковским конструкторским бюро им. А.А. Морозова (ХКБМ) создана уникальная бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая трансмиссия для железнодорожной машины по технологическому обслуживанию колеи – мотовоза МТ-1 (рис. 3.24).

Масса мотовоза 40 т, он развивает скорость 100 км/ч и рассчитан на транспортирование платформы массой 80 т со скоростью 40 км/ч при движении по перегону [61]. При маневровой работе масса состава может достигать 350 т. При создании трансмиссии изделия «Мотовоз технологический» МТ-1 учитывалась вся широта эксплуатационных требований к тяговому железнодорожному транспорту, которые трансформируются в следующие рамочные технические требования: работа в технологическом режиме, требующим полной загрузки двигателя по мощности, которая обеспечивает движение локомотива с составом в диапазоне скоростей от 0,2 до (10...20) км/ч, с обеспечением постоянного значения скорости в любой точке данного диапазона, в том числе и на уклонах; возможность реализации тягового усилия до 60...65 кН; необходимость обеспечения высоких тяговых свойств при маневрировании с составом

суммарной массой до 360...400 т на скоростях до 30...40 км/ч; высокая транспортная скорость до 100 км/ч; необходимость сохранения всех параметров трансмиссии для режима заднего хода; наличие постоянного привода на все оси колесных пар.



Рис. 3.24. Мотовоз технологический МТ-1: а – общий вид мотовоза; б – ГОМТ, установленная на мотовозе

В марте и июне 2006 г. научными сотрудниками отраслевой научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна были проведены динамические (ходовые и прочностные) и тягово-тормозные испытания мотовоза технологического МТ-1. Испытания – приёмочные межведомственные, место проведения – Львовская железная дорога. Цель испытаний – проверка соответствия конструкции опытного образца мотовоза МТ-1 и его динамических показателей требованиям «Технического задания» и нормативных документов, определяющих условия безопасности движения и эксплуатации. В процессе испытаний определялись допустимые скорости движения, тягово-тормозные характеристики, проводилась оценка прочности конструкции. Испытания проводились в соответствии с программой и методикой испытаний, разработанной на основании требований «Технического задания» и ОСТ 32.53-96.

Для подтверждения адекватности полученных в предыдущих параграфах результатов промоделируем, с применением матричного анализа, работу трансмиссии в составе мотовоза МТ-1 и сравним с результатами проведенных ходовых испытаний.

ХКБМ было предложено использовать ГОМТ с дифференциальным механизмом на выходе и возможностью синхронизированного переключения диапазонов во время движения. Кинематическая схема трансмиссии для мотовоза была синтезирована в 2004 году и запатентована как полезная модель. Схема представлена на рис. 3.25. Трансмиссия включает в себя входной редуктор с приводом блока гидравлических управляемых насосов, реверсивного устройства, коробки передач с приводом гидромотора и раздаточную коробку с возмож-

ностью передачи крутящего момента на обе ведущие оси. Мотовоз МТ-1 изготовлен фирмой «Крокус» и на сегодняшний день успешно эксплуатируется на Львовской железной дороге уже в течение пяти лет.

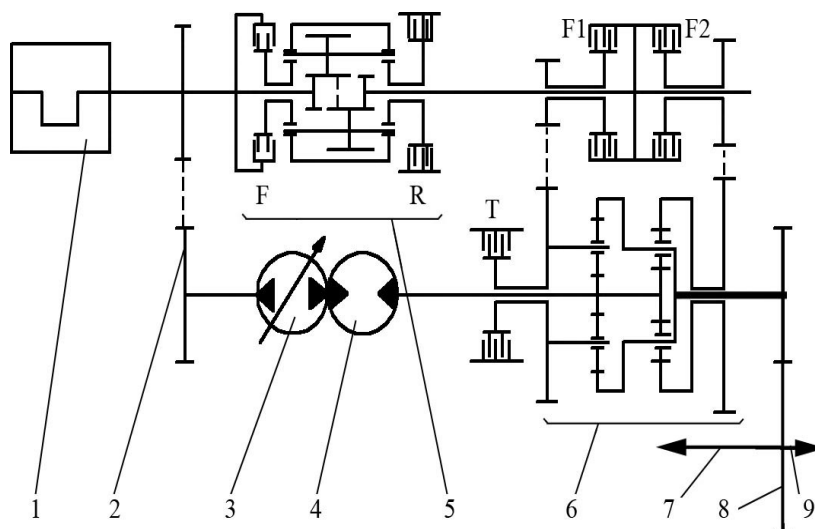


Рис. 3.25. Кинематическая схема трансмиссии мотовоза МТ-1: 1 – дизель; 2 – входной редуктор; 3 – блок управляемых гидронасосов; 4 – гидромотор; 5 – реверсивное устройство; 6 – коробка передач; 7 и 9 – приводы осей; 8 – раздаточная коробка

Реверсивное устройство представляет собой симметричный дифференциал цилиндрического типа с фрикционными муфтами включения переднего (F) и заднего (R) хода. Коробка передач состоит из двух планетарных рядов с приводом от гидромотора к солнечным шестерням обоих рядов, двумя приводами механической ветви мощности и тремя фрикционными муфтами: (Т) включения первого диапазона; (F2) включения второго диапазона; (F1) включения третьего диапазона. Раздаточная коробка включает в себя простой зубчатый редуктор с прямой раздачей мощности с выходной шестерни на две ведущие оси с коническими приводными редукторами и колесными парами.

Трансмиссия бесступенчатая с тремя диапазонами, включаемыми последовательно, с помощью фрикционных муфт коробки передач и реверсивного устройства с полной синхронизацией управляющих элементов.

Первый диапазон – полнопоточный, в коробку передач входит мощность только от гидравлической ветви. Включается фрикционными муфтами Т и F2. Скорость движения мотовоза варьируется в пределах от 0 до 14 км/ч как передним, так и задним ходом. При этом обеспечивается выполнение всего перечня технологических операций.

Второй и третий диапазоны – двухпоточные, мощность суммируется на планетарных рядах от гидравлической и механической ветвей.

Второй диапазон включаются фрикционными муфтами F и F2 на переднем ходу, R и F2 – на заднем. Скорость движения мотовоза варьируется в пределах от 14 до 42 км/ч.

Третий диапазон включаются фрикционными муфтами F и F1 на переднем ходу, R и F1 – на заднем.

Скорость движения мотовоза варьируется в пределах от 42 до 100 км/ч. ГОП трансмиссии включает в себя блок управляемых гидронасосов с суммарным значением объемной постоянной в $360 \text{ см}^3/\text{об}$ и неуправляемый гидромотор с объемной постоянной $355 \text{ см}^3/\text{об}$ производства фирмы Rexroth (Германия). Регуляторная характеристика трансмиссии представлена на рис. 3.26.

Алгоритм управления трансмиссией и двигателем сформирован с учетом максимально возможного использования двигателя в зоне частот вращения коленвала, соответствующего наибольшему уровню топливной экономичности. Для двигателя «Дойц» мощностью 330 кВт, установленного на МТ-1, это 1200...1400 об/мин. По кинематическим зависимостям была составлена структурная схема, представленная на рис. 3.27.

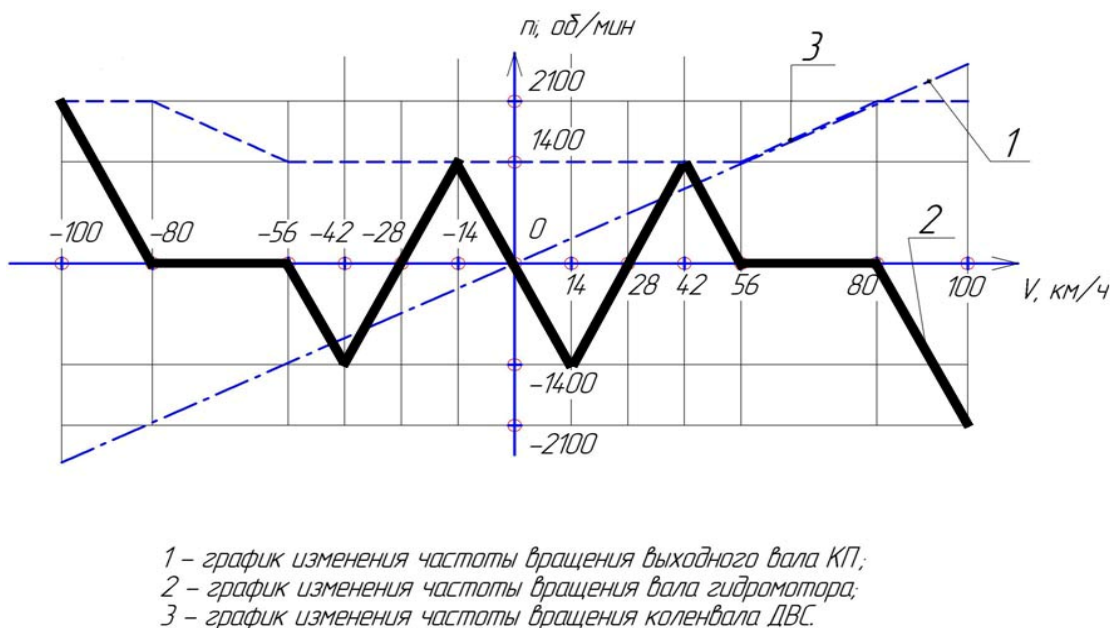


Рис. 3.26. Регуляторная характеристика трансмиссии мотовоза МТ-1

Результаты анализа данной трансмиссии в программном продукте TRANS приведены на графиках в рис. 3.28 – 3.31. По вертикали отложены значения искомых параметров (КПД, давление в ГОП, мощность дизеля, параметр регулирования ГОП). По горизонтали – значения линейной скорости мотовоза в м/с и км/ч.

В результате проведения анализа получены следующие результаты в сравнении с результатами испытаний (приложение К):

1. При движении с составом 350 т на ровном участке пути и частоте вращения коленвала ДВС соответствующим 1800 об/мин (рис. 3.39) МТ-1 может разогнаться до 38 км/ч (30 км/ч на испытаниях);

2. При движении с составом массой 130 т на участке пути с уклоном 18 промилле и частоте вращения коленвала ДВС соответствующим 1400 об/мин (рис. 3.40) МТ-1 может разогнаться до 20 км/ч (20 км/ч на испытаниях);

3. При движении с составом массой 130 т на участке пути с уклоном 12 промилле и частоте вращения коленвала ДВС соответствующим 1400 об/мин (рис. 3.41) МТ-1 может разогнаться до 28 км/ч (30 км/ч на испытаниях);

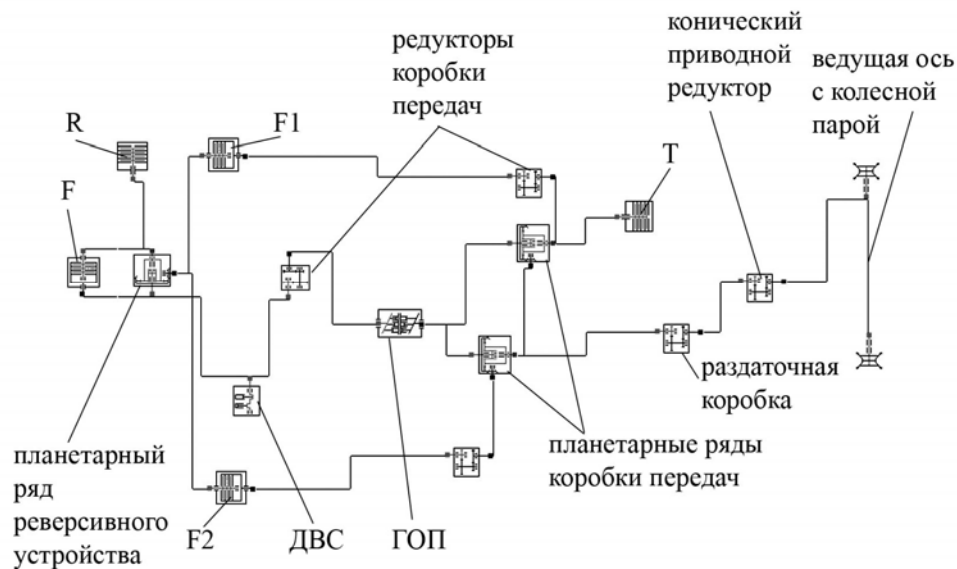


Рис. 3.27. Структурная схема трансмиссии мотовоза МТ-1

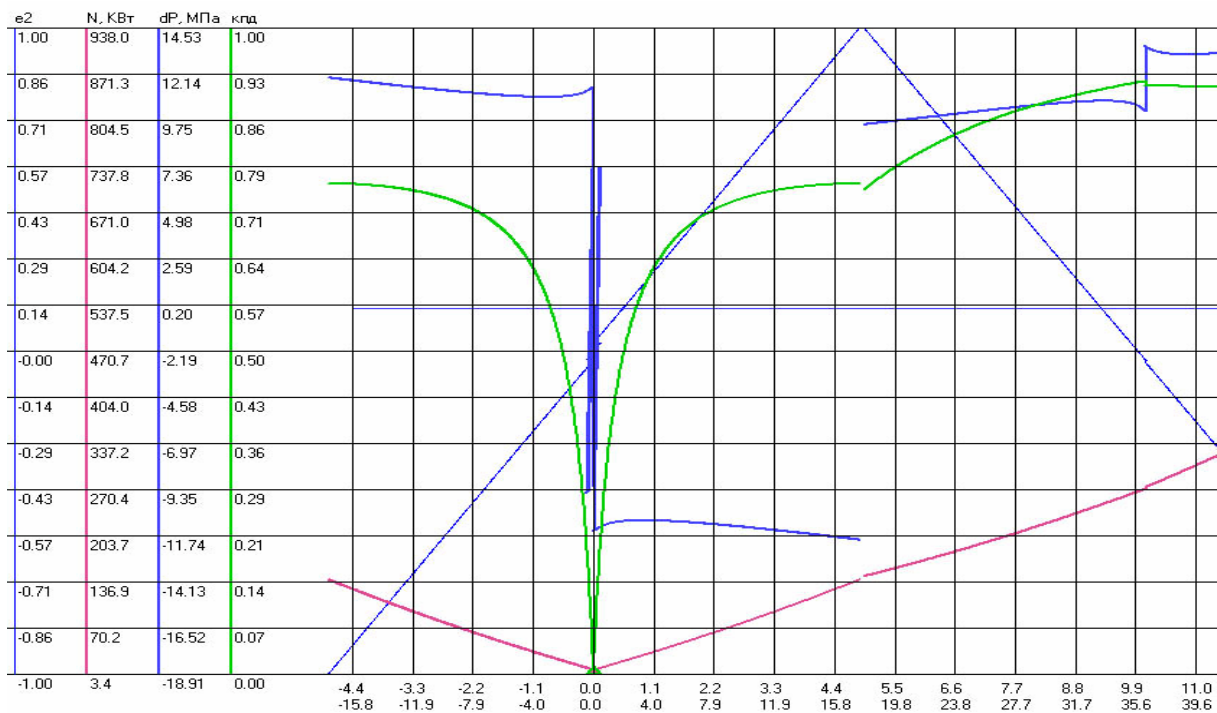


Рис. 3.28. Параметры трансмиссии при движении с составом 350 т на ровном участке пути и частоте вращения коленвала ДВС соответствующим 1800 об/мин

4. Незагруженный мотовоз может достигать значения расчетной скорости 100 км/ч на ровном участке пути (рис. 3.42), при этом он обладает достаточным запасом мощности по двигателю для принятия дополнительной полезной нагрузки;

5. Среднеинтегральный КПД трансмиссии находится в пределах 0,80...0,86, что соответствует верхнему пределу данного значения для ГОМТ и значительно выше в сравнении с полнопоточными гидрообъемными трансмиссиями, максимальное значение КПД которых не превышает значения 0,8. Максимальный КПД достигает значения 0,92.

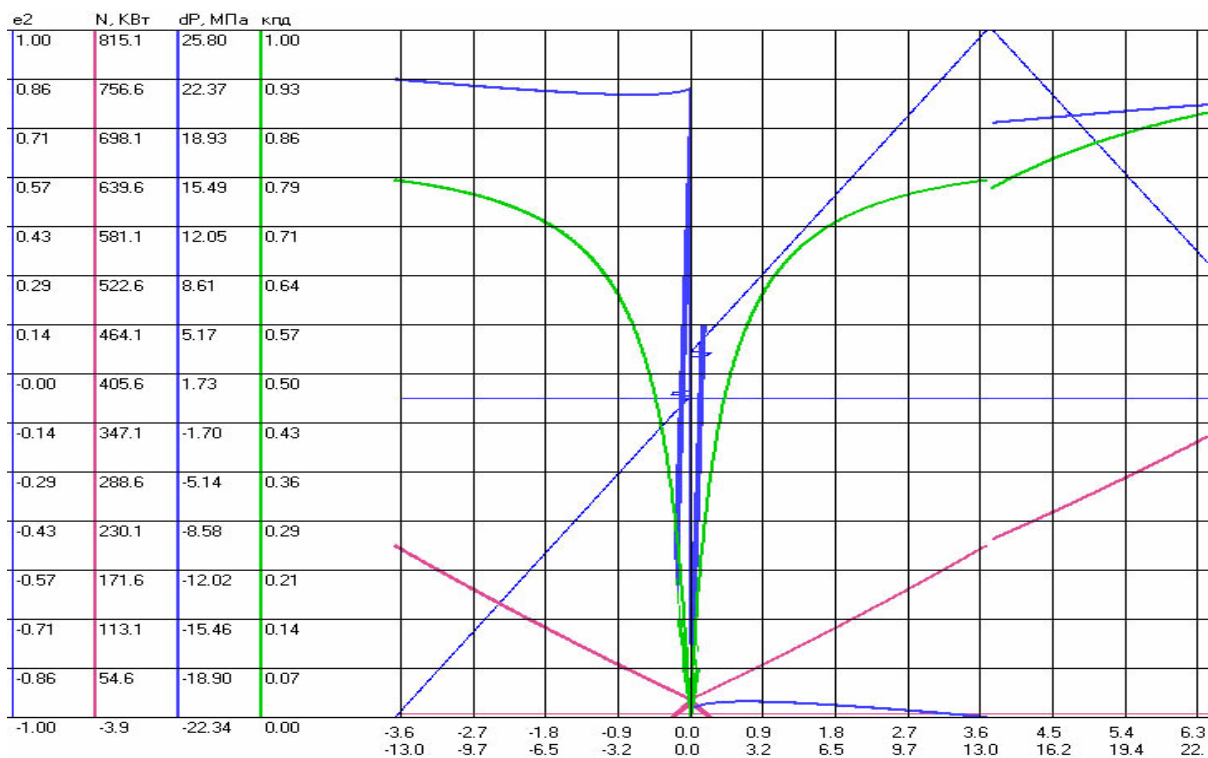


Рис. 3.29. Параметры трансмиссии при движении с составом массой 130 т на участке пути с уклоном 18 промилле и частоте вращения коленвала ДВС соответствующим 1400 об/мин

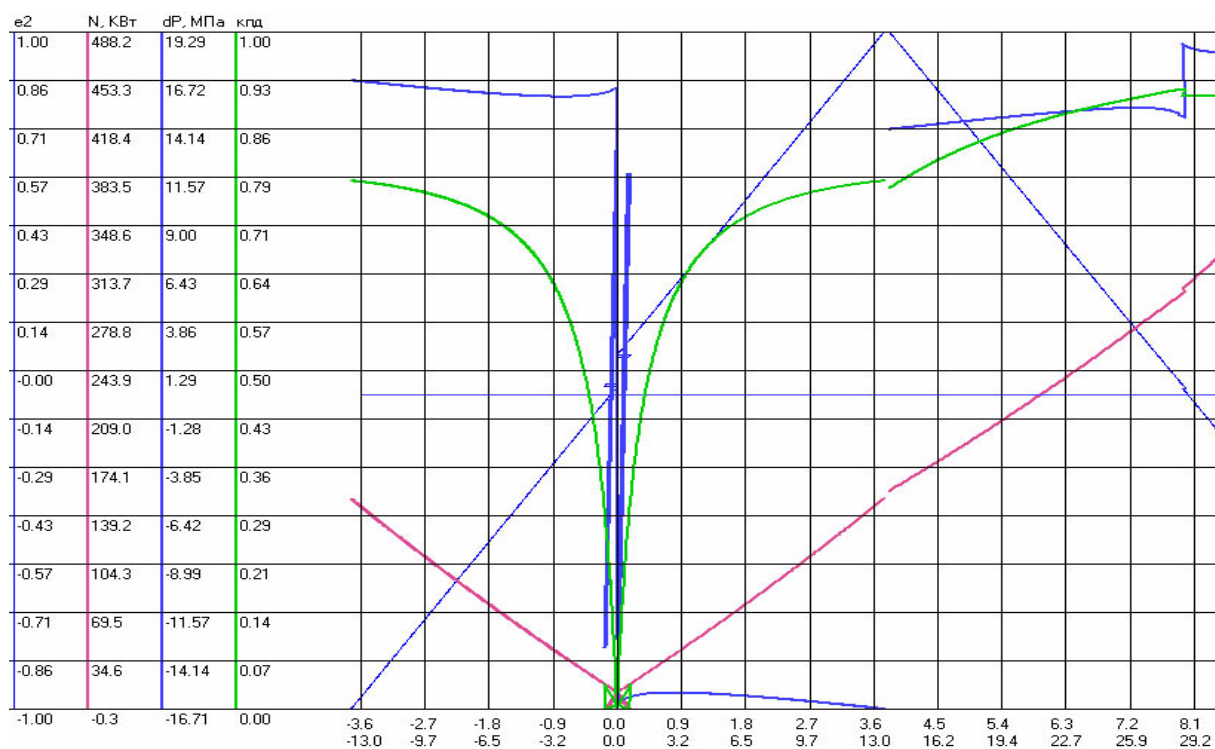


Рис. 3.30. Параметры трансмиссии при движении с составом массой 130 т на участке пути с уклоном 12 промилле и частоте вращения коленвала ДВС соответствующим 1400 об/мин

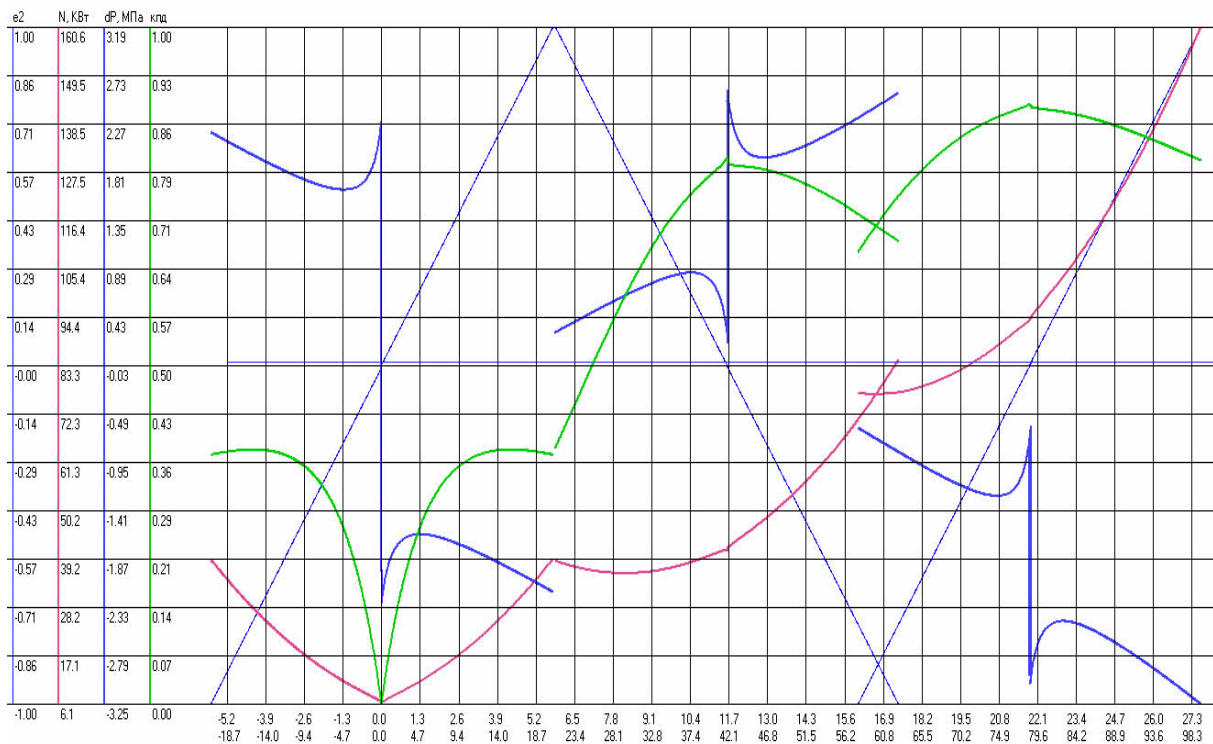


Рис. 3.31. Параметры трансмиссии при движении незагруженного мотовоза при частоте вращения коленвала ДВС соответствующим 2100 об/мин

При этом были использованы следующие исходные расчетные данные:

- значение динамического фактора при движении на ровном участке пути соответствует 0,005...0,007;
- уклон полотна в 18 промилле соответствует угловому значению $1^{\circ}9'$, при этом значение динамического фактора составляет 0,023;
- уклон полотна в 12 промилле соответствует угловому значению $41'$, при этом значение динамического фактора составляет 0,017.

Как следует из отчета об испытаниях – при испытаниях опытного образца мотовоза с ГОМТ расчетные значения по тяге и скорости были полностью подтверждены. Использование ГОМТ в мотовозе МТ-1 вполне оправдано. Следствием более высокого значения КПД является повышение уровня топливной эффективности машин с ГОМТ.

Результаты, полученные при расчетно-теоретическом моделировании с применением матричного анализа, работы трансмиссии в составе мотовоза МТ-1, также совпадают с расчетными значениями и результатами ходовых испытаний. Таким образом, приемлемая сходимость результатов полученных при поведении расчетно-теоретического моделирования и ходовых испытаний мотовоза МТ-1 (расхождения составляют от 6 до 26%) свидетельствует о корректности автоматизированного построения математических моделей трансмиссий и о достоверности результатов получаемых с применением метода матричного анализа трансмиссий.

3.7. Выводы

1. Поставлена и решена задача по определению наиболее рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров бесступенчатых двухпоточных ГОМТ и ЭМТ, обеспечивающих прохождение максимально возможной мощности через механическую ветвь трансмиссии с максимально возможным КПД, что соответствует максимально возможному КПД трансмиссии в целом.

2. Впервые предложено в классических схемах двухпоточных ГОМТ с планетарным рядом на входе заменить его на простой симметричный дифференциал с внутренним передаточным отношением -1 , что является доминирующим при перераспределении потоков мощности по ветвям трансмиссии с целью получения максимально возможного КПД.

3. Для использования в шахтных дизелевозах (массой порядка 10 т и с мощностью ДВС порядка 100 л.с.) предложены оригинальные бесступенчатые двухпоточные ГОМТ на базе отечественного объемного гидропривода ГСТ-90 и ЭМТ на базе синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя. Научно обоснованы их основные конструктивные параметры, обеспечивающие наивысший возможный КПД. Исследованы достоинства и недостатки этих трансмиссий.

4. Проведен численный мониторинг основных технико-экономических показателей ГОМТ в случае двух- и одномашинного регулирования гидropередачи. Несмотря на понижение КПД в последнем случае с 0,88 до 0,84 для использования в перспективных бесступенчатых трансмиссиях шахтных дизелевозов рекомендуются надежные и относительно недорогие отечественные гидромашинны объемного типа производства ОАО «Гидросила». Конструкция предлагаемой в настоящей диссертации ГОМТ существенно упростилась и стала дешевле по сравнению с Fendt-Vario за счет ухода от сложной системы управления шайбой гидромотора и использования вместо суммирующего планетарного ряда простого симметричного дифференциала.

5. Моделирование применения на дизелевозе с указанными выше параметрами бесступенчатых двухпоточных ЭМТ показывает, что в момент трогания при малых параметрах регулирования ($e < 0,05$) через электропередачу кратковременно протекает значительная доля мощности. Для дизелевоза массой 10 т при приведенном коэффициенте сопротивления движению 0,23 на валу электродвигателя значение момента доходит до 609 Н·м, что обеспечивается напряжением 440 В и силой тока в статоре электродвигателя 950 А. Это требует специальных современных способов управления электроприводом для обеспечения режима трогания дизель-поезда.

6. Среднеинтегральный КПД ГОМТ с применением ГСТ-90, несколько ниже, чем у электромеханической трансмиссии, однако сравнение этих трансмиссий только по КПД нельзя считать корректным, поскольку следует учитывать и такие важнейшие факторы, как стоимость трансмиссии и, прежде всего, бесступенчатого вариатора, его массово-габаритные показатели, амортизационные отчисления, стоимость технического обслуживания; например, в период

гарантийного срока (одного года или определенного числа наработки моточасов), стоимость перевозки 1 т груза на 1 км пути в тяговом режиме и т.п. Так минимальная стоимость электрической передачи, эффективно работающей в составе предлагаемой трансмиссии, составляет не менее 30000 грн. Масса такой электропередачи составляет 400-500 кг [203], в то время как ГОП ГСТ-90 производства ОАО «Гидросила», г. Кировоград, в 3 раза дешевле и в 4 раза легче, при этом максимальная пропускная мощность ГСТ-90 – 100 кВт, номинальная – 88,3 кВт [191].

7. Для электромеханической трансмиссии массово-габаритные и стоимостные показатели существенно уступают аналогичным показателям ГОМТ. Показано, что для электрических передач удельная стоимость – 416 грн/кВт, для ГОП – 55 грн/кВт. Удельная материалоемкость – 6,94 кг/кВт и 0,93 кг/кВт соответственно. Эти факты делают, по сути, бесступенчатые двухпоточные электромеханические трансмиссии неконкурентоспособными по сравнению гидрообъемно-механическими.

8. Результаты, полученные при расчетно-теоретическом моделировании с применением матричного анализа, работы трансмиссии в составе мотовоза МТ-1, соответствуют расчетным значениям и результатам ходовых испытаний. Приемлемая сходимость результатов полученных при поведении расчетно-теоретического моделирования и ходовых испытаний мотовоза МТ-1 (расхождения составляют от 6 до 26%) свидетельствует о корректности автоматизированного построения математических моделей трансмиссий и о достоверности результатов получаемых с применением метода матричного анализа трансмиссий.

РАЗДЕЛ 4

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ ИНСТРУМЕНТАРИЙ ДЛЯ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВАЗОВ

4.1. Среднеинтегральный КПД трансмиссий шахтных дизелевозов как критерий определения наиболее рационального множества их конструктивных параметров

Как известно [1, 3, 6, 17, 125, 130, 221] под регулировочной характеристикой (РХ) бесступенчатых ГОМТ транспортных машин понимается зависимость относительного параметра регулирования e регулируемой ГОП от скорости движения машины V , что в полной мере относится к ГОМТ, работающим в составе перспективных дизельных локомотивов.

Разбивка общего скоростного диапазона производится на минимально возможное число n диапазонов, максимальные скорости в концах которых равны V_{jmax} , (где $j = \overline{1, L}$ – номер диапазона). Этим скоростям соответствуют угловые скорости ведущих колес ω_{Xjmax} . Для дизелевоза таких диапазонов два – рабочий (или тяговый) и транспортный (см. раздел 2). Минимально возможное число n скоростных диапазонов для бесступенчатых ГОМТ понимается здесь в том смысле, что относительно большое число диапазонов (3 или 4) уже начинает нивелировать сам принцип бесступенчатого регулирования. Идеальная бесступенчатая трансмиссия должна иметь один единственный диапазон, однако это может не обеспечивать транспортному средству необходимых тяговых характеристик и требует специального исследования.

На рис. 4.1 представлены возможные регулировочные характеристики ГОМТ для дизельного локомотива. Характеристики, отмеченные буквой a относятся к тяговым диапазонам, буквой b – к транспортным диапазонам. Характеристика $1c$ и часть диапазона $2a$ – задний ход дизелевоза. Нелинейные характеристики $4a$ и $4b$ отражают ту особенность, при которой двигатель непосредственно связан с водилом суммирующего планетарного ряда (как например, в рассмотренных трансмиссиях серии Fendt-Vario).

Множества всех передаточных отношений ГОМТ – вектора конструктивных параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q)$, где i и k – соответственно передаточные отношения m редукторов и n планетарных рядов, q – производительность ГОП, для различных РХ обеспечивающих общий скоростной диапазон $[0; V_{max}]$ могут быть различны [6, 17, 125]. Среди возможного множества векторов конструктивных параметров Γ и соответствующих им РХ имеются такие, которые обеспечивают в ГОМТ наиболее эффективные режимы работы ГОП [6, 7, 11, 125, 130, 131] с точки зрения максимума среднеинтегрального КПД, минимума вредных циркуляций мощности в ГОМТ и связанных с ними потерь в зубчатых зацеплениях. В результате снижаются суммарные тепловыделения в трансмиссии, обеспечивается наилучшая тяговая динамика машины в наиболее

вероятном эксплуатационном интервале скоростей [6, 125, 131], обеспечивается наивысший возможный КПД ГОМТ, а транспортному средству – наилучшие тяговые и разгонные характеристики в целом.

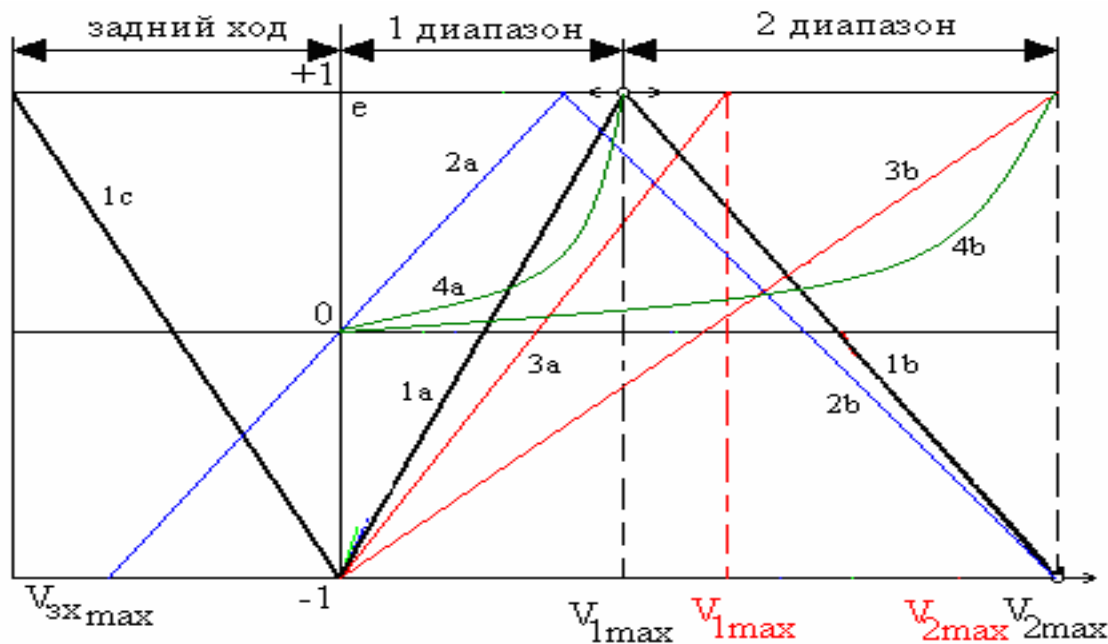


Рис. 4.1. Возможные регулировочные характеристики бесступенчатой ГОМТ дизельного локомотива

Для шахтного дизельного локомотива с ГОМТ эти характеристики должны в совокупности давать наивысшие технико-экономические показатели. Очевидно, аналогичные утверждения в полной мере справедливы для бесступенчатых электро-механических трансмиссий относительно их вектора конструктивных параметров, их регулировочных характеристик и КПД.

При поиске таких оптимальных (или рациональных) векторов Γ необходимо учитывать наиболее вероятные режимы движения машины, близкие к математическому ожиданию эксплуатационных скоростей, а на этих скоростях – при наиболее вероятных коэффициентах сцепления и сопротивлении движению.

Для целого ряда транспортных средств, которые выполняют относительно стабильные технологические процессы (шахтные локомотивы, грузовые автомобили, дорожно-строительные и землеройные машины, тракторы, комбайны, корнеуборочные машины и т.п.), в качестве основного критерия следует выбирать интегральный критерий по КПД ГОМТ в заданном интервале наиболее вероятных технологических скоростей и нагрузочных режимов [7, 11, 125]. Такой подход является частным случаем общей постановки задачи параметрического синтеза ГОМТ [125] и в настоящей диссертационной работе, по мнению автора, должен быть модернизирован, обобщен и эффективно использован для объективной оценки альтернативных вариантов бесступенчатых трансмиссий перспективных дизельных локомотивов.

Категория КПД имеет чрезвычайно глубокий физический и технико-экономический смысл, относящийся, в частности, и к трансмиссиям шахтных

дизелевозов. Во-первых, КПД на прямую связан с производительностью тягово-транспортного средства, а следовательно – в конечном итоге с прибылью. Во-вторых, значение КПД прямо или косвенно определяет топливно-энергетические затраты силовой установки, то есть расход топлива. В-третьих, чем ниже КПД тем больше потери на сухое, жидкостное и гидромеханическое трение, тем больше непроизводительные утечки рабочей жидкости в ГОМТ, электрические, магнитные и механические потери в электромеханических трансмиссиях и, в конечном итоге, тем больше износ деталей и узлов, ниже их надежность. Наконец, категория КПД имеет ярко выраженный экологический аспект – чем выше КПД трансмиссии, тем меньше затраты горюче-смазочных материалов и меньший объем вредных выбросов в окружающую среду, в частности, в шахтные выработки.

В высшей степени удобство управления бесступенчатыми трансмиссиями в сочетании с высоким КПД трансмиссии несомненно улучшает эргономические характеристики, что положительно сказывается на условиях труда операторов-водителей (машинистов) шахтных дизельных локомотивов и в конечном итоге способствует повышению производительности труда.

Таким образом, можно констатировать, что коэффициент полезного действия – это категория, которая очень точно и интегрально объединяет в себе основные технико-экономические, экологические и эргономические аспекты работы любого тягово-транспортного средства, в частности шахтных локомотивов, оснащенных ступенчатыми механическими, бесступенчатыми гидрообъемно-механическими или электромеханическими трансмиссиями.

Введем критерий оптимальности по среднеинтегральному КПД применительно к бесступенчатым гидрообъемно-механическим или электромеханическим трансмиссиям шахтных дизелевозов:

$$W_{\eta} = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, f) d\bar{V} \quad (4.1)$$

В формуле (4.1) $\eta(\Gamma, \bar{V}, f)$ – закон изменения КПД ГОМТ как функции вектора конструктивных параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_{\delta})$ варьируемых параметров, относительной скорости $\bar{V} = V/V_{\max}$; \bar{V}_1, \bar{V}_2 – минимальная и максимальная относительные скорости, соответствующие заданному интервалу реальных эксплуатационных скоростей V_1 и V_2 ; f – наиболее вероятный коэффициент сцепления в интервале скоростей $V \in [V_1; V_2]$; q – производительность гидромашин ГОП; m – масса дизелевоза; N_{δ} – номинальная эксплуатационная мощность двигателя. В отличие от работ [125, 131] выражение (4.1) более общее, поскольку позволяет распространить критерий оптимальности по среднему интегральному КПД применительно одновременно к бесступенчатым гидрообъемно-механическим и электромеханическим трансмиссиям шахтных дизельных локомотивов, учитывает наиболее вероятный коэффициент сцепления в интервале скоростей, производительность гидромашин ГОП, массу локомо-

тива и номинальную эксплуатационную мощность двигателя. Перечисленные параметры, а также коэффициенты трансформации k_u и k_i для электромеханических передач предлагается включать в качестве варьируемых элементов соответствующих векторов конструктивных параметров. По аналогии, с приведенным выше вектором конструктивных параметров для бесступенчатых ГОМТ, вектор конструктивных параметров для бесступенчатых электромеханических трансмиссий имеет вид: $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_u, k_i, m, N_0)$. Физический смысл введенного критерия (4.1) отражает возможности бесступенчатых гидрообъемно-механических или электромеханических трансмиссий шахтных дизелевозов по среднему КПД в заданном скоростном диапазоне реальных эксплуатационных скоростей $V \in [V_1; V_2]$. Это весьма важно при сравнении альтернативных вариантов трансмиссий с учетом того, что дизель-поезд (состав) чаще находится в зоне математического ожидания $M[\bar{V}] \in [V_1; V_2]$ относительной эксплуатационной скорости. Чем больше значение критерия (4.1), тем более производительна и экономична по КПД трансмиссия и тягово-транспортная машина в целом. Например, для поезда массой 70 т в технологичном режиме перевозки груза (локомотив массой 10 т и 10 груженых вагонеток общей массой 60 т) при коэффициенте сопротивления движению $f = 0,035$ и стабильной скорости $V = 18$ км/ч ($M[\bar{V}] = 18$ км/ч) по горизонтальному участку пути ГОМТ должна быть оценена и при необходимости оптимизирована по критерию (4.1), так как в этом случае особенно важен КПД трансмиссии и технологический процесс достаточно стабилен.

Геометрический смысл приведенного выше критерия (4.1) – это площадь криволинейной трапеции под графиком КПД ГОМТ в интервале $V \in [V_1; V_2]$, деленная на величину этого интервала и трансформирующаяся в среднеинтегральный КПД на указанном рабочем интервале скоростей.

На рис. 4.2 приведены результаты применения критерия среднеинтегрального КПД к бесступенчатой двухпоточной ГОМТ дизелевоза, предложенной автором и подробно исследованной в подразделе 3.5 (см. рис. 3.18 – 3.20).

На рис. 4.2 кривые 1, 2 – регулировочные характеристики ГОМТ на тяговом и транспортном диапазонах; 3 – мощность ДВС шахтного дизелевоза; 4 – зависимости давления в ГОП от скорости поезда; 5 – общий КПД ГОМТ и 6 – значения динамического фактора. Перечисленные зависимости относятся к первому рабочему (тяговому) и ко второму транспортному диапазонам. В рассматриваемом случае для наиболее вероятного заданного интервала эксплуатационных скоростей $V \in [4,44; 5,56]$ ($V_1 = 16$ км/ч, $V_2 = 20$ км/ч), $f = 0.035$, среднеинтегральный КПД ГОМТ получается путем деления площади криволинейной трапеции V_1ABV_2 на разность $V_2 - V_1 = 4$ км/ч (рис. 4.2) и составляет 0,818.

В такой постановке задача рационального выбора конструктивных параметров бесступенчатых двухпоточных ГОМТ шахтных дизелевозов несколько упрощается по сравнению с общей постановкой, изложенной в работах [11, 125, 131], посвященных структурному и параметрическому синтезу.

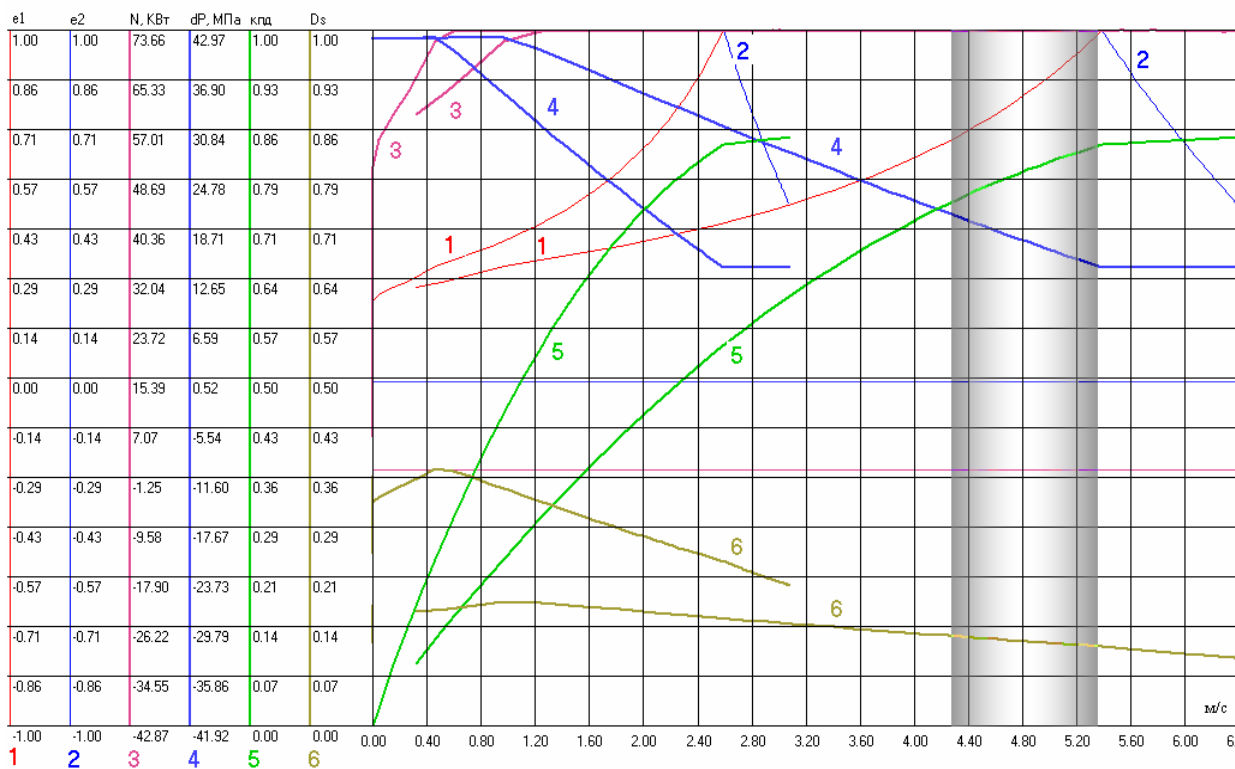


Рис. 4.2. К определению среднеинтегрального КПД бесступенчатой двухпоточной ГОМТ шахтного дизелевоза

Применительно к бесступенчатым двухпоточным ГОМТ и электромеханическим трансмиссиям шахтного дизелевоза работающего в относительно стабильном технологическом процессе, такая постановка вполне правомерна и позволяет:

а) в режиме диалога с ПЭВМ определить наиболее рациональное множество конструктивных параметров трансмиссии с точки зрения максимума среднеинтегрального КПД;

б) применить на основе известных регулярных методов оптимизации технологию структурного и параметрического синтеза бесступенчатых трансмиссий, разработанную в работах [7, 97, 101, 125, 221];

в) производить мониторинг альтернативных вариантов схемных решений трансмиссий еще на этапе проектирования и научно обосновано выбирать наиболее эффективную трансмиссию, что позволяет существенно снизить денежные и временные затраты на проектирование новых и доводку уже созданных трансмиссий.

4.2. Система интегральных стохастических критериев по тяговой динамике, КПД, мощности тепловыделений и топливной экономичности для трансмиссий шахтных дизелевозов

При мониторинге и оценке рациональных векторов Γ конструктивных параметров трансмиссий так и при оценке эффективности трансмиссий в целом, как указывалось в предыдущем подразделе диссертации, необходимо учиты-

вать наиболее вероятные режимы движения поезда, близкие к математическому ожиданию эксплуатационных скоростей, а на этих скоростях – при наиболее вероятных коэффициентах сцепления, то есть реальные технологические режимы загрузки локомотива [130].

Математическая формализация критериев оптимальности по тяговой динамике, КПД ГОМТ и по суммарной мощности тепловыделений в ГОМТ как функции векторного аргумента $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$ основных конструктивных параметров впервые предложена для ступенчатой механической трансмиссии в работах [105, 222-224] и для двухпоточных ГОМТ – в работах [229, 230]. Остановимся кратко на сути этих критериев с целью их существенной модернизации и обобщения на случай как бесступенчатых гидрообъемно-механических, так и для бесступенчатых электромеханических трансмиссий.

В работах [125, 131] введены и используются три основных критерия оптимальности ГОМТ в виде формализованных критериальных объемов \bar{W}_{Dp} , $\bar{W}_{\eta p}$ и $\bar{W}_{\Delta Np}$, тесно связанных соответственно с интегральным стохастическим критерием по тяговой динамике W_{Dp} , интегральным стохастическим критерием по КПД ГОМТ $W_{\eta p}$ и интегральным стохастическим критерием по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta Np}$. Указанные формализованные критериальные объемы \bar{W}_{Dp} , $\bar{W}_{\eta p}$ и $\bar{W}_{\Delta Np}$ выражались в виде [125, 131]:

$$\bar{W}_{Dp} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} D(\Gamma, \bar{V}, q, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.2)$$

$$\bar{W}_{\eta p} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, q, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad (4.3)$$

$$\bar{W}_{\Delta Np} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, q, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad (4.4)$$

В формулах (4.2) – (4.4) $D(\Gamma, \bar{V}, q, f)$, $\eta(\Gamma, \bar{V}, q, f)$ и $\Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, q, f)$ – соответственно законы изменения удельной силы тяги тягово-транспортной машины, КПД ГОМТ и относительной мощности тепловыделений в ГОМТ как функции вектора $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n)$ конструктивных варьируемых параметров, относительной скорости $\bar{V} = V/V_{\max}$ и рабочего объема гидромашин q ; \bar{V}_1, \bar{V}_2 – минимальная и максимальная относительные скорости, соответствующие заданному интервалу реальных эксплуатационных скоростей V_1 и V_2 ; f – коэффициент сопротивления движению; $\bar{p}(\bar{V})$ – относительная (нормированная по амплитуде $(\sigma\sqrt{2\pi})^{-1}$ нормального закона распределения) плотность распределения относительных эксплуатационных скоростей движения:

$$\bar{p}(\bar{V}) = \exp \left\{ -0,5 \left[(\bar{V} - M(\bar{V})) / \sigma(\bar{V}) \right]^2 \right\}, \quad (4.5)$$

где $M(\bar{V})$ и $\sigma(\bar{V})$ – математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение случайной величины \bar{V} .

В работе [230] не совсем корректно утверждается, что «пределы интегрирования, удельная сила тяги тягово-транспортной машины, КПД и относительная мощность тепловыделений в ГОМТ в выражениях (4.2)–(4.4) являются функциями варьируемых переменных – всех или большей части передаточных отношений и рабочего объема гидромашин, используемых в ГОП». Некорректность состоит в том, что на удельную силу тяги тягово-транспортной машины, а конкретно шахтного дизелевоза, на КПД и относительную мощность тепловыделений в его трансмиссии, на расход топлива дизельного двигателя и производительность дизелевоза в целом влияют не только передаточные отношения и рабочий объем гидромашин, а и наиболее вероятный коэффициент сцепления в интервале скоростей $V \in [V_1; V_2]$, масса дизель-поезда и номинальная эксплуатационная мощность двигателя. Более корректно и обобщенно интегральные стохастические критерии по тяговой динамике W_{Dp} , по КПД ГОМТ $W_{\eta p}$ и по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta N p}$ предлагается записывать в виде:

$$\bar{W}_{Dp} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} D(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.6)$$

$$\bar{W}_{\eta p} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.7)$$

$$\bar{W}_{\Delta N p} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}. \quad (4.8)$$

Как уже указывалось в приведенных выражениях для интегральных стохастических критериев качества для бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий и для бесступенчатых электромеханических трансмиссий предлагается использовать соответственно собственные векторы конструктивных параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ и $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_w, k_b, m, N_d)$ вместо предложенного ранее работах [125, 130, 131] вектора $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, \dots)$.

На рис. 4.3 приведена пространственная иллюстрация предложенных стохастических критериев по тяговой динамике W_{Dp} , по КПД $W_{\eta p}$ и по мощности тепловыделений $W_{\Delta N p}$ определенных для двухдиапазонной бесступенчатой ГОМТ. Построение поверхностей удельной силы тяги, КПД ГОМТ и мощности тепловыделений удобно проводить в единичном кубе с осями в виде относительной скорости \bar{V} , относительной плотности распределения вероятности $\bar{p}(\bar{V})$ эксплуатационных скоростей и динамического фактора D , который также ограничен единицей.

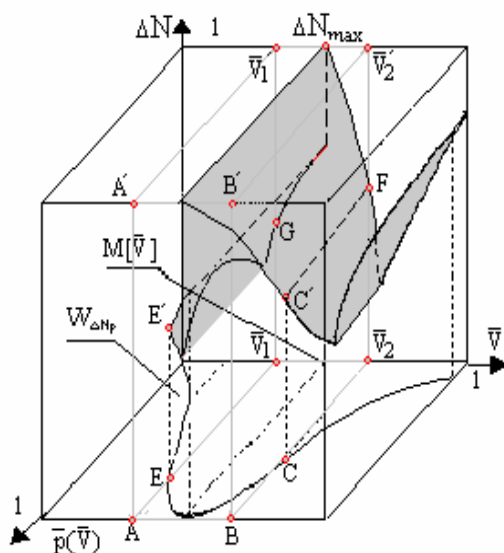
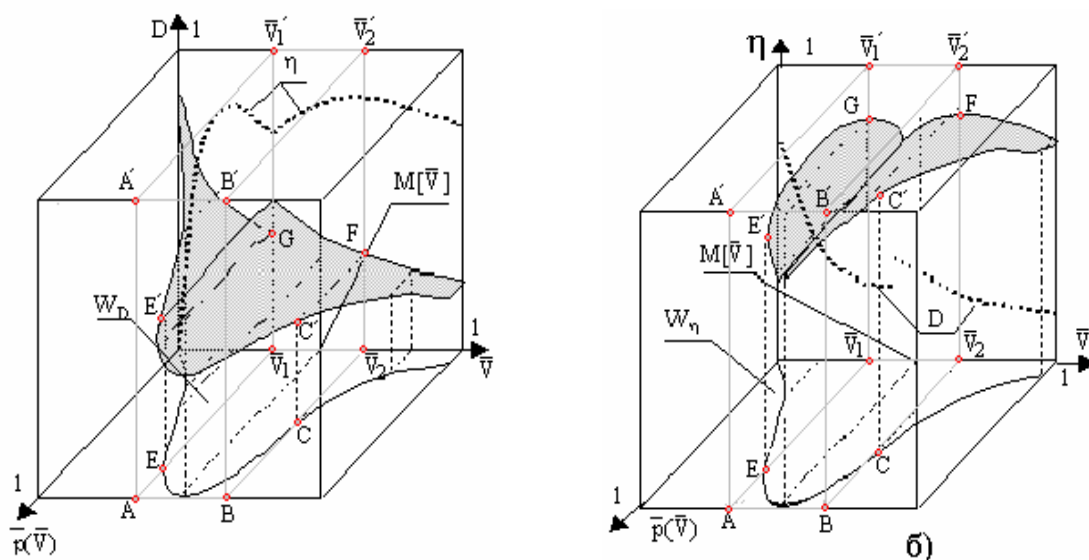


Рис. 4.3. К задаче о модернизации интегральных стохастических критериев W_{Dp} , $W_{\eta p}$ и $W_{\Delta Np}$ для бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов

Величина ΔN также нормирована своим максимальным значением ΔN_{max} и по оси $\Delta \bar{N}$ также откладываются относительные значения мощности тепловыделений, не превосходящие единицу. Геометрический смысл формализованных объемов \bar{W}_{Dp} , $\bar{W}_{\eta p}$ и $\bar{W}_{\Delta Np}$ совпадает с геометрическим смыслом интегралов в выражениях (4.6) – (4.8).

Это объемы прямых неправильных призм $\bar{V}_1 \bar{V}_2 CEGFC'E'$ под выделенными поверхностями, ограниченные в основании единичного куба плоскостью между кривой относительной плотности распределения $\bar{p}(\bar{V})$ и осью OV , двумя плоскостями $EE'G\bar{V}_1$ и $CC'F\bar{V}_2$, перпендикулярными основанию и оси OV , пересекающими ее в точках \bar{V}_1 и \bar{V}_2 , поверхностью ее вертикальных образующих и частью $GF\bar{V}_2\bar{V}_1$ наиболее удаленной грани куба (рис. 4.3 б). Рассмотренные прямые неправильные призмы под выделенными поверхностями входят в

параллелепипеды $AB\bar{V}_2\bar{V}_1A'B'\bar{V}'_2\bar{V}'_1$ с единичными высотами, объемы W_{12} которых численно равны разности $\bar{V}_2 - \bar{V}_1$.

В целом в работах [11, 125, 131] введены и используются только три критерия оптимальности ГОМТ в виде формализованных критериальных объемов \bar{W}_{Dp} , \bar{W}_{np} и $\bar{W}_{\Delta Np}$. К сожалению, авторы работ [3, 11, 125, 131] ничего не упоминают о таком важном технико-экономическом показателе как топливная экономичность. Без формализации и трансформации этого важнейшего показателя в интегральный стохастический критерий качества предложенная в работах [3, 6, 11, 17, 125, 131] система критериев не является полной. Кроме этого, обобщая предложенный подход по созданию критериев качества на случай как бесступенчатых гидрообъемно-механических, так и для бесступенчатых электромеханических трансмиссий следует, как уже было сказано выше, учитывать только векторы конструктивных варьируемых параметров в виде $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ и $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_w, k_b, m, N_d)$.

На рис. 4.4 впервые приведена предлагаемая автором пространственная иллюстрация четвертого, интегрального стохастического критерия по топливной экономичности W_{Qp} . Интегральный стохастический критерий W_{Qp} по топливной экономичности предлагается записывать в виде

$$\bar{W}_{Qp} = \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} Q(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.9)$$

где $Q(\Gamma, \bar{V}, f)$ – мгновенный часовой расход ДВС шахтного дизелевоза, как функция вектора Γ конструктивных варьируемых параметров бесступенчатой трансмиссии, относительной скорости $\bar{V} = V/V_{\max}$ (\bar{V}_1, \bar{V}_2 – минимальная и максимальная относительные скорости заданного интервала реальных эксплуатационных скоростей V_1 и V_2) и коэффициента сцепления f ; $\bar{p}(\bar{V})$ – относительная плотность распределения относительных эксплуатационных скоростей движения. Геометрически интегральный стохастический критерий W_{Qp} по топливной экономичности представляет объем фигуры, выделенной в координатах $\bar{p}(\bar{V}), \bar{V}$ и Q на рис. 4.4. Относительные интегральные стохастические критерии по тяговой динамике W_{Dp} , по КПД ГОМТ W_{np} , интегральный стохастический критерий по мощности тепловыделений в трансмиссии $W_{\Delta Np}$ и введенный нами интегральный стохастический критерий W_{Qp} по топливной экономичности представим в следующем виде:

$$W_{Dp} = \frac{\bar{W}_{Dp}}{W_{12}} = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} D(\Gamma, \bar{V}, f) \times \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.10)$$

$$W_{np} = \frac{\bar{W}_{np}}{W_{12}} = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.11)$$

$$W_{\Delta Np} = \frac{\bar{W}_{\Delta Np}}{W_{12}} = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.12)$$

$$W_{Qp} = \frac{\bar{W}_{Qp}}{W_{12}} = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} Q(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}, \quad (4.13)$$

что геометрически соответствует отношениям объемов рассмотренных прямых неправильных призм – интегральным объемам по соотношениям (4.6) ÷ (4.9) – к объемам параллелепипедов $AB\bar{V}_2\bar{V}_1A'B'\bar{V}'_2\bar{V}'_1$ с единичными высотами, объемы W_{12} которых численно равны разности $\bar{V}_2 - \bar{V}_1$. Очевидно, чем выше значения относительных критериев (4.10) ÷ (4.13), тем выше в целом технико-экономические показатели трансмиссии и дизелевоза.

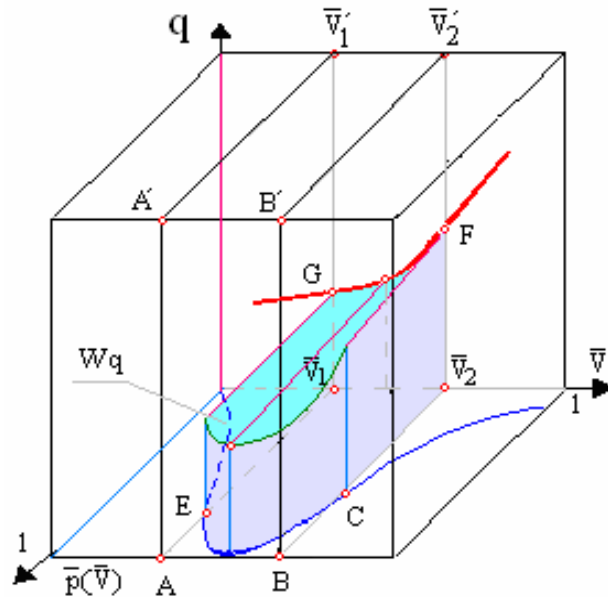


Рис 4.4. Пространственная иллюстрация интегрального стохастического критерия по топливной экономичности W_{Qp}

В частном случае, без учета вероятностного распределения эксплуатационных скоростей при $\bar{p}(\bar{V})=1$ введенные критерии трансформируются в средние интегральные оценки по удельной силе тяги, КПД ГОМТ, мощности тепловыделений и топливной экономичности:

$$W_D = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} D(\Gamma, \bar{V}, f) d\bar{V}; \quad (4.14)$$

$$W_n = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, f) d\bar{V}; \quad (4.15)$$

$$W_{\Delta N} = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f) d\bar{V}; \quad (4.16)$$

$$W_Q = \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} Q(\Gamma, \bar{V}, f) d\bar{V}; \quad (4.17)$$

В частном случае при необходимости, когда критерии применяются к полному скоростному диапазону при $V_1 = 0$ и $V_2 = V_{max}$, относительные интегральные стохастические критерии (4.14) ÷ (4.17) имеют вид:

$$W_{Dp} = \int_0^1 D(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad ; \quad (4.18)$$

$$W_{\eta p} = \int_0^1 \eta(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad ; \quad (4.19)$$

$$W_{\Delta Np} = \int_0^1 \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad (4.20)$$

$$W_{Qp} = \int_0^1 Q(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \quad (4.21)$$

Физический смысл введенных критериев отражает возможности тягово-транспортной машины, в частности шахтного дизельного локомотива, по тяговой динамике и КПД ГОМТ, характеризует мощность тепловыделений в заданном скоростном диапазоне реальных эксплуатационных скоростей $V \in [V_1; V_2]$ и оценивают топливную экономичность ДВС, например при сравнении альтернативных вариантов трансмиссий с учетом того, что дизель-поезд чаще находится в зоне математического ожидания $M[\bar{V}]$ относительной эксплуатационной скорости. Анализируя первые два критерия, в работе [1,7] справедливо отмечается, что множества варьируемых параметров при вычислении функционалов W_{Dp} и $W_{\eta p}$ “сильно” пересекаются, максимума они достигают при различных векторах Γ конструктивных параметров трансмиссии, так как между динамическим фактором D как удельной силой тяги $D(\Gamma, \bar{V}, q, f)$ и КПД ГОМТ $\eta(\Gamma, \bar{V}, q, f)$ из-за наличия потерь в трансмиссии существует сложная нелинейная связь

$$D(\Gamma, \bar{V}, q, f) = \frac{N_D}{V_{max}} \cdot \frac{\eta(\Gamma, \bar{V}, q, f)}{\bar{V}}, \quad (4.22)$$

где N_D – мощность ДВС, соответствует заданным \bar{V} и f . Например, для трактора в технологичном режиме вспашки при $f = 0,45 - 0,5$; $V = 2,0 - 2,8$ м/с (7,2 – 10 км/ч) ГОМТ должна быть оптимизирована по критериям (4.3), (4.7), (4.11) и (4.13), так

как в этом случае, когда технологический процесс достаточно стабилен, особенно важен КПД трансмиссии и топливная экономичность (рис. 4.3 б и 4.4).

Для бронетехники специального назначения (быстроходных гусеничных машин) в режимах разгона или при движении в боевых условиях машина должна быть оснащена ГОМТ, оптимизированной по критериям (4.2), (4.6), (4.10), (4.14), которые обеспечивают наилучшую тяговую динамику, а следовательно и более высокую маневренность (рис. 4.3 а)

Минимум критерия $W_{\Delta Np}$ по мощности тепловыделений в ГОМТ в общем случае близок, но, строго говоря, не соответствует максимуму критерия $W_{\eta p}$, так как при высоких КПД ГОМТ может трансформировать большую мощность ДВС и уровень мощности тепловыделений, как и критерий $W_{\Delta Np}$, могут быть выше, чем в случае низкого КПД ГОМТ и меньшей мощности ДВС, когда критерий $W_{\eta p}$ далек от максимального значения. В связи с этим можно не нормировать мощность ΔN и плотность вероятности по своим максимальным значениям, что сделано выше только с точки зрения единства форм введенных критериев. С учетом этого замечания получим

$$W_{\Delta Np} = \Delta N_{\max} \frac{\bar{W}_{\Delta Np}}{W_{12}} = \frac{\Delta N_{\max}}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V}. \quad (4.23)$$

Критерии (4.14) ÷ (4.17) удобно записать в виде квадратичных функционалов и отыскивать их минимум с учетом конструктивных ограничений в бесступенчатых трансмиссиях, которыми в перспективе без сомнения будет оснащаться шахтный тяговый транспорт:

$$\tilde{W}_{Dp} = \left[1 - \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} D(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \right]^2; \quad (4.24)$$

$$\tilde{W}_{\eta p} = \left[1 - \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \eta(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \right]^2; \quad (4.25)$$

$$\tilde{W}_{\Delta Np} = \left[1 - \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} \Delta \bar{N}(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \right]^2; \quad (4.26)$$

$$\tilde{W}_{Qp} = \left[1 - \frac{1}{\bar{V}_2 - \bar{V}_1} \int_{\bar{V}_1}^{\bar{V}_2} Q(\Gamma, \bar{V}, f) \cdot \bar{p}(\bar{V}) d\bar{V} \right]^2. \quad (4.27)$$

Следует подчеркнуть, что в настоящей диссертационной работе автор не решает задач структурного и (или) параметрического синтеза для двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических и (или) электромеханических трансмиссий. Одной из основных задач работы является разработка математи-

ческого инструментария для научного анализа возможности и оценки степени эффективности применения бесступенчатых трансмиссий на шахтном тяговом транспорте с приложением пакета рекомендаций (методик расчета). Решение научной проблемы структурного и (или) параметрического синтеза для двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических и (или) электромеханических трансмиссий в области шахтного тягового транспорта – это следующий этап развития науки в горном деле. Однако, уже сейчас на основании проведенной в настоящей диссертационной работе модернизации интегральных стохастических критериев по тяговой динамике W_{Dp} , по КПД ГОМТ W_{np} , по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta Np}$, с учетом введения нового интегрального стохастического критерия по топливной экономичности, определения для бесступенчатых гидрообъемно-механических и электромеханических трансмиссий векторов конструктивных варьируемых параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ и $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_w, k_b, m, N_d)$ соответственно можно утверждать, что для решения в будущем научной проблемы структурного и параметрического синтеза для перспективных бесступенчатых трансмиссий в области шахтного тягового транспорта сделан определенный перспективный и важный задел.

Обобщая результаты двух предыдущих параграфов можно констатировать следующее:

1. Для бесступенчатых гидрообъемно-механических и электромеханических трансмиссий шахтных дизелевозов модернизированы и обобщены интегральные стохастические критерии по тяговой динамике W_{Dp} , по КПД W_{np} , по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta Np}$. Уточнены векторы конструктивных варьируемых параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ и $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_w, k_b, m, N_d)$ соответственно для ГОМТ и ЭМТ.

2. Введен новый интегральный стохастический критерий по топливной экономичности и предложена обобщенная интегрированная система критериев, позволяющая не только объективно сравнивать их основные технико-экономические параметры, но и определять по введенным выше критериям наиболее рациональные или оптимальные конструктивные параметры.

3. Для решения в будущем научной проблемы структурного и параметрического синтеза для перспективных бесступенчатых трансмиссий в составе шахтного тягового транспорта система предложенных интегральных стохастических критериев качества представляет определенный важный задел.

4.3. Универсальные характеристики гидрообъемно-механических и электромеханических трансмиссий шахтного дизелевоза

Современные бесступенчатые ГОМТ или ЭМТ, используемые на тягово-транспортных машинах, и предлагаемые в настоящей диссертации для шахтных дизельпоездов, представляют собой сложные технические системы с переменной структурой, характеризующиеся как в статике, так и в динамике огромным числом конструктивных и рабочих параметров.

При сравнения альтернативных схем бесступенчатых ГОМТ или ЭМТ различные кинематические, силовые или энергетические параметры могут оказаться лучше у одних схем и хуже у других. Поэтому одной из основных научных задач настоящей диссертации является задача, которая состоит в том, чтобы построить и эффективно использовать некоторую объективную обобщенную интегрированную систему оценок, на основе которой можно отдать предпочтение тому или иному варианту трансмиссии для конкретного шахтного дизельного локомотива. Как показано выше, в качестве таких оценок выступают введенные в настоящей диссертационной работе среднеинтегральные критериальные оценки по КПД ГОМТ, тяговой динамике, мощности тепловыделений и топливной экономичности, а также стохастические интегральные критерии указанных факторов (см. подразделы 4.1 и 4.2).

Для разработанных на основе структурного эвристического синтеза схем ГОМТ или ЭМТ или для уже созданных на базе инженерного и конструкторского опыта трансмиссий в области тягово-транспортных машин, таких как объекты бронетанковой техники, тракторы, дорожно-строительные машины, экскаваторы, комбайны, легковые и грузовые автомобили и, наконец, для трансмиссий шахтных дизелевозов, предложенная система критериев позволяет не только объективно сравнить основные технико-экономические параметры, но и определять по введенным выше критериям наиболее их рациональные конструктивные параметры.

Бесступенчатые двухпоточные трансмиссии современных тягово-транспортных машин в обобщенном смысле представляют собой комплексные вариаторы угловой скорости и крутящего момента по аналогии с гидрообъемными, гидродинамическими [226, 227] или электрическими передачами [114, 123]. Последние, как простейшие вариаторы, работающие в составе более сложных комплексных вариаторов, имеют так называемые универсальные характеристики (см. разделы 2, 3), в которых интегрально отражены основные кинематические, силовые и энергетические рабочие параметры, как правило, в координатах угловой скорости выходного звена и момента нагрузки на нем. Такие универсальные характеристики, например для ГОП, используемых в тракторных ГОМТ или ЭМТ [25, 114, 123], являются своеобразным техническим паспортом и чрезвычайно удобны для практики [25, 129, 134, 228]. Прежде всего, такие универсальные характеристики служат для установления взаимно однозначного соответствия между основными рабочими параметрами на заданном режиме работы вариатора (ГОП, электропередачи, гидротрансформатора и т. п.), а также для оценки влияния конструктивных изменений на полный КПД вариатора, для оценки конкретного режима работы ГОМТ или ЭМТ при движении транспортного средства в целом.

Понятие универсальных характеристик для ГОМТ, на примере тракторных двухпоточных бесступенчатых трансмиссий, введено в работе [117] и, по мнению автора, должно быть адаптировано и развито в качестве объективной интегральной оценки и сравнения предлагаемых бесступенчатых трансмиссий для шахтных дизелевозов. Следует отметить, что идея построения универсаль-

ных трансмиссионных характеристик впервые прозвучала в области тракторостроения, а работа [117] в этом направлении является единственной.

Остановимся на особенностях построения универсальных характеристик для двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий, предлагаемых в настоящей диссертации для шахтных дизель-поездов. Основные технические параметры таких трансмиссий характеризуются следующим множеством важных показателей: массой и коэффициентом сцепления колес дизелевоза с рельсами, моментом и мощностью ДВС при заданном режиме работы ГОМТ, которому соответствуют выбранная машинистом скорость движения поезда, полным КПД ГОМТ, общим КПД ГОП, перепадом рабочего давления в ГОП, внешними объемными потерями в ГОП, мощностью тепловыделений в ГОП и в механической части ГОМТ, мгновенным расходом топлива.

Множество всех возможных рабочих режимов ГОМТ – поле рабочих точек – располагается под кривой динамического фактора [117]. Динамический фактор D , развиваемый дизелевозом, записывается в виде

$$D = \frac{N_{\max} \eta_{\text{ГОМТ}}}{GV}, \quad (4.28)$$

где N_{\max} – максимальная свободная мощность двигателя; $\eta_{\text{ГОМТ}}$ – полный КПД ГОМТ; G – вес и V – линейная скорость локомотива соответственно. Качественное изменение динамического фактора для дизелевоза, оснащенного бесступенчатой ГОМТ, например для первого скоростного тягового диапазона показано на рис. 4.5

Отрезок АВ соответствует максимальному значению динамического фактора и одновременно максимальному клапанному режиму работы гидрообъемной передачи. Динамический фактор изменяется (от точки В до В') по закону, близкому к гиперболическому с учетом изменения КПД ГОМТ.

В некоторой произвольной точке C^* (рис. 4.5) заданной скорости поезда V_j соответствует динамический фактор, численно равный реальному коэффициенту сопротивления движению f^* ($D=f^*$). К основным перечисленным техническим показателям ГОМТ относятся: полный КПД трансмиссии $\eta_{\text{ГОМТ}}$; полный КПД ГОП $\eta_{\text{ГОП}}$; перепад рабочего давления в ГОП Δp ; суммарные внешние утечки в ГОП ΔQ ; мощность тепловыделений ΔN , потери мощности отдельно в гидравлической и механической ветвях трансмиссии, а также любые другие основные рабочие параметры и характеристики трансмиссии.

Множества равных значений выше перечисленных технических показателей ГОМТ могут быть визуально представлены в виде поля (множества точек) под графиком $D = f(V)$ с нанесенными на нем изолиниями (линиями уровня или топографическими линиями). Разбив для выбранной скорости V_j отрезок CC' на k_I равноотстоящих точек ($k_I=500 \div 1000$) и вычисляя все указанные технические характеристики ГОМТ в этих точках, получим числовой массив указанных параметров для выбранной скорости V_j для динамического фактора в интервале $D = f \in [0; f_j]$. Скоростной интервал транспортного средства с ГОМТ

$V \in [0; V_{max}]$ делится на k_2 равноотстоящих в пределах одного диапазона точек ($k_2=1000 \div 5000$). Каждой из этих скоростей по аналогии с V_j соответствует свой интервал изменения коэффициента сопротивления движению дизельпоезда. Таким образом, все поле под графиком динамического фактора содержит произведение $k_1 k_2$ точек, в которых вычисляются основные технические параметры ГОМТ. При автоматизированном (программном) соединении равных значений указанных параметров изолиниями и их визуализации строятся универсальные характеристики, интегрально описывающие совокупность тех или иных технических параметров бесступенчатых ГОМТ, работающих в составе дизелевозов во всем диапазоне возможных рабочих режимов. По ним весьма удобно производить сравнение разных альтернативных вариантов ГОМТ и выбирать наилучший из них для конкретного дизелевоза.

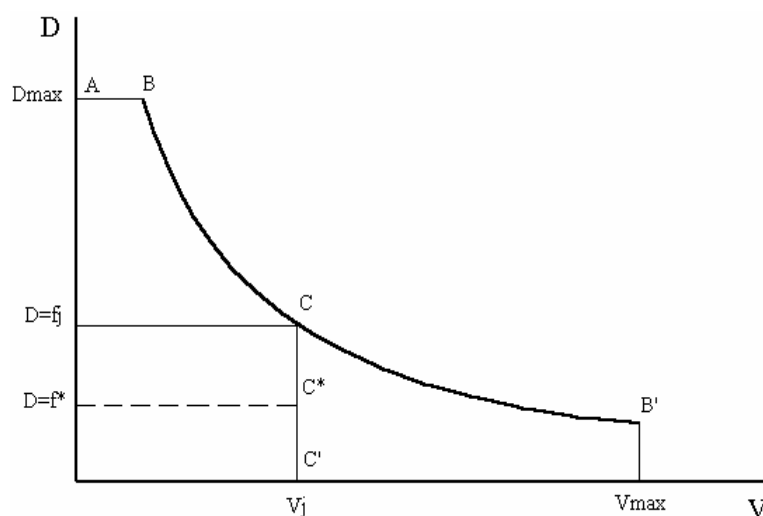


Рис. 4.5. К построению универсальных характеристик бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий для шахтных дизелевозов

На рис. 4.6 показаны результаты моделирования универсальных характеристик для бесступенчатой двухпоточной ГОМТ (для определенности ГОМТ №1) с двухмашинным регулированием, структурная схема и подробное научно-техническое обоснование которой представлено в подразделе 3.5 (см. рис. 3.19, 3.20). Универсальные характеристики строятся в координатах V , D и e . Линии равных КПД ГОМТ №1 отмечены и соответствуют значениям КПД 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 и 0,85. Максимальный КПД ГОМТ №1 на первом тяговом диапазоне достигается в единственной точке – ядре универсальных характеристик – при скорости движения дизелевоза $V = 9,3$ км/ч и при коэффициенте сцепления $f = 0,23$ (рис. 4.6 а и рис. 3.20). На втором транспортном диапазоне максимальный КПД ГОМТ №1 достигает значения 0,88 при коэффициенте сцепления $f = 0,10$ и максимальной скорости $V = 20,0$ км/ч (рис. 4.6 б и рис. 3.20).

Очевидно, чем шире области с более высоким КПД, тем меньше потери в трансмиссии, тем эффективней трансмиссия и тяговая машина в целом.

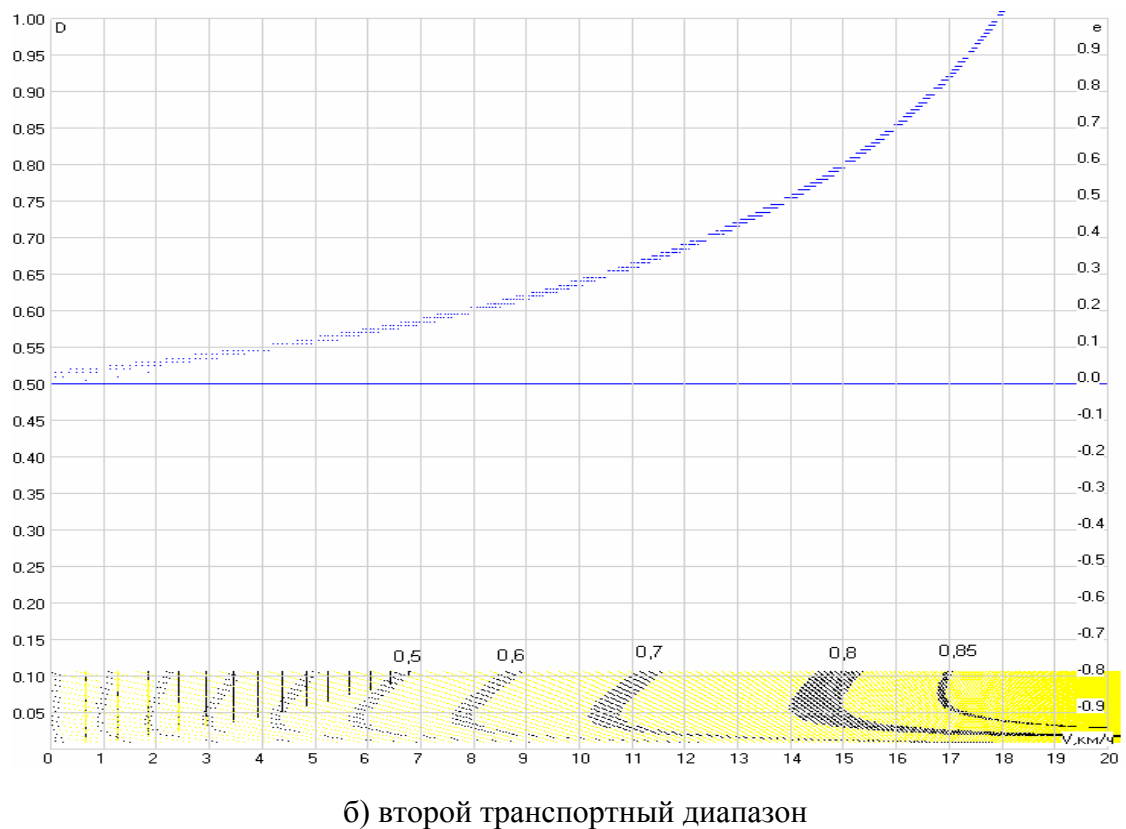
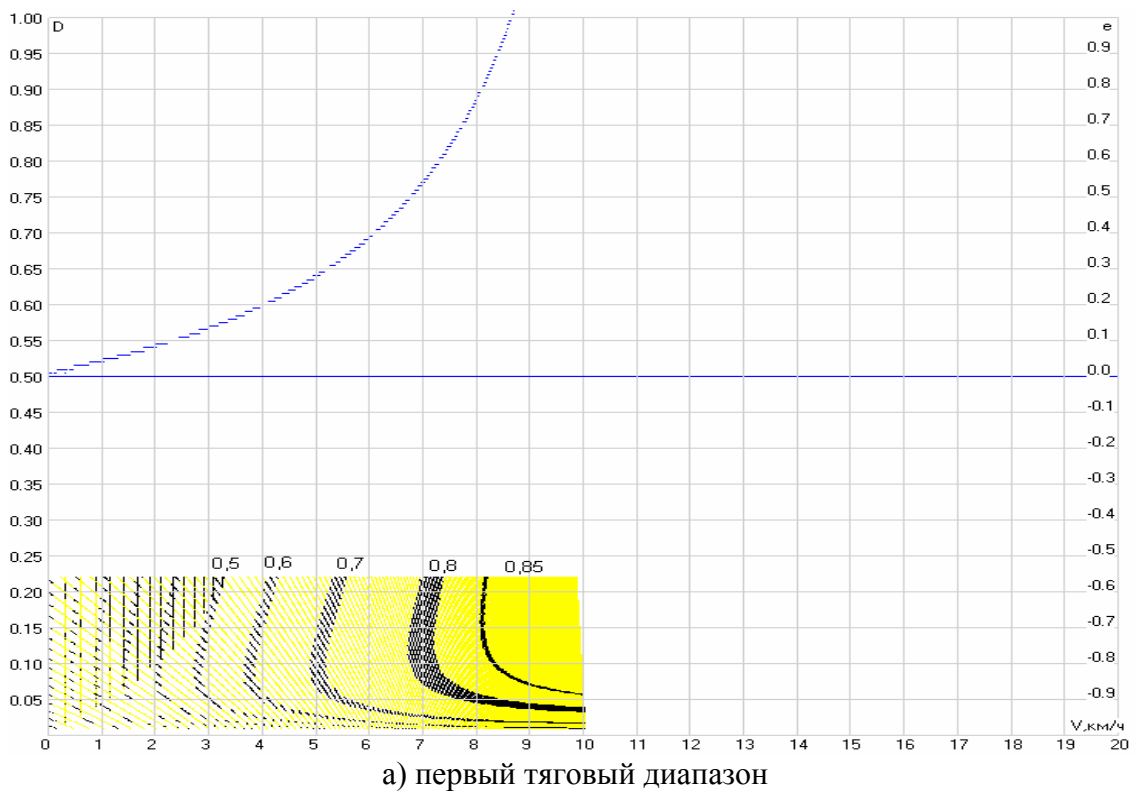


Рис. 4.6. Результаты построения универсальных характеристик двухпоточной ГОМТ №1 с оптимальными параметрами и максимальным КПД

Именно это прекрасно иллюстрируют трансмиссионные универсальные характеристики. Так на первом тяговом диапазоне у ГОМТ №1 область с $\eta \geq 0,7$ составляет 44,1 % от общего поля КПД (рис. 4.6 а), область с $\eta \geq 0,8$ – 21,2 % от

общего поля КПД, а область с $\eta \geq 0,85$ – 13,3 %. На втором транспортном диапазоне область с $\eta \geq 0,7$ составляет 45,1 % от общего поля КПД (рис. 4.6 б), область с $\eta \geq 0,8$ – 24,0 % от общего поля КПД, а область с $\eta \geq 0,85$ – 10,1 %.

Очевидно сравнение трансмиссий по площадям областей с одинаковым КПД с помощью универсальных характеристик является весьма эффективным и наглядным. Кроме того универсальные характеристики трансмиссии позволяют анализировать на каких рабочих скоростях движения в тяговом или транспортном режиме работы дизельвоза какие диапазоны коэффициентов сопротивления он может преодолевать.

Альтернативный вариант бесступенчатой ГОМТ (для определенности ГОМТ №2) для использования в шахтных дизельвозах (рис. 4.7) и ее универсальные характеристики представлены на рис. 4.8. На рис. 4.7 показана структурная схема двухпоточной ГОМТ №2 и ее конструктивные параметры.

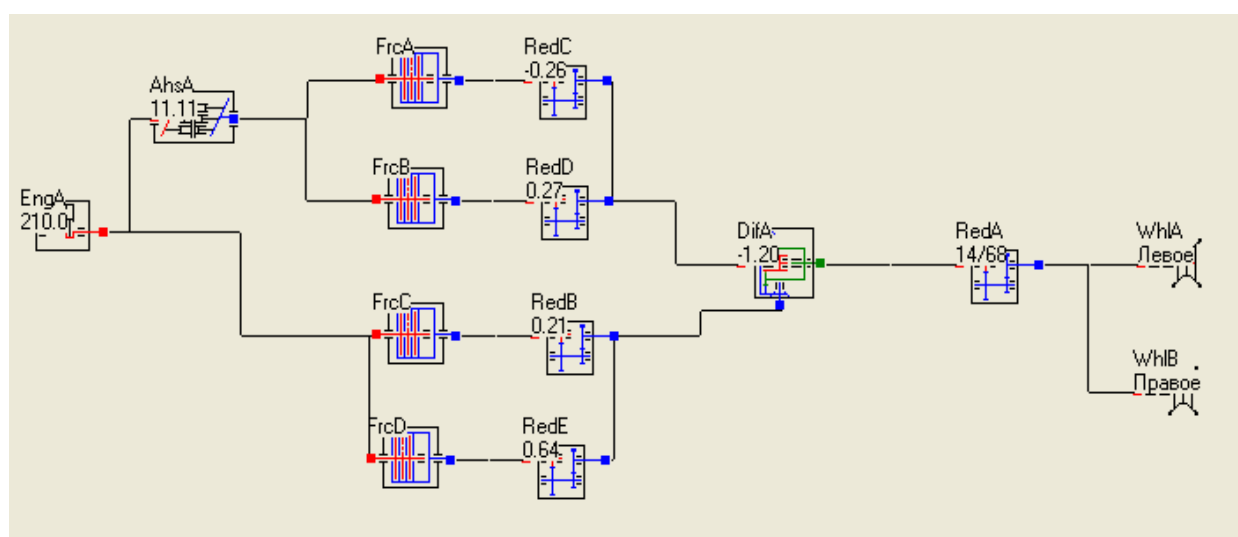


Рис. 4.7. Структурная схема двухпоточной бесступенчатой ГОМТ №2 и ее конструктивные параметры

ГОМТ представляет собой классический образец двухпоточных бесступенчатых трансмиссий с дифференциалом на выходе. Редукторы Red B и Red E в механической ветви трансмиссии соответствуют тяговому и транспортному скоростным диапазонам дизельпоезда с максимальными скоростями такими же как и для ГОМТ №1. Включение в работу редукторов Red C и Red D в гидравлической ветви трансмиссии определяет движение вперед и задний ход дизельпоезда. Для выбранной схемы и конструктивных параметров трансмиссии достаточно использование ГОП на базе аксиально-поршневых гидромашин объемного типа 22 серии типа «Зауэр» или ГСТ-70. Редуктор Red A представляет простейшую раздаточную коробку с карданными валами, приводящими во вращение колесные пары тележки дизельвоза. Результаты построения универсальных характеристик двухпоточной бесступенчатой ГОМТ №2 работающей в составе шахтного дизельвоза представлены на рис. 4.8.

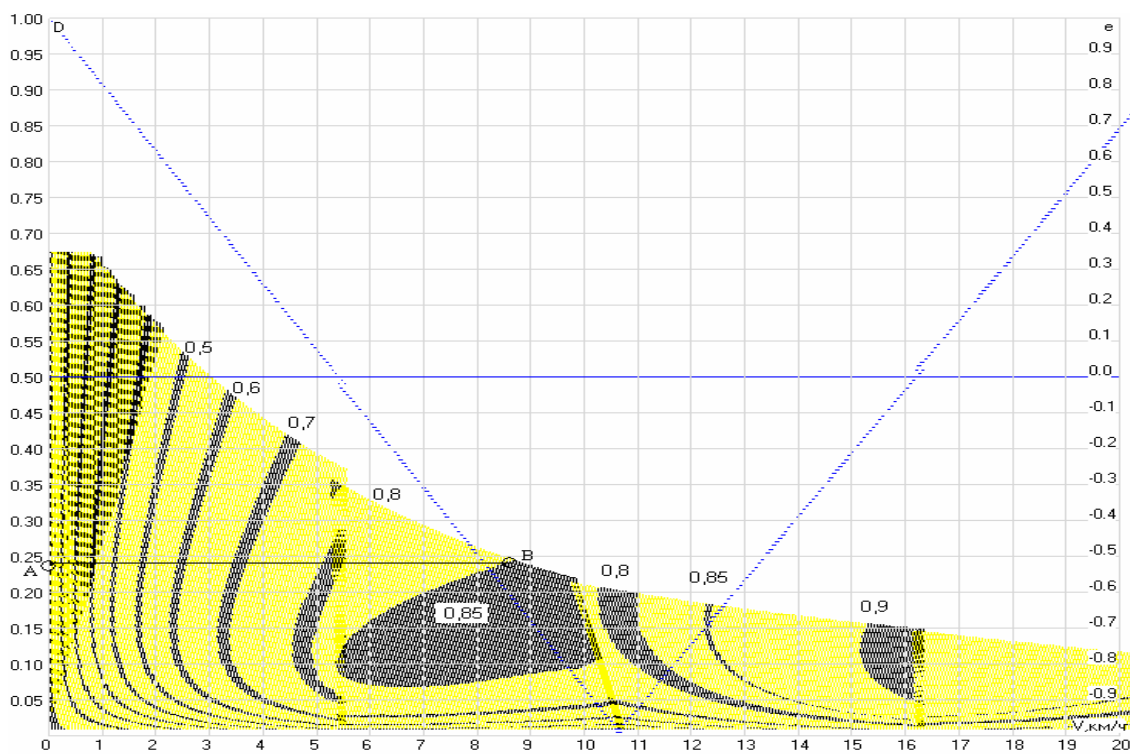
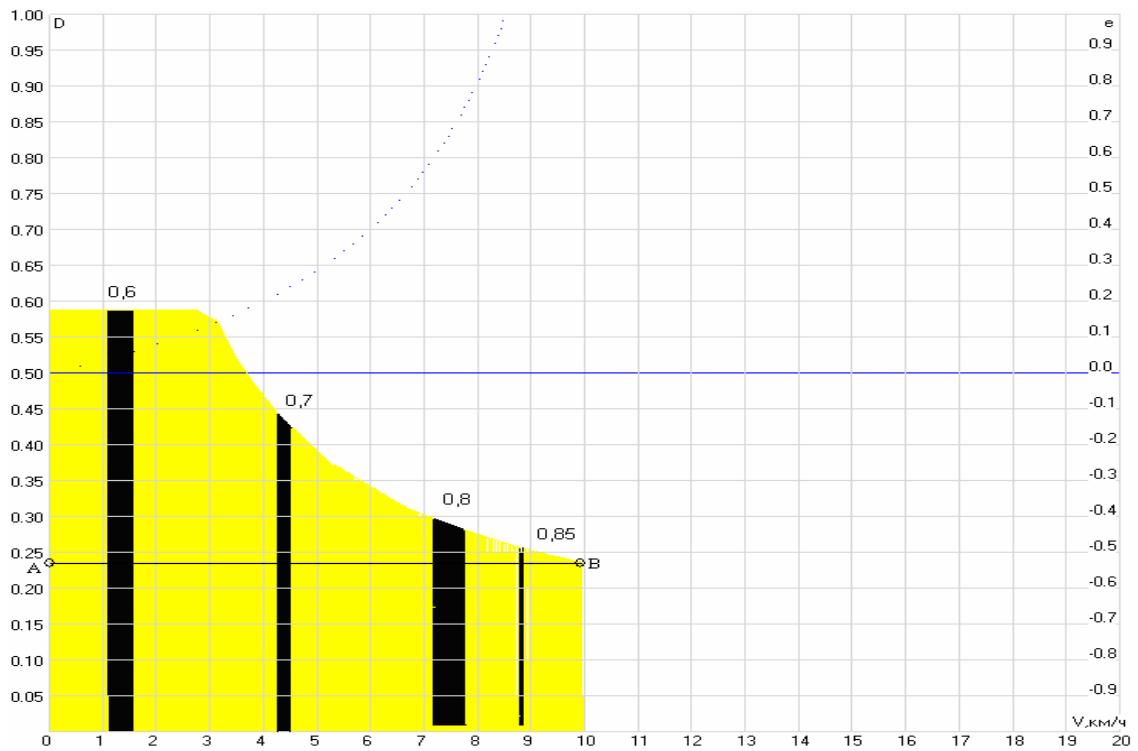


Рис. 4.8. Результаты построения универсальных характеристик альтернативного варианта двухпоточной бесступенчатой ГОМТ №2

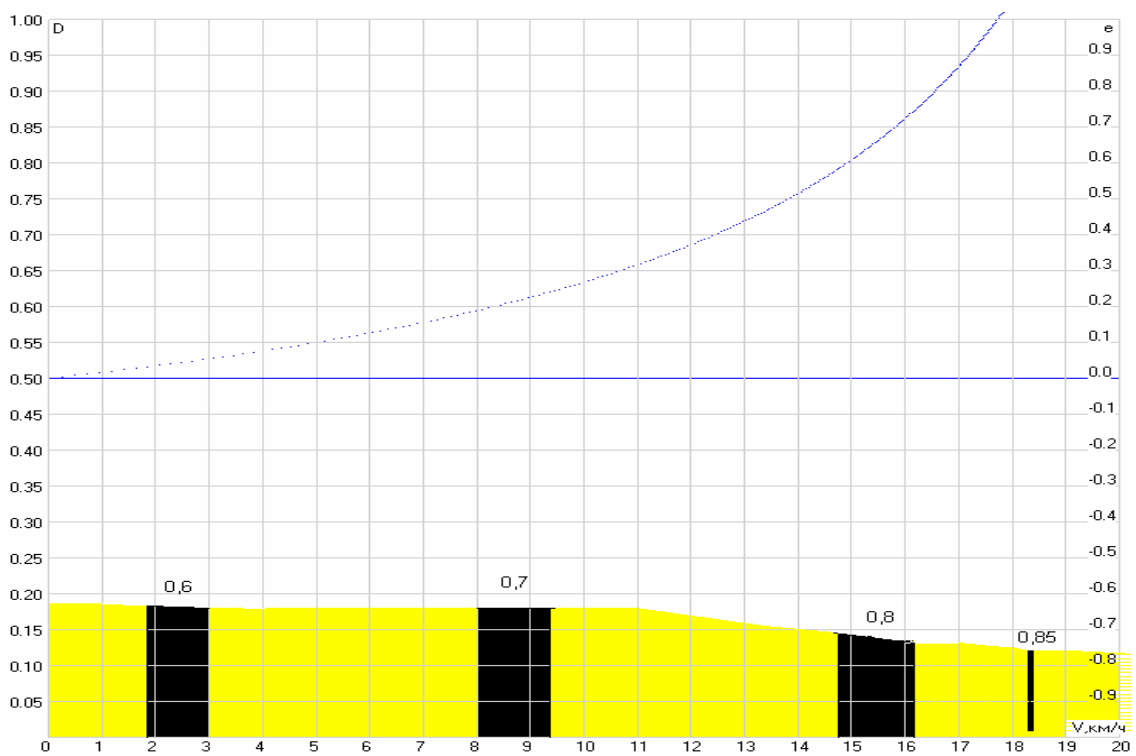
Как видно ГОМТ №2 обеспечивает относительно высокий общий КПД. В достаточно обширном ядре универсальных характеристик его значение не ниже 0,85 на первом тяговом диапазоне и достигает 0,9 – на втором транспортном. В интервале достаточно высоких тяговых скоростей (от 8,65 до 10,0 км/ч) дизель-воз, оснащенный ГОМТ №2, обеспечивает максимальный динамический фактор 0,23, который еще может быть реализован по сцеплению. По аналогии с рис. 4.6а для ГОМТ №2 на рис. 4.8 действительная универсальная характеристика расположена ниже значения динамического фактора равного 0,23, то есть ниже горизонтального отрезка АВ (рис. 4.8). Часть универсальной характеристики, расположенная выше отрезка АВ (рис. 4.8) иллюстрирует потенциальные тяговые возможности альтернативного варианта двухпоточной бесступенчатой ГОМТ №2 по динамическому фактору.

Анализ областей с относительно высоким КПД для ГОМТ №2 по аналогии и для сравнения с ГОМТ №1 дает следующее. На первом тяговом диапазоне у ГОМТ №2 область с $\eta \geq 0,7$ составляет 58,1% от общего поля КПД (для ГОМТ №1 – 44,1%, рис. 4.6 а). Область с $\eta \geq 0,8$ у ГОМТ №2 составляет 48,2% (для ГОМТ №1 – 21,2%), а область с $\eta \geq 0,85$ – 21,4% (для ГОМТ №1 – 13,3%). На втором транспортном диапазоне для ГОМТ №2 область с $\eta \geq 0,7$ составляет 86,2% от общего поля КПД (для ГОМТ №1 – 45,1%). Область с $\eta \geq 0,8$ – 76,6% от общего поля КПД (для ГОМТ №1 – 24,0%), а область с $\eta \geq 0,85$ – 56,3% (для ГОМТ №1 – 10,1%). Таким образом, можно однозначно сделать вывод о большей эффективности с точки зрения КПД, а следовательно и по топливной экономичности, трансмиссии ГОМТ №2 по сравнению с ГОМТ №1.

Результаты построения универсальных характеристик двухпоточной бесступенчатой электромеханической трансмиссии (ЭМТ) с выбранными выше оптимальными параметрами и максимальным КПД, подробно рассмотренной в подразделе 3.5 (рис. 3.23), приведены на рис. 4.9.



а) первый тяговый диапазон



б) второй тяговый диапазон

Рис. 4.9. Результаты построения универсальных характеристик двухпоточной бесступенчатой электромеханической трансмиссии (ЭМТ)

Анализ областей с относительно высоким КПД для ЭМТ по аналогии и для сравнения, например, с ГОМТ №2 дает следующее. На первом тяговом диапазоне у ЭМТ область с $\eta \geq 0,7$ составляет от общего поля КПД 45,8% (для ГОМТ №2 – 58,1%). Область с $\eta \geq 0,8$ у ЭМТ составляет 22,4% (для ГОМТ №2 – 48,2%), а область с $\eta \geq 0,85$ – всего 6,9% (для ГОМТ №2 – 21,4 %).

На втором транспортном диапазоне для ЭМТ область с $\eta \geq 0,7$ составляет 52,2% от общего поля КПД (для ГОМТ №2 – 86,2%). Область с $\eta \geq 0,8$ для ЭМТ – 19,1% от общего поля КПД (для ГОМТ №2 – 76,6%), а область с $\eta \geq 0,85$ – 5,9 % (для ГОМТ №2 – 56,3%).

Таким образом, построение универсальных характеристик двухпоточных бесступенчатых ГОМТ и ЭМТ позволяет сравнивать различные варианты трансмиссий, имеющие различную кинематическую и структурную схему или различающиеся только вектором конструктивных параметров. Это дает возможность наглядно представить основные технические характеристики трансмиссий и выбрать наиболее эффективную кинематическую схему для конкретного шахтного дизелевоза.

Следует отметить, что универсальные характеристики ГОМТ и ЭМТ могут служить не только для сравнения разных альтернативных вариантов указанного типа трансмиссий, но и для оценки тех или иных конструктивных изменений в конкретной трансмиссии. Например, изменение рабочего объема гидромашин, изменение статической регулировочной характеристики ГОМТ путем выбора нового вектора конструктивных параметров могут улучшить универсальные характеристики трансмиссии и основные технико-экономические показатели дизелевоза в целом.

Универсальные характеристики для ступенчатой механической трансмиссии (СМТ) штатного дизелевоза представлены на рис. 4.10 и имеют тривиальный вид, поскольку отражают постоянный КПД, равный 0,95 по всей площади характеристик (ниже горизонтального отрезка АВ, см. рис. 4.10).

Выводы:

1. Сформулировано определение универсальных характеристик для бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов: это множества равных значений основных технических показателей трансмиссии (полный КПД трансмиссии; полный КПД ГОП или ЭП; перепад рабочего давления в ГОП; суммарные внешние утечки в ГОП; мощность тепловыделений, потери мощности отдельно в гидравлической (электрической) и механической ветвях трансмиссии, мгновенный расход топлива и т. п.), визуально представленные в виде поля (множества точек) под графиком динамического фактора D как функции скорости V дизелевоза с нанесенными на нем изолиниями или топографическими линиями.

2. Универсальные характеристики для бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов представляют собой объективную интегральную оценку всего возможного поля рабочих режимов бесступенчатых трансмиссий, работающих в составе шахтных дизель-поездов и являются наглядной критериальной оценкой.

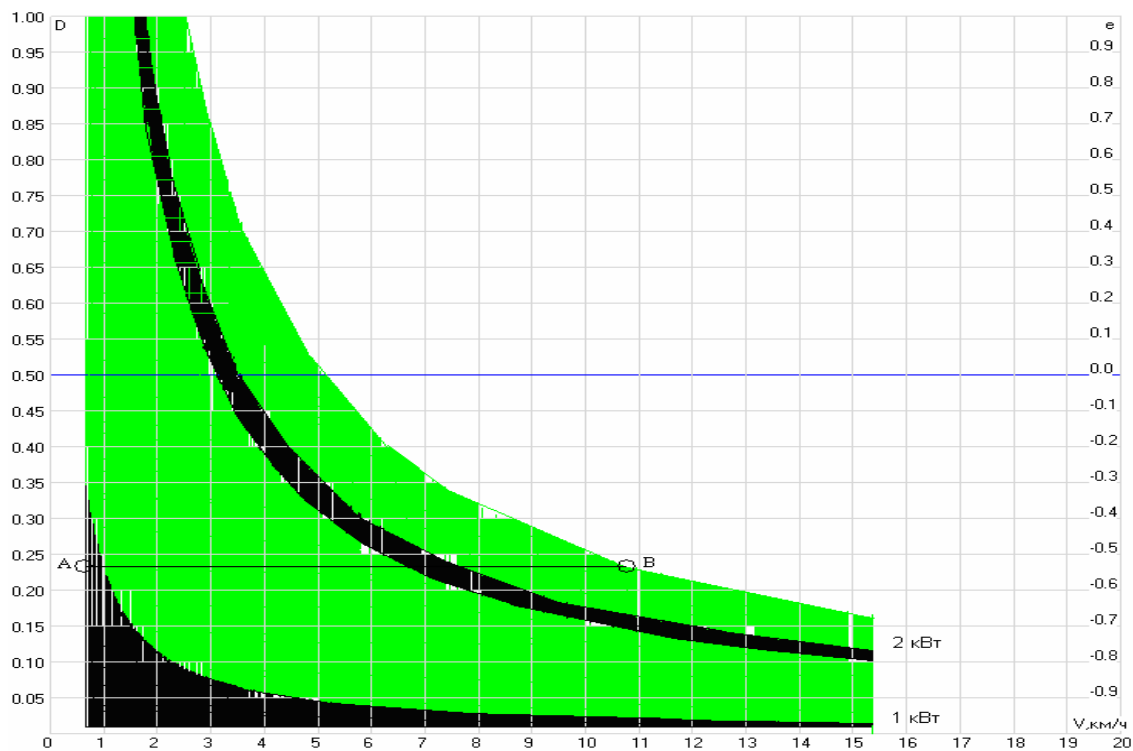


Рис. 4.10. Результаты построения универсальных характеристик СМТ

3. На основе адаптированной для бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов методики впервые построены, проанализированы и сравнены универсальные характеристики для альтернативных вариантов трансмиссий – двух ГОМТ, ЭМТ и СМТ. Анализ определил наиболее эффективную бесступенчатую трансмиссию (ГОМТ №2) в составе шахтного дизелевоза с точки зрения КПД во всем диапазоне рабочих режимов.

4.4. Динамика шахтного дизелевоза со ступенчатой трансмиссией

Механическую передачу применяют, как правило, только на тепловозах малой мощности, предназначенных для легкой маневровой работы на промышленном транспорте (мотовозы, автодрезины и др.). Эти локомотивы оборудованы, как правило, автомобильными или тракторными двигателями внутреннего сгорания. Кроме механических, на них применяют и гидромеханические передачи. Мотовозы развивают силу тяги 20 – 60 кН. Они предназначены для работы на станциях, промышленных предприятиях, подъездных путях и дистанциях связи. Производство мотовозов налажено как для широкой, так и для узкой колеи. Принципиальная схема силовой установки тепловоза с механической передачей представлена на рис 4.11.

При трогании с места муфта ГМ (рис. 4.11) работает в режиме скольжения, и частота вращения коленчатого вала дизеля увеличивается от $n_{д \text{ min}}$ до $n_{д \text{ max}}$. Для дальнейшего увеличения скорости необходимо выполнить переключение в коробке передач. Машинист включает муфты ГМ и M_1 (рис. 4.11), что обеспечивает работу с максимальным передаточным отношением μ_{max} .

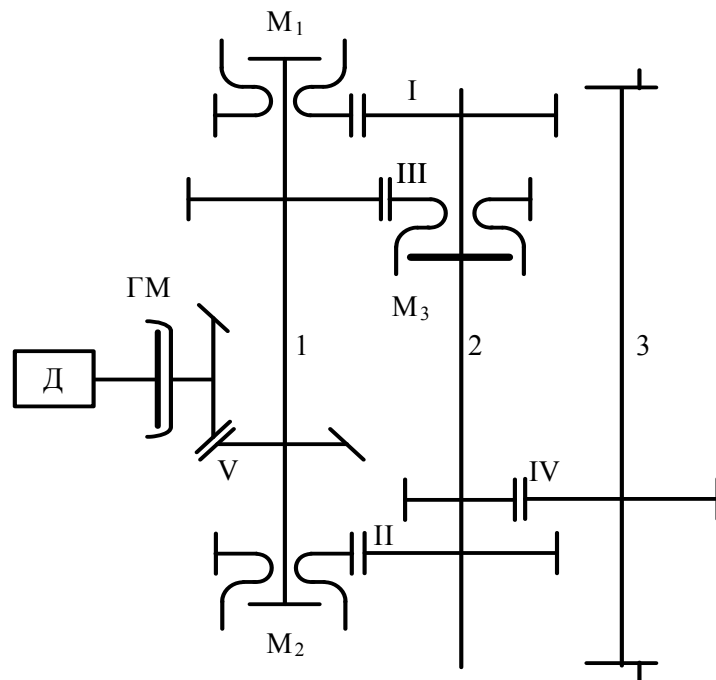


Рис. 4.11. Принципиальная схема силовой установки тепловоза с механической передачей: 1,2 – валы коробки передач (КП); 3 – выходной вал КП; Д – дизель; ГМ – главная муфта; M_1 , M_2 , M_3 – муфты переключения скоростей; I, II, III, IV, V – пары цилиндрических и конических зубчатых колёс

Прежде чем включить муфту ГМ, машинист снижает частоту вращения коленчатого вала дизеля до величины, которая при новом передаточном отношении будет соответствовать скорости движения тепловоза. Дальнейшее увеличение скорости происходит аналогично в результате того, что машинист включает и выключает муфты M_1 , M_2 или M_3 (рис. 4.11) в определенной последовательности, синхронизирует каждый раз частоту вращения коленчатого вала дизеля и скорости движения тепловоза.

4.4.1. Динамическая модель ступенчатой механической трансмиссии дизельного тепловоза.

Математическое моделирование сложных механических систем ставит своей целью облегчение, удешевление и ускорение процесса как разработки принципиально новой техники, так и совершенствования, путем оптимизации, параметров существующей. Однако для таких сложных динамических систем как самоходные машины создание полных математических моделей, описывающих движение машины в целом и работу всех ее подсистем, всегда являлось трудноразрешимой задачей. Проблемы, как правило, объяснялись громоздкостью систем дифференциальных уравнений и трудностями связанными с их решением. Поэтому в литературе, посвященной этому вопросу, просматривается тенденция разделения задач на анализ высоко- или низкочастотных колебательных процессов, выделения отдельных подсистем в автономные динамические задачи и использования всевозможных упрощений и допущений вплоть до полной линеаризации системы. Однако в прочностных расчетах, когда необходимо точно количественно оценить напряженно-деформированное

состояние сложной пространственной детали, исследователи отказываются от классических аналитических зависимостей сопротивления материалов, требующих непропорциональных упрощений и допущений, в пользу расчетов с применением метода конечных элементов.

Применение сравнительно простых способов расчета по аналитическим зависимостям, позволяющих не столько количественно, сколько качественно оценить влияние на эксплуатационные характеристики того или иного параметра и сейчас не утратило своей актуальности. Такие способы расчета особенно важны при оценочном решении задачи в условиях, когда создается совершенно новый объект и многие его параметры еще не определены, а выбранные могут существенно корректироваться или изменяться. В данном случае при установлении целесообразности использования того или иного типа трансмиссии в приводе шахтного дизелевоза и определении эксплуатационных характеристик машины в отсутствие реального объекта (опытного образца) или при экономической нецелесообразности его использования для проведения численных экспериментов предлагается использовать комплексные функциональные математические модели (КФММ) локомотива во взаимодействии с рельсовым путём и машинистом, позволяющие создать универсальную динамическую структуру локомотива, наполняемую как элементами «конструктора» моделями основных подсистем разного уровня сложности.

Математическая модель должна быть адекватной, универсальной и экономичной. Адекватной модель считается в том случае, если она отражает исследуемые свойства объекта с приемлемой точностью. Точность оценивается степенью совпадения рассчитанных в процессе моделирования значений выходных параметров и значений характеристик, полученных экспериментально на опытном образце. Адекватность модели может достигаться не во всем пространстве внешних параметров функционирования объекта, а только в конкретной ограниченной области этих параметров, которая называется областью адекватности модели. Универсальность модели характеризуется полнотой структуры исследуемого объекта и количеством учитываемых в ней внутренних, внешних и выходных параметров. Чем этих параметров больше, тем модель универсальнее, однако для работы с ней требуются большие вычислительные ресурсы. Экономичность модели определяется затратами машинного времени и оперативной памяти ЭВМ. Последнее требование с первыми двумя находится в противоречии, для снятия которого необходимо искать компромиссное решение, наиболее полно удовлетворяющее всем трем требованиям.

При составлении математической модели на первом этапе обычно используется метод декомпозиции общей структуры локомотива на подсистемы, для каждой из которых разрабатывается своя функциональная математическая модель. Затем, с учетом топологии системы, они объединяются в КФММ.

Особенностью колесных машин является наличие неголономных (кинематических) связей, осуществляемых элементами движителей между динамическими системами машины и опорной поверхностью (рельсом.). Эти связи выражают зависимости между скоростями точек системы, не сводящиеся к зависимостям между ее координатами. Уравнения таких связей не интегрируются.

Наличие неголономных связей требует особого подхода к построению модели. Суть его заключается в том, что декомпозиция общей структуры системы на отдельные подсистемы осуществляется путем выделения неголономных связей в отдельную подсистему (или подсистемы). Поскольку при этом уравнения неголономных связей содержат производные обобщенных координат всех выделенных подсистем, они объединяют отдельные неавтономные подсистемы в единую систему.

Для получения математической модели системы в этом случае необходимо использовать уравнения с множителями Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_m} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_m} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_m} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_m} = Q_m + \sum_{v=1}^d \lambda_v A_{vm} \quad (4.29)$$

$$\sum_{m=1}^s A_{vm} \dot{q}_m + A_v = 0, \text{ где } m = 1, s \text{ и } v = 1, d,$$

где T и Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергия системы;

Φ – диссипативная функция Рэля;

q_m – обобщенные координаты;

Q_m – обобщенные силы;

λ_v – неопределенные множители Лагранжа;

A_{vm}, A_v – коэффициенты уравнений неголономных связей;

s – число обобщенных координат;

d – число неголономных связей.

Для каждой из подсистем определяют кинетическую и потенциальную энергии, функцию Рэля, число степеней свободы и выбирают обобщенные координаты. Составляют уравнения голономных (позиционных) связей, а кинетическую, потенциальную энергии и функцию Рэля выражают функциями обобщенных координат. Затем рассматривают неголономные связи и записывают их уравнения.

При определении обобщенных сил Q_m принимают во внимание, что рассматриваемые динамические системы неконсервативны, и используют соотношение

$$Q_m = \frac{\sum_{i=1}^n \delta W_i}{\delta q_m}, \quad (4.30)$$

где δW_i – работа i -й силы на возможном перемещении системы;

δq_m – вариация обобщенной координаты.

Здесь учитываются все внешние силы, действующие на динамическую систему, а также внутренние силы трения (реакции неидеальных связей).

При составлении математических моделей предполагается сочетание теоретического и экспериментального подходов. Дело в том, что математические модели многих подсистем машин для теоретического описания происходящих

в них динамических процессов настолько громоздки, что для подробного рассмотрения требуют анализа не в составе изделия в целом. К таким подсистемам относятся, в частности, двигатель, колесо взаимодействующее с рельсом и некоторые другие. Для получения их математических моделей с целью упрощения может применяться кибернетический метод «черного ящика» с определенными экспериментально внешними и регуляторными характеристиками, передаточными функциями и т.п.

КФММ, кроме модели динамической системы собственно локомотива, включают математические модели возмущающих и управляющих воздействий со стороны взаимодействующих с ней систем, т.е. внешней среды и машиниста (рис 4.12). Наиболее простой способ моделирования действий машиниста состоит в формировании законов воздействия на органы управления в зависимости от времени с учетом обратной связи по поведению машины. Более сложные математические модели машиниста учитывают условия стационарности (отсутствие ухудшения качества управления локомотивом), адаптивности (приспособляемость к изменяющимся условиям управления), схему визирования, а также условия отражающие его сенсорную (умственную) и моторную (мышечную) деятельность.



Рис. 4.12. Схема функционального взаимодействия в системе машинист – локомотив – внешняя среда

Среда (рельсовый путь) может быть представлена вероятностным методом или детерминистическим. При вероятностном подходе моделирования местности для основных характеристик задаются их математические ожидания,

дисперсии и законы распределения. При детерминистическом подходе для каждой точки пути необходимо задать набор таких параметров, как коэффициент сопротивления качению, продольного и поперечного сцепления, абсолютная высота точки и т.п.

В результате декомпозиции динамической системы локомотива можно выделить три основные относительно автономные подсистемы:

- двигатель – трансмиссия – ведущие колеса;
- рама (кузов) – система подвешивания – движитель;
- колесо – опорная поверхность (рельсовый путь).

Для полноты КФММ она должна содержать все указанные внутренние и внешние подсистемы, с различной степенью детализации в зависимости от типа решаемых задач. В этом разделе детально рассмотрим построение моделей подсистем двигатель – трансмиссия – ведущие колеса, рама (кузов) – система подвешивания – движитель и их интеграцию в КФММ на примере шахтного дизель-локомотива с механической трансмиссией. Для описания контактного взаимодействия колеса и рельса при качении (подсистема колесо – рельсовый путь) воспользуемся результатами изложенными в предыдущем разделе настоящей работы.

4.4.2. Моделирование подсистемы двигатель – трансмиссия – ведущие колеса.

Ключевым моментом при моделировании данной подсистемы является приведение реальной схемы трансмиссии к расчетной. В зависимости от того, для каких целей планируется использовать КФММ, следует определить количество приведенных масс и соответственно обобщенные координаты в системе. Так, например, для случаев исследования динамики разгона шахтного локомотива без детального анализа влияния типа трансмиссии на ходовые качества последнюю не обязательно представлять очень детально, а достаточно представить в виде многомассовой комбинированной модели (рис. 4.13), которая в соответствии с расчетной схемой (рис. 4.14) описывается системой уравнений (4.31).

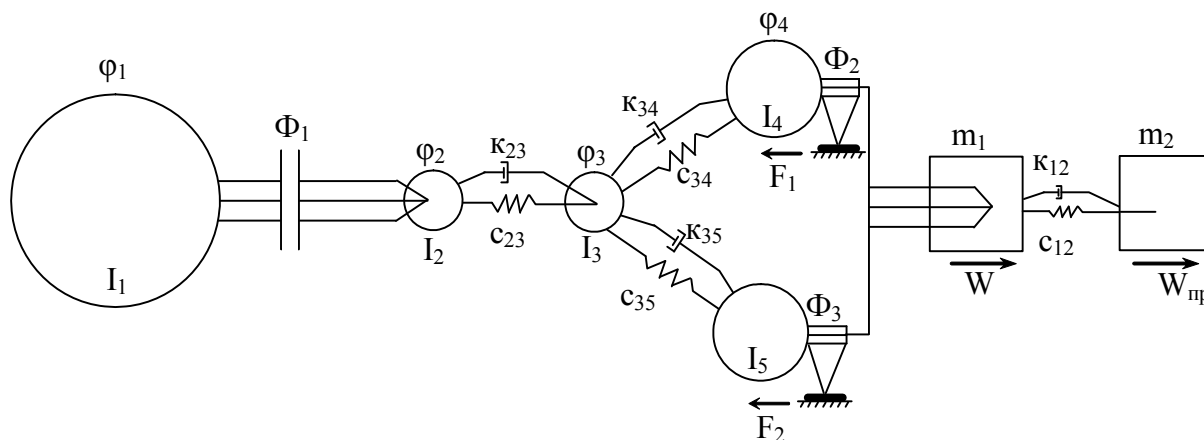


Рис. 4.13. Многомассовая комбинированная динамическая модель локомотива

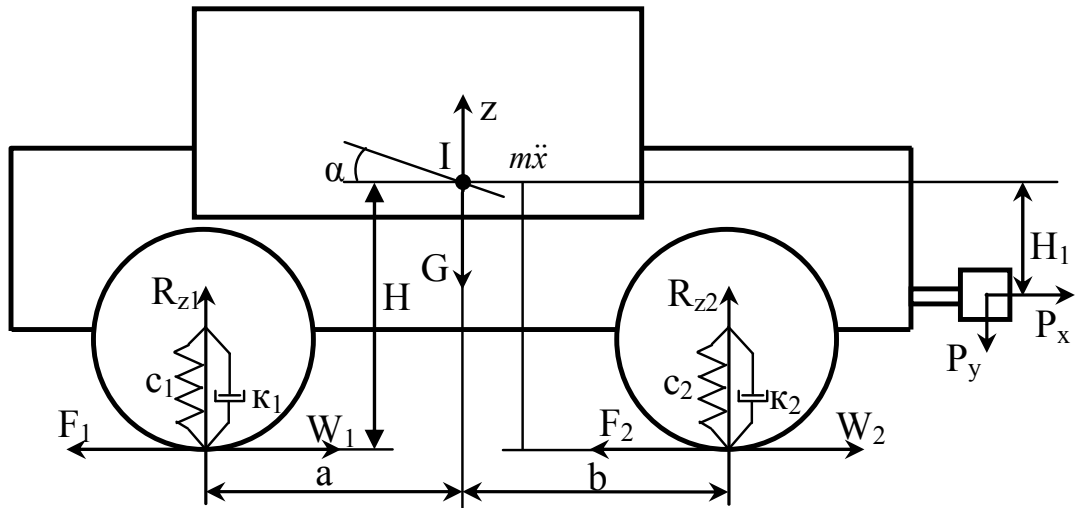


Рис. 4.14. Расчетная схема сил действующих на дизелевоз

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_o(t) - M_\phi(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 &= M_o(t) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - k_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - \\
 &\quad - c_{35}(\varphi_3 - \varphi_5) - k_{35}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_5); \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - k_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - F_1 R_1 / i_1 \eta_1; \\
 J_5 \ddot{\varphi}_5 &= c_{35}(\varphi_3 - \varphi_5) - k_{35}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_5) - F_2 R_2 / i_2 \eta_2; \\
 m_1 \ddot{x}_1 &= F_1 + F_2 - W - c_{12}(x_1 - x_2) - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \\
 m_2 \ddot{x}_2 &= c_{12}(x_1 - x_2) - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - W_{\text{ПП}}; \\
 J \ddot{\alpha} &= (F_1 + F_2 - W)H - [c_{12}(x_1 - x_2) - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]H_1 + \\
 &\quad + z(c_2 b - c_1 a) + \dot{z}(k_2 b - k_1 a) - \alpha(c_2 b^2 - c_1 a^2) - \dot{\alpha}(k_2 b^2 - k_1 a^2); \\
 m_1 \ddot{z} &= -z(c_1 + c_2) - \dot{z}(k_1 + k_2) + \alpha(c_2 b - c_1 a) + \dot{\alpha}(k_2 b - k_1 a),
 \end{aligned} \tag{4.31}$$

где $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ – углы поворота, угловые скорости и угловые ускорения соответствующих маховых масс;

M_o и M_ϕ – крутящий момент двигателя и момент трения фрикционной муфты соответственно;

i_1, η_1 – передаточное число и КПД трансмиссии от передних ведущих колес до двигателя;

i_2, η_2 – передаточное число и КПД трансмиссии от задних ведущих колес до двигателя;

x, \dot{x}, \ddot{x} – горизонтальные перемещения, скорости и ускорения масс дизелевоза;

z, \dot{z}, \ddot{z} – вертикальные перемещения, скорости и ускорения дизелевоза;

$\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ – угол поворота, угловая скорость и угловое ускорение дизелевоза вокруг горизонтальной оси, проходящей через его центр тяжести;

J_1 – приведенный момент инерции вращающихся и прочих движущихся масс двигателя;

J_2 – приведенный момент инерции вращающихся деталей ведомой части муфты сцепления;

J_3 – приведенный момент инерции вращающихся деталей трансмиссии;

J_4, J_5 – приведенные моменты инерции передних и задних колес с приводом;

m_1, m_2 – массы дизелевоза и прицепной части соответственно;

c_{23} и k_{23} – эквивалентная жесткость и демпфирование деталей трансмиссии;

c_{34} и k_{34}, c_{35} и k_{35} – жесткость и демпфирование привода передних и задних колес соответственно;

c_{12} и k_{12} – жесткость и коэффициент демпфирования буферно-сцепного устройства;

F_1 и F_2 – касательные силы тяги, развиваемые передними и задними ведущими колесами;

W и W_{np} – сила сопротивления движению дизелевоза и прицепной части;

c_1, k_1 и c_2, k_2 – радиальная жесткость и коэффициенты демпфирования в радиальном направлении рельсового пути;

a, b и H – продольные и вертикальные координаты центра тяжести дизелевоза;

H_1 – вертикальная координата точки приложения нагрузки на сцепное устройство.

Если при помощи разрабатываемой КФММ предполагается исследовать нагрузочные режимы элементов трансмиссии, то без учета высокочастотных процессов и детального моделирования податливостей, демпфирующих характеристик и зазоров внутри редукторных агрегатов не обойтись. В этом случае значительно возрастает число обобщенных координат в рассматриваемой подсистеме, но без их учета невозможно достоверно промоделировать объект исследования.

Двигатель в рассматриваемом классе моделей, как правило, представляется в виде кибернетического «черного ящика» со своими выходными характеристиками и передаточными функциями. В зависимости от предполагаемого уровня детализации внешней системы «машинист» и рассматриваемых режимов движения, могут использоваться математические модели от простейших, в которых заложена только внешняя характеристика, до более сложных, учитывающих динамику переходных процессов топливоподачи. Расчетная схема динамической модели подсистемы двигатель – трансмиссия – ведущие колёса шахтного дизелевоза представлена на рис. 4.15.

Для расчетной схемы представленной на рис. 4.15 выделяется 10 обобщенных координат:

- угол поворота коленчатого вала двигателя φ_1 ;
- угол поворота ведомого диска сцепления φ_2 ;
- углы поворота фланцев карданных валов привода первой и второй колесных пар φ_{34} и φ_{35} ;
- углы поворота осевых шестерен и осей колесных пар φ_{67} и φ_{89} ;
- углы поворота ведущих колес $\varphi_6, \varphi_7, \varphi_8, \varphi_9$.

В динамической модели учтены упругости только демпфера крутильных колебаний, карданных валов привода колесных пар и полускатов. Остальные

валы считаются абсолютно жесткими. Фиксированный момент трения учитывался только на дисках сцепления и в демпфере крутильных колебаний. Расчеты остальных потерь на трение производились через коэффициенты полезного действия соответствующих элементов. Приведенные коэффициенты демпфирования учитывались для всех упругих элементов подсистемы.

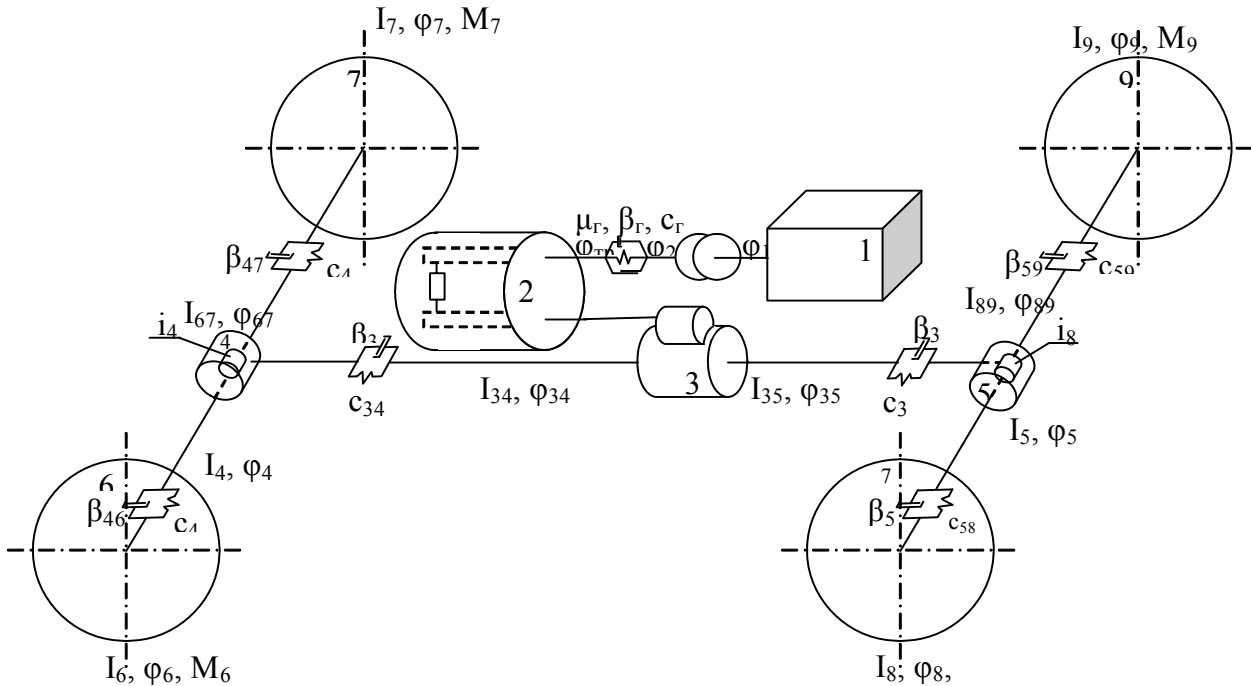


Рис. 4.15. Схема динамической модели подсистемы двигатель – трансмиссия – ведущие колёса шахтного дизелевоза: 1 – двигатель; 2 – коробка передач; 3 – раздаточная коробка; 4,5 – осевые редукторы; 6, 7, 8, 9 – колеса

Кинетическая энергия системы согласно теореме Кенига определяется, как

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 I_i \dot{\varphi}_i^2 + \frac{I_{TP} (\dot{\varphi}_{34} + \dot{\varphi}_{35})^2}{8} + \frac{I_{34} \dot{\varphi}_{34}^2}{2} + \frac{I_{35} \dot{\varphi}_{35}^2}{2} + \frac{I_4 \dot{\varphi}_{67}^2 i_4}{2} + \frac{I_5 \dot{\varphi}_{89}^2 i_5}{2} + \frac{I_{67} \dot{\varphi}_{67}^2}{2} + \frac{I_{89} \dot{\varphi}_{89}^2}{2} + \frac{1}{2} \sum_{i=6}^9 I_i \dot{\varphi}_i^2, \quad (4.32)$$

где I_1 – момент инерции двигателя, маховика и ведущих элементов сцепления; I_2 – момент инерции ведомого диска сцепления без демпфера крутильных колебаний и ступицы;

I_{TP} – приведенный к входному валу КП момент инерции трансмиссии, включающий в себя моменты инерции с учетом передаточных отношений: ступицы ведомого диска сцепления, входного вала КП, промежуточного и выходного вала КП, карданного вала соединяющего КП и РК, всех валов РК до выходных шестерен привода первой и второй колесных пар;

I_{34} и I_{35} – приведенные к соответствующим выходным валам РК моменты инерции элементов РК от выходных шестерен привода первой и второй колес-

ных пар до фланцев соединения с карданом;

I_4, I_5 – приведенные моменты инерции ведущей шестерни осевого редуктора и карданного вала первой и второй колесных пар;

I_{67} и I_{89} – приведенные моменты инерции оси и зубчатого колеса соответствующих колесных пар;

I_6, I_7, I_8, I_9 – приведенные моменты инерции колес;

i_4 и i_5 – передаточные отношения осевых редукторов. Угол поворота входного вала коробки передач (трансмиссии) φ_{TP} вычисляется как полусумма углов поворота фланцев карданных валов привода первой и второй колесных пар φ_{34} и φ_{35} , а углы поворота ведущих шестерён осевых редукторов по формулам: $\varphi_4 = \varphi_{67}i_4$ и $\varphi_5 = \varphi_{89}i_5$.

При определении потенциальной энергии подсистемы будем рассматривать такое ее возможное перемещение, при котором все относительные перемещения элементов системы малы, а характеристики упругих элементов на этих перемещениях линейны. После составления дифференциальных уравнений обозначенное допущение устранится введением, где это необходимо, нелинейных характеристик упругих элементов.

Потенциальная энергия системы определяется по выражению

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[c_{\Gamma} \left(\varphi_2 - \frac{(\varphi_{34} + \varphi_{39})i_{TP}}{2} \right)^2 + c_{34} (\varphi_{34} - \varphi_{67}i_4)^2 + c_{35} (\varphi_{35} - \varphi_{89}i_5)^2 + c_{46} (\varphi_{67} - \varphi_6)^2 + c_{47} (\varphi_{67} - \varphi_7)^2 + c_{58} (\varphi_{89} - \varphi_8)^2 + c_{59} (\varphi_{89} - \varphi_9)^2 \right], \quad (4.33)$$

где c_{Γ} – жесткость демпфера крутильных колебаний;

c_{34}, c_{35} – жесткости карданных валов привода соответствующего моста;

c_{ij} – жесткость оси привода соответствующего колеса.

Диссипативная функция Рэлея подсистемы вычисляется по формуле

$$\Phi = \frac{1}{2} \left[\beta_{\Gamma} \left(\dot{\varphi}_2 - \frac{(\dot{\varphi}_{34} + \dot{\varphi}_{39})i_{TP}}{2} \right)^2 + \beta_{34} (\dot{\varphi}_{34} - \dot{\varphi}_{67}i_4)^2 + \beta_{35} (\dot{\varphi}_{35} - \dot{\varphi}_{89}i_5)^2 + \beta_{46} (\dot{\varphi}_{67} - \dot{\varphi}_6)^2 + \beta_{47} (\dot{\varphi}_{67} - \dot{\varphi}_7)^2 + \beta_{58} (\dot{\varphi}_{89} - \dot{\varphi}_8)^2 + \beta_{59} (\dot{\varphi}_{89} - \dot{\varphi}_9)^2 \right], \quad (4.34)$$

где β_{Γ} – коэффициент неупругого сопротивления демпфера крутильных колебаний;

β_{34}, β_{35} – коэффициент неупругого сопротивления карданного вала привода соответствующего моста;

β_{ij} – коэффициент неупругого сопротивления оси привода соответствующего колеса.

Вычислим необходимые производные от кинетической и потенциальной энергии подсистемы, а также от ее функции Рэля:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = I_1 \ddot{\varphi}_1;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = I_2 \ddot{\varphi}_2;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{34}} \right) = \left(\frac{I_{TP}}{4} + I_{34} \right) \ddot{\varphi}_{34} + \frac{I_{TP}}{4} \ddot{\varphi}_{35};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{35}} \right) = \left(\frac{I_{TP}}{4} + I_{35} \right) \ddot{\varphi}_{35} + \frac{I_{TP}}{4} \ddot{\varphi}_{34};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{67}} \right) = (I_4 i_4 + I_{67}) \ddot{\varphi}_{67};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{89}} \right) = (I_5 i_5 + I_{89}) \ddot{\varphi}_{89};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) = I_i \ddot{\varphi}_i;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = c_\Gamma \left(\varphi_2 - \frac{(\varphi_{34} + \varphi_{35}) i_{TP}}{2} \right) = M_\Gamma;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{34}} = -\frac{c_\Gamma i_{TP}}{2} \left(\varphi_2 - \frac{(\varphi_{34} + \varphi_{35}) i_{TP}}{2} \right) + c_{34} (\varphi_{34} - \varphi_{67} i_4) = -\frac{M_\Gamma i_{TP}}{2} + M_{34};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{35}} = -\frac{c_\Gamma i_{TP}}{2} \left(\varphi_2 - \frac{(\varphi_{34} + \varphi_{35}) i_{TP}}{2} \right) + c_{35} (\varphi_{35} - \varphi_{89} i_5) = -\frac{M_\Gamma i_{TP}}{2} + M_{35};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{67}} = -i_4 c_{34} (\varphi_{34} - i_4 \varphi_{67}) + c_{46} (\varphi_{67} - \varphi_6) + c_{47} (\varphi_{67} - \varphi_7) = -i_4 M_{34} + M_{46} + M_{47};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{89}} = -i_5 c_{35} (\varphi_{35} - i_5 \varphi_{89}) + c_{58} (\varphi_{89} - \varphi_8) + c_{59} (\varphi_{89} - \varphi_9) = -i_5 M_{35} + M_{58} + M_{59};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_6} = -c_{46} (\varphi_{67} - \varphi_6) = -M_6;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_7} = -c_{47} (\varphi_{67} - \varphi_7) = -M_7;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_8} = -c_{58} (\varphi_{89} - \varphi_8) = -M_8;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_9} = -c_{59} (\varphi_{89} - \varphi_9) = -M_9;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_2} &= \beta_{\Gamma} \left(\dot{\varphi}_2 - \frac{(\dot{\varphi}_{34} + \dot{\varphi}_{35}) i_{TP}}{2} \right) = M_{Д(\Gamma)}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{34}} &= -\frac{\beta_{\Gamma} i_{TP}}{2} \left(\dot{\varphi}_2 - \frac{(\dot{\varphi}_{34} + \dot{\varphi}_{35}) i_{TP}}{2} \right) + \beta_{34} (\dot{\varphi}_{34} - \dot{\varphi}_{67} i_4) = -\frac{M_{Д(\Gamma)} i_{TP}}{2} + M_{Д34}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{35}} &= -\frac{\beta_{\Gamma} i_{TP}}{2} \left(\dot{\varphi}_2 - \frac{(\dot{\varphi}_{34} + \dot{\varphi}_{35}) i_{TP}}{2} \right) + \beta_{35} (\dot{\varphi}_{35} - \dot{\varphi}_{89} i_5) = -\frac{M_{Д(\Gamma)} i_{TP}}{2} + M_{Д35}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{67}} &= -i_4 \beta_{34} (\dot{\varphi}_{34} - i_4 \dot{\varphi}_{67}) + \beta_{46} (\dot{\varphi}_{67} - \dot{\varphi}_6) + \beta_{47} (\dot{\varphi}_{67} - \dot{\varphi}_7) = -i_4 M_{Д34} + M_{Д46} + M_{Д47}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_{89}} &= -i_5 \beta_{35} (\dot{\varphi}_{35} - i_5 \dot{\varphi}_{89}) + \beta_{58} (\dot{\varphi}_{89} - \dot{\varphi}_8) + \beta_{59} (\dot{\varphi}_{89} - \dot{\varphi}_9) = -i_5 M_{Д35} + M_{Д58} + M_{Д59}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_6} &= -\beta_{46} (\dot{\varphi}_{67} - \dot{\varphi}_6) = -M_{Д6}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_7} &= -\beta_{47} (\dot{\varphi}_{67} - \dot{\varphi}_7) = -M_{Д7}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_8} &= -\beta_{58} (\dot{\varphi}_{89} - \dot{\varphi}_8) = -M_{Д8}; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_9} &= -\beta_{59} (\dot{\varphi}_{89} - \dot{\varphi}_9) = -M_{Д9}; \end{aligned}$$

На следующем этапе определим работу сил на возможных перемещениях подсистемы. Учитывается работа внешних сил, приложенных к подсистеме, внутренних реакций неидеальных связей (сил трения), крутящего момента двигателя и тормозных моментов. Общее выражение для определения работы силы на возможном перемещении имеет вид:

$$\delta W_i = \vec{F}_i \delta \vec{r}_i, \quad (4.35)$$

где \vec{F}_i – вектор силы;

$\delta \vec{r}_i$ – вариация радиуса-вектора точки приложения силы.

Работа сил и моментов, действующих в подсистеме двигатель – трансмиссия – ведущие колеса дизелевоза, на возможных перемещениях вычисляется по следующим выражениям:

работа двигателя

$$\delta W_1 = M_1 \delta \varphi_1; \quad (4.36)$$

работа сил трения в трансмиссии

$$\begin{aligned} \delta W_{\text{трения}} = & -(1 - \eta_{TP}) i_{TP} M_{\Gamma} \text{sign} M_{\Gamma} \frac{\delta \varphi_{34} + \delta \varphi_{35}}{2} - \\ & -(1 - \eta_{ГП}) i_{ГП} (M_{34} \text{sign} M_{34} \delta \varphi_{67} i_4 + M_{35} \text{sign} M_{35} \delta \varphi_{89} i_5) \end{aligned} \quad ; \quad (4.37)$$

работа сил трения в демпфере крутильных колебаний

$$\delta W_{\Gamma} = -M_{\Gamma} \left(\delta \varphi_2 - i_{TP} \frac{\delta \varphi_{34} + \delta \varphi_{35}}{2} \right); \quad (4.38)$$

работа тормозных моментов определяется как работа тормозных механизмов

$$\delta W_{TM} = -\sum_i M_{TMi} \delta \varphi_i. \quad (4.39)$$

где η_{TP} , $\eta_{ГП}$ – соответственно коэффициенты полезного действия трансмиссии (КП+РК) и главной передачи;

M_{Γ} – момент трения на демпфере крутильных колебаний.

В результате выражения для обобщенных сил подсистемы имеет вид:

$$\begin{aligned} Q(\varphi_1) &= M_1; \\ Q(\varphi_2) &= -M_{\mu\Gamma}; \\ Q(\varphi_{34,35}) &= \frac{(M_{\Gamma} - (1 - \eta_{TP}) M_{\Gamma} \text{sign} M_{\Gamma}) i_{TP}}{2}; \\ Q(\varphi_{67}) &= -\frac{(1 - \eta_{ГП}) i_4}{2} M_{34} \text{sign} M_{34}; \\ Q(\varphi_{89}) &= -\frac{(1 - \eta_{ГП}) i_5}{2} M_{35} \text{sign} M_{35}; \\ Q(\varphi_i) &= M_i \text{sign} M_i - M_{TMi}. \end{aligned} \quad (4.40)$$

Подставив все полученные выражения (4.31) – (4.40) в уравнение Лагранжа 2-го рода, запишем систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_1 - M_2; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + M_{\Gamma} + M_{D(\Gamma)} &= -M_{\Gamma} + M_2; \\ \left(I_{34} + \frac{1}{4} I_{TP} \right) \ddot{\varphi}_{34} + \frac{1}{4} I_{TP} \ddot{\varphi}_{35} - \frac{M_{\Gamma} i_{TP}}{2} + M_{34} - \frac{M_{D(\Gamma)} i_{TP}}{2} + M_{D34} &= \\ = \frac{(M_{\Gamma} - (1 - \eta_{TP}) M_{\Gamma} \text{sign} M_{\Gamma}) i_{TP}}{2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left(I_{35} + \frac{1}{4} I_{TP} \right) \ddot{\phi}_{35} + \frac{1}{4} I_{TP} \ddot{\phi}_{34} - \frac{M_{\Gamma} i_{TP}}{2} + M_{35} - \frac{M_{Д(\Gamma)} i_{TP}}{2} + M_{Д35} = \\
& = \frac{(M_{\Gamma} - (1 - \eta_{TP}) M_{\Gamma} \text{sign} M_{\Gamma}) i_{TP}}{2}; \\
& (I_{4i_4} + I_{67}) \ddot{\phi}_{67} - i_4 M_{34} + M_{46} + M_{47} - i_4 M_{Д34} + M_{Д46} + M_{Д47} = \\
& = -\frac{(1 - \eta_{\Gamma\Pi}) i_4}{2} M_{34} \text{sign} M_{34} \quad ; \\
& (I_{5i_5} + I_{89}) \ddot{\phi}_{89} - i_4 M_{35} + M_{58} + M_{59} - i_5 M_{Д35} + M_{Д58} + M_{Д59} = \\
& = -\frac{(1 - \eta_{\Gamma\Pi}) i_4}{2} M_{35} \text{sign} M_{54} \quad ; \\
& I_i \ddot{\phi}_i - M_i - M_{Di} = -M_i \text{sign} M_i - M_{ТМi}.
\end{aligned} \tag{4.41}$$

M_1 вычисляется в соответствии с величиной угловой скорости коленчатого вала $\dot{\phi}_1$, полученной из предыдущего шага интегрирования, и управляющим воздействием машиниста на педаль управления подачей топлива $\psi_{\Gamma A3}(t)$ как функции времени [2].

Для дизельных двигателей без учета всережимного регулятора можно использовать упрощенные уравнения регрессии вида [8]:

$$M_1 = a_0 + a_1 \dot{\phi}_1 + a_2 \dot{\phi}_1^2 + a_3 h_p + a_4 \dot{\phi}_1 h_p + a_5 h_p^2, \tag{4.42}$$

где a_i – коэффициенты регрессии, характерные для конкретного двигателя; $h_p = f(\psi_{\Gamma A3}(t))$ – положение рейки топливного насоса как функция управляющего воздействия водителя на педаль управления подачей топлива во времени.

Крутящий момент M_1 , развиваемый дизелем, зависит от угловой скорости коленчатого вала $\omega_1(t)$ и положения рейки топливного насоса $h(t)$. Эти зависимости имеют сложный характер. В работе Крутова В.И. предложены аппроксимирующие зависимости для крутящего момента дизеля. Исследование этих зависимостей позволило получить следующее соотношение для момента однорядного 4-х тактного дизеля типа 4ч10,5/13 (наименование двигателя К-167М1-2) производства ДГ Токмакский дизелестроительный завод им. С.М. Кирова (в настоящее время ОАО «Юждизельмаш»), установленного на мотовозе МРД-900, используемом для апробации математической модели:

$$M_1[\omega_1(t), h(t)] = -1,34 \cdot 10^4 [h(t - \tau) - 0,013] \cdot [1 + 0,12 \cdot 10^{-2} \omega_1(t) - 0,07 \cdot 10^{-4} \omega_1^2(t)] \tag{4.43}$$

Аналогичные соотношения получены и для других (более мощных) дизелей возможных и предполагаемых для установки в качестве силового агрегата шахтного дизелевоза.

Система дифференциальных уравнений, описывающих работу этого дизеля со всережимным регулятором, имеет вид [9]:

$$I_1 \frac{d\omega_1(t)}{dt} = M_{10}[\omega_1(t), h(t - \tau)] - M_{1n}; \quad (4.44)$$

$$T_n^2 \frac{d^2 S(t)}{dt^2} + T_k \frac{dS(t)}{dt} + S(t) = f[\omega_1(t)]; \quad (4.45)$$

$$T_s \frac{dZ(t)}{dt} + Z(t) = S(t); \quad (4.46)$$

$$T_h \frac{dh(t)}{dt^2} + h(t) = K_z Z(t) + K_\alpha \alpha(t), \quad (4.47)$$

где I_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции подвижных частей дизеля;

$\alpha(t)$ – угол поворота рычага управления регулятора топливоподачи;

$S(t)$ – перемещение муфты центробежного чувствительного элемента и связанного с ней золотника сервомотора измерителя;

$Z(t)$ – перемещение поршня сервомотора;

T_n, T_k, T_s, T_h – постоянные времени;

K_z, K_α – коэффициенты усиления.

Уравнение (4.44) является условием динамического равновесия коленчатого вала дизеля.

Уравнение (4.45) описывает динамику центробежного чувствительного элемента, причем функция $f[\omega_1(t)]$ имеет вид [223]:

$$f[\omega_1(t)] = 0,4234 \cdot 10^{-3} + 1,084 \cdot 10^{-7} \omega_1^2(t). \quad (4.48)$$

Уравнение (4.46) описывает динамику сервомотора измерителя, а (4.47) – динамику топливного сервомотора.

Система дифференциальных уравнений (4.44) – (4.47) существенно нелинейна, причем нелинейность системы обусловлена не только наличием нелинейных функций (4.43) и (4.48), но также и наличием времени запаздывания τ между перемещением рейки топливного насоса $\Delta h(t)$ и реализацией соответствующего этому перемещению крутящего момента M_1 (рис. 4.16).

Значения постоянных времени и коэффициентов усиления системы (4.44) – (4.47) при различных угловых скоростях коленчатого вала дизеля и положениях педали управления подачей топлива приведены в табл. 4.1 и 4.2. Значения постоянных времени T_s и T_h не зависят от угловой скорости коленчатого вала и составляют $T_s = 0,5 \cdot 10^{-2}$ с; $T_h = 0,6 \cdot 10^{-2}$ с. Значение момента инерции I_1 для выбранного дизеля составляет $I_1 = 3,17$ Н·м·с².

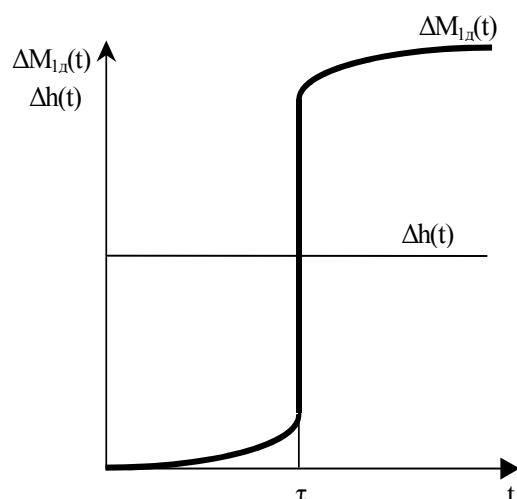


Рис. 4.16. График крутящего момента по отношению к управляющему

Таблица 4.1

Значения постоянных времени при различных угловых скоростях коленчатого вала дизеля

ω_1	80	100	120	140	160	180
T_n	$0,811 \cdot 10^{-2}$	$0,742 \cdot 10^{-2}$	$0,718 \cdot 10^{-2}$	$0,657 \cdot 10^{-2}$	$0,614 \cdot 10^{-2}$	$0,608 \cdot 10^{-2}$
T_k	$6,58 \cdot 10^{-4}$	$5,93 \cdot 10^{-4}$	$5,09 \cdot 10^{-4}$	$4,48 \cdot 10^{-4}$	$4,07 \cdot 10^{-4}$	$3,57 \cdot 10^{-4}$

Таблица 4.2

Значения коэффициентов усиления системы при различных положениях педали управления подачей топлива

α	рад	0,14	0,174	0,181	0,193	0,202	0,223	0,242
K_z	–	-1,48	-2,93	-2,93	-3,09	-3,11	-3,29	-3,11
K_α	м/рад	0,039	0,07	0,072	0,079	0,081	0,088	0,091
α	рад	0,256	0,279	0,304	0,344	0,380	0,412	0,442
K_z	–	-3,75	-3,55	-3,63	-4,23	-4,24	-6,75	-9,24
K_α	м/рад	0,102	0,102	0,101	0,11	0,109	0,165	0,212

Вычисление M_1 производится в соответствии с управляющим воздействием водителя на педаль сцепления $\psi_{сц}(t)$ до тех пор, пока угловые скорости $\dot{\varphi}_1$, и $\dot{\varphi}_2$ не выровняются. Далее, если нагрузка на сцепление не превышает M_1 то первые два дифференциальных уравнения объединяются в одно и система рассматривается как единая масса без боксования.

Разработанная комплексная модель динамических процессов в механической трансмиссии дизелевоза, включающая двигатель – трансмиссию – колесные пары и учитывающая упругости демпфера крутильных колебаний, карданных валов привода редукторов колесных пар и осей колесных пар (остальные валы считаются абсолютно жесткими) позволяет определить динамические параметры системы для анализа характерных рабочих процессов, а также, если

потребуется, и оптимизировать как основные параметры подсистемы так и характеристики дизелевоза в целом.

4.4.3. Моделирование подсистемы рама – система подвешивания – движитель.

Эксплуатационные качества шахтных локомотивов – устойчивость движения и реализация тягового усилия – зависят от типа, конструктивного исполнения и параметров систем подвешивания ходовой части. Основное распространение на шахтных локомотивах получили: индивидуальная, балансирная и коромысловая системы подвешивания. Габаритные ограничения на высоту рамы шахтных локомотивов не позволяют применять многоступенчатую систему подвешивания, распространенную на промышленных и магистральных локомотивах. Поэтому при исследовании характеристик локомотива, движущегося по пути с вертикальными неровностями, его кузов и две колесные пары будем рассматривать как твердые тела соединенные между собой упруго-вязкими связями. Жесткости амортизаторов и рельсового пути примем постоянными, а диссипативные силы – пропорциональными скорости деформации амортизаторов и пути. Предполагается, что на обеих нитях рельсовой колеи имеются вертикальные неровности, которые моделируются в виде синусоидальной функции от пройденного пути:

$$\eta(S) = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi S}{P} + \varphi\right) + \frac{S\alpha}{100\%}, \quad (4.49)$$

где A – амплитуда неровностей;

P – период неровностей;

φ – фазовый сдвиг неровностей;

α – уклон, %.

Для левого и правого рельса все параметры, за исключением уклона, могут быть выбраны различными. В этом случае задачу предлагается решать в усеченной пространственной постановке. Моделирование данной подсистемы базируется на известных методиках [Лазарян, стр. 201] и не претендует на научную новизну.

С учетом поступательного движения кузова и колесных пар вдоль оси пути эта система имеет восемь степеней свободы, т.е. положение любой точки системы в любой момент времени определяется восьмью независимыми координатами. Расчетная схема приведена на рис. 4.17.

Для решения задачи воспользуемся уравнением Лагранжа 2-го рода. В последующих выражениях используются следующие переменные (обобщенные координаты):

z, z_1, z_2 – вертикальные перемещения центров масс соответственно кузова, первой и второй колесных пар (подпрыгивание);

φ – угол поворота кузова локомотива вокруг оси y (галомирование);

ψ – угол поворота кузова локомотива вокруг оси x (боковая качка);

φ_1, φ_2 – углы поворота соответственно первой и второй колесных пар вокруг оси y ;
 x – поступательное перемещение центра масс кузова и колесных пар.

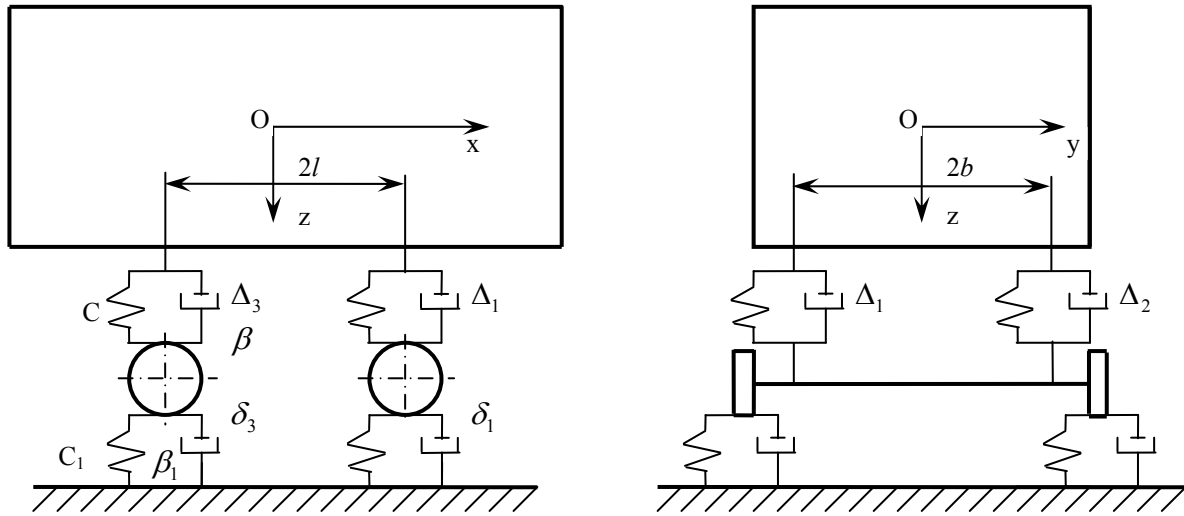


Рис. 4.17. Расчетная схема для определения динамических показателей локомотива

Тогда выражение для кинетической энергии запишется в виде

$$T = \frac{1}{2} m_k \dot{z}_k^2 + \frac{1}{2} J_y \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} J_x \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} m_n \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} J_{1x} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_n \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} J_{1x} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \left(m_k + 2m_n + \frac{2J_{1y}}{R^2} \right) \dot{x}^2, \quad (4.50)$$

где J_y – момент инерции кузова относительно оси y ;

J_x – момент инерции кузова относительно оси x ;

J_{1x}, J_{1y} – моменты инерции колесных пар соответственно оси x и y ;

m_k – масса кузова;

m_n – масса колесной пары.

Для потенциальной энергии имеем

$$\Pi = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^4 c_i \Delta_i^2 + \sum_{i=1}^4 c_{i1} \delta_i^2 \right), \quad (4.51)$$

где Δ_i – сжатие пружин амортизатора;

δ_i – прогибы пути.

Для расчетной схемы (рис.4.17)

$$\Delta_1 = z + \psi b + \varphi l - (z_1 + \varphi_1 b);$$

$$\Delta_2 = z + \psi b + \varphi l - (z_1 - \varphi_1 b);$$

$$\begin{aligned}\Delta_3 &= z + \psi b - \varphi l - (z_2 + \varphi_2 b); \\ \Delta_4 &= z - \psi b - \varphi l - (z_2 - \varphi_2 b).\end{aligned}\quad (4.52)$$

Для малых углов $\operatorname{tg} \varphi = \varphi$, $\operatorname{tg} \psi = \psi$, следовательно

$$\begin{aligned}\delta_1 &= z_1 + \varphi_1 a - \eta_1; & \delta_2 &= z_1 - \varphi_1 a - \eta_2; \\ \delta_3 &= z_2 + \varphi_2 a - \eta_3; & \delta_4 &= z_2 - \varphi_2 a - \eta_4,\end{aligned}\quad (4.53)$$

где η_i – аналитические выражения, описывающие неровности при движении колесных пар;

$2a$ – ширина колеи.

После подстановки выражений (4.52) и (4.53) в уравнение (4.51), получим

$$\begin{aligned}II &= 2cz^2 - 2czz_1 - 2czz_2 + 2cb^2\psi^2 - 2cb^2\psi\varphi_1 - 2cb^2\psi\varphi_2 + \\ &+ 2cl^2\varphi^2 - 2cl\varphi z_1 + 2cl\varphi z_2 + cb^2\varphi_1^2 + cb^2\varphi_2^2 + cz_2^2 + c_1z_1^2 + \\ &+ c_1z_2^2 + cz_1^2 - 2c_1z_1\eta_1 + c_1a^2\varphi_1^2 - 2c_1z_2\eta_2 + c_1a^2\varphi_2^2 + c_1\eta_1^2 + c_1\eta_2^2,\end{aligned}\quad (4.54)$$

где $2l$ – база локомотива;

$2b$ – расстояние между кронштейнами колесной пары;

c – жесткость амортизатора подвески;

c_1 – жесткость пути.

Выражение для функции рассеивания Φ имеет вид

$$\Phi = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^4 \beta_i \dot{\Delta}_i^2 + \sum_{i=1}^4 \beta_{i1} \dot{\delta}_i^2 \right), \quad (4.55)$$

или после соответствующей подстановки

$$\begin{aligned}\Phi &= 2\beta\dot{z}^2 - 2\beta\dot{z}\dot{z}_1 - 2\beta\dot{z}\dot{z}_2 + 2\beta b^2\dot{\psi}^2 - \\ &- 2\beta b^2\dot{\psi}\dot{\varphi}_1 - 2\beta b^2\dot{\psi}\dot{\varphi}_2 + 2\beta l^2\dot{\varphi}^2 - 2\beta l\dot{\varphi}\dot{z}_1 + 2\beta l\dot{\varphi}\dot{z}_2 + \\ &+ \beta b^2\dot{\varphi}_1^2 + \beta b^2\dot{\varphi}_2^2 + \beta\dot{z}_1^2 + \beta\dot{z}_2^2 + \beta_1\dot{z}_1^2 + \beta_1\dot{z}_2^2 - \\ &- 2\beta_1\dot{z}_1\dot{\eta}_1 + \beta_1 a^2\dot{\varphi}_1^2 - 2\beta_1\dot{z}_2\dot{\eta}_2 + \beta_1 a^2\dot{\varphi}_2^2 + \beta_1\dot{\eta}_1^2 + \beta_1\dot{\eta}_2^2,\end{aligned}\quad (4.56)$$

где β – коэффициент вязкого сопротивления амортизатора;

β_1 – коэффициент вязкого сопротивления пути.

Следовательно, с учетом (4.50), (4.54) и (4.56) дифференциальные уравнения движения локомотива представляют в виде:

$$\begin{aligned}m_\kappa \ddot{z} + 4cz - 2c(z_1 + z_2) + 4\beta\dot{z} - 2\beta(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) &= 0; \\ J_y \ddot{\varphi} + 4cl^2\varphi - 2cl(z_1 - z_2) + 4\beta l^2\dot{\varphi} - 2\beta l(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) &= 0;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& J_x \ddot{\psi} + 4cb^2 \psi - 2cb^2 (\varphi_1 + \varphi_2) + 4\beta b^2 \dot{\psi} - 2\beta b^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) = 0; \\
& m_n \ddot{z}_1 - 2z_1 (c + c_1) - 2c(z + l\varphi) + 2\dot{z}_1 (\beta + \beta_1) - 2\beta(\dot{z} + l\dot{\varphi}) = 2(c_1 \eta_1 - \beta_1 \dot{\eta}_1) \\
& \quad J_{1x} \ddot{\varphi}_1 - 2\beta b^2 \dot{\psi} + 2\beta b^2 \dot{\varphi}_1 + 2\beta_1 a \dot{\eta}_1 - 2cb^2 \psi + 2cb^2 \varphi_1 + \\
& \quad \quad + 2\beta_1 a^2 \dot{\varphi}_1 + 2c_1 a^2 \varphi_1 - 2c_1 a \eta_1 = 0; \tag{4.57} \\
& m_n \ddot{z}_2 - 2z_2 (c + c_1) - 2c(z + l\varphi) + 2\dot{z}_2 (\beta + \beta_1) - 2\beta(\dot{z} + l\dot{\varphi}) = 2(c_1 \eta_2 - \beta_1 \dot{\eta}_2) \\
& \quad J_{1x} \ddot{\varphi}_2 - 2\beta b^2 \dot{\psi} + 2\beta b^2 \dot{\varphi}_2 + 2\beta_1 a \dot{\eta}_2 - 2cb^2 \psi + 2cb^2 \varphi_2 + \\
& \quad \quad + 2\beta_1 a^2 \dot{\varphi}_2 + 2c_1 a^2 \varphi_2 + 2c_1 a \eta_2 = 0; \\
& \quad \left(m_\kappa + 2m_n + \frac{2J_{1y}}{R_\kappa^2} \right) \ddot{x} = 0. \\
& \quad m_{e1} \ddot{x}_{e1} - C(x_\kappa - x_{e1}) = 0 \\
& \quad \dots\dots\dots \\
& \quad m_{e(n)} \ddot{x}_{e(n)} - C_i(x_{e(n-1)} - x_{e(n)}) = 0
\end{aligned}$$

Последние два уравнения системы (4.57) специально прописаны для сцепной части поезда, в них приняты следующие обозначения: m_{ei} – масса i -той вагонетки, x_κ – перемещение локомотива вдоль оси x , x_e – перемещение i -той вагонетки, C и C_i – коэффициенты жёсткости тягово – сцепного устройства и сцепок между вагонетками.

Усилия, действующие на амортизаторы локомотива, при движении по неровности пути определяются по формулам:

$$\begin{aligned}
F'_1 = F'_2 &= cz + cl\varphi + cz_1 + \alpha\dot{z} + \alpha l\dot{\varphi} - \alpha\dot{z}_1, \\
F'_3 = F'_4 &= cz - cl\varphi - cz_2 + \alpha\dot{z} - \alpha l\dot{\varphi} - \alpha\dot{z}_2.
\end{aligned}$$

Ход амортизаторов будет $\Delta_1 = \Delta_2 = z + l\varphi - z_1$, $\Delta_3 = \Delta_4 = z - l\varphi - z_1$. А усилия, возникающие в зоне контактирования колеса и рельса будут равны:

$$\begin{aligned}
F_1 = F_2 &= c_1 z_1 - \alpha_1 \dot{z}_1 - c \eta_1 + \alpha \dot{\eta}_1, \\
F_3 = F_4 &= c_1 z_2 - \alpha \dot{z}_2 - c_1 \eta_2 + \alpha_1 \dot{\eta}_2.
\end{aligned}$$

При этом, следует отметить, что если неровности рельсового пути (4.49) для первой колесной пары выразить в общем виде $\eta_1 = \eta(t)$, то при постоянной скорости V движения шахтного дизелевоза согласно расчетной схеме (рис. 4.17) под вторую следующую за ней колесную пару они будут поступать позднее на время $t_1 = \frac{2l}{V}$, т.е. для второй колесной пары будет справедливо выражение $\eta_2 = \eta\left(t - \frac{2l}{V}\right)$.

Таким образом, системы дифференциальных уравнений (4.41), (4.44) – (4.47) и (4.57) представляют собой комплексную функциональную математиче-

скую модель, достаточно полно описывающую процессы протекающие в трансмиссии в период движения и движение шахтного дизелевоза на участках рельсового пути с геометрическими неровности. Решение данной системы позволит определить как кинематические характеристики (перемещения, скорости, ускорения) элементов шахтного локомотива, так и динамические (значения усилий, действующих на колеса, колесные пары и кузов). Это позволит на стадии проектирования установить закономерности изменения исследуемых параметров и выделить основные параметры движения шахтного дизелевоза (критерии качества) для объективного сопоставления данных и принятия решения о целесообразности применения той или иной передачи мощности в приводе шахтного дизелевоза.

4.4.4. Апробация математической модели и результаты решений.

Для апробации комплексной функциональной математической модели рассматривали шахтный мотовоз рудничный дизельный МРД-900 изготовленный в 1994 г. ПО «Лугансктеловоз», который в настоящее время находится в эксплуатации на поверхностном комплексе шахты «Днепровская» ХК «Павлоградуголь». Определение параметров, характеризующих поведение шахтного дизелевоза, проводили при движении локомотива на прямолинейном участке пути с несовершенствами для нестационарных режимов разгона и торможения локомотива. При апробации математической модели для сравнительного анализа использовали результаты экспериментальных исследований, проведенных на шахте «Днепровская» ХК «Павлоградуголь».

При численных расчетах геометрические, весовые и технические характеристики шахтного мотовоза МРД-900, а также жесткостные характеристики систем подвешивания взяты из технической документации [247]. Параметры, характеризующие верхнее строение пути, жесткостные характеристики пути, и параметры, определяющие неровности плана и профиля пути, а также отклонения, приняты в соответствии с [240, 246].

Система уравнений возмущенного движения интегрировалась численно методом Рунге-Кутты в среде прикладных программ «Математика 4.0». Для улучшения устойчивости счета вводился масштаб времени $\tau=1000t$. Шаг по времени определялся точностью счета и в новом масштабе равнялся $\Delta\tau=0,5$. Некоторые результаты расчета кинематических характеристик приведены на рис. 4.18, 4.19 и 4.20. На рис 4.18 представлен график зависимости скорости дизелевоза от времени при движении по горизонтальному пути без уклона с прицепной частью различной массы, а на рис. 4.19 график зависимости пути пройденного дизелевозом от времени при движении по горизонтальному пути без уклона с прицепной частью различной массы, при параметрах скоростного режима соответствующих указанным на рис. 4.18. Как следует из графиков локомотив без прицепной части за 50 с. развил скорость 5,3 м/с, пройдя за это время расстояние в 141 м. Локомотив с прицепной частью весом 30 тонн за 60 с. смог достигнуть показателя скорости в 2,8 м/с, а путь пройденный локомотивом составил 89 м. Увеличение прицепной части до 50 тонн снижает скоростные показатели, реализуемые локомотивом за это же время, до величины 1,8 м/с, а

преодолеваемое расстояние до величины 51 м. Прибавление к прицепной части дополнительных 20 тонн влечет за собой снижение скорости движения до показателя, который в 2 раза ниже скорости реализуемой локомотивом при транспортировке 30 тонн, и составляет 1,4 м/с. Расстояние транспортирования 70 тонной прицепной части составляет всего 38 м за одну минуту.

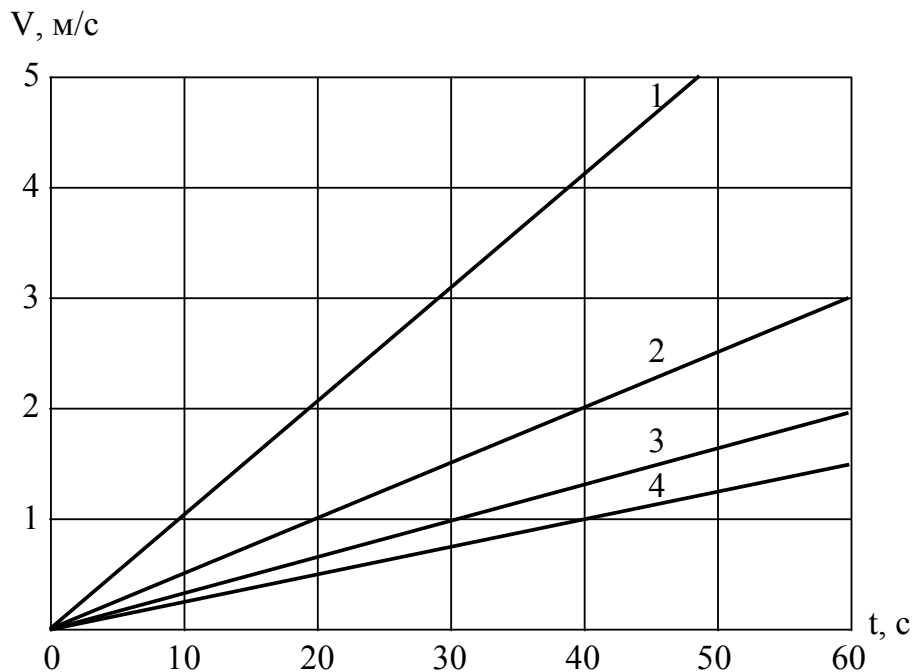


Рис. 4.18. График зависимости скорости дизелевоза от времени при движении по горизонтальному пути без уклона с прицепной частью различной массы: 1 – только локомотив ($m_c=0$); 2 – 30 т; 3 – 50т; 4 – 70т

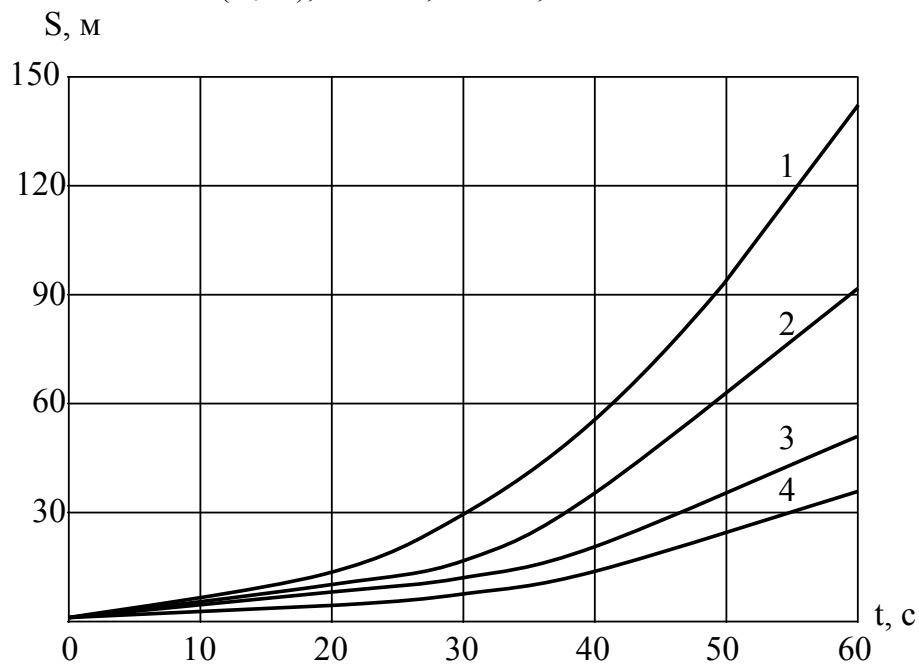


Рис. 4.19. График зависимости пути пройденного дизелевозом от времени при движении по горизонтальному пути без уклона с прицепной частью различной массы: 1 – только локомотив ($m_c=0$); 2 – 30 т; 3 – 50т; 4 – 70т. Параметры скоростного режима соответствуют рис. 4.18

На рис. 4.20. представлен график зависимости скорости дизелевоза от времени при движении с прицепной частью массой 30 тонн по рельсовому пути с уклонами различной величины от 1 до 5‰. Для сравнения приведен график зависимости скорости дизелевоза без состава (только локомотива) от времени при движении по рельсовому пути с максимальным уклоном величиной 5‰. Как и следовало ожидать, скоростные показатели локомотива при движении по рельсовому пути с максимальным уклоном оказались выше, чем при движении поезда с массой состава 30 тонн по пути с уклоном 1‰. Так локомотив за 60 с. развил скорость равную 4,7 м/с, а поезд реализовал только 2,8 м/с. Пропорциональное увеличение уклона до 5‰ с шагом в 1‰, практически также пропорционально снижало скорость поезда до 2,36 м/с (2‰), 2,08 м/с (3‰), 1,77 м/с (4‰) и 1,55 м/с (5‰).

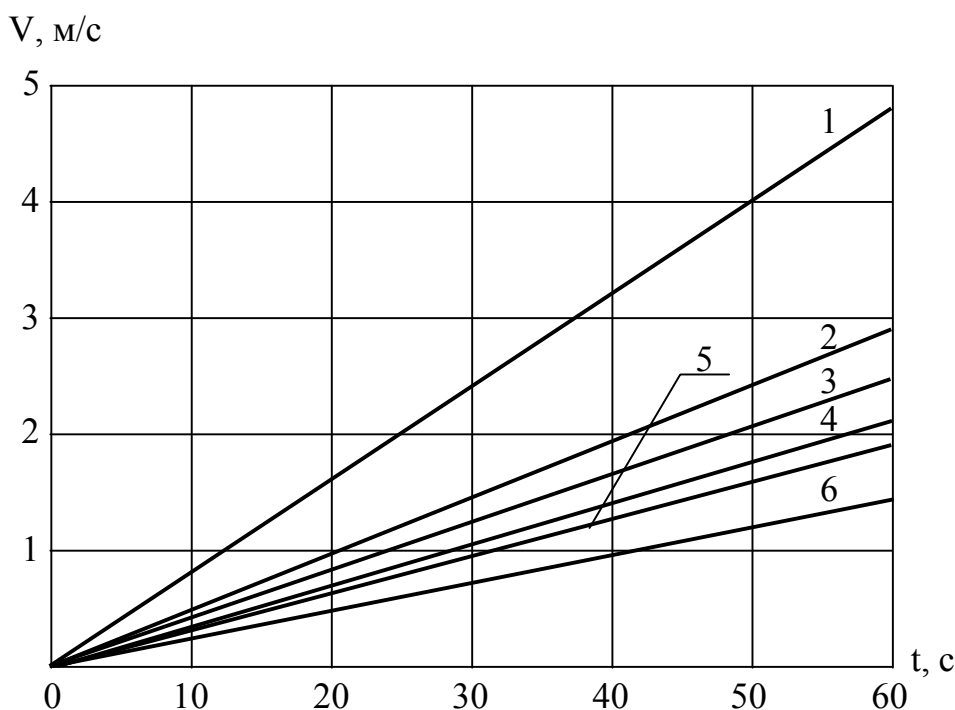


Рис. 4.20. График зависимости скорости дизелевоза от времени при движении с прицепной частью массой 30 тонн по рельсовому пути с уклоном различной величины: 1 – только локомотив ($m_c=0$), $i = 5‰$; 2 – $i = 1‰$; 3 – $i = 2‰$; 4 – $i = 3‰$; 5 – $i = 5‰$; 6 – $i = 5‰$

На рис. 4.21. представлен график зависимости реакций под ведущими колесами локомотива от времени движения (динамические характеристики). Как следует из графика на оба передних колеса в процессе разгона действуют в 1,26 – 1,31 раза меньшие реакции, чем на задние, что является следствием перераспределения нагрузки между осями локомотива. В данном случае передняя ось разгружается, а задняя – перегружается. Такое неравномерное распределение нагрузки приводит к тому, что у менее нагруженных передних по ходу движения колесных пар сцепление колес с рельсами уменьшается, и может послужить причиной срыва сцепления. Поскольку, ввиду конструкции трансмиссии, на переднюю ось все равно поступает около половины мощности, то избыток уходит на трение колес о рельсы и приводит к повышенному износу колес.

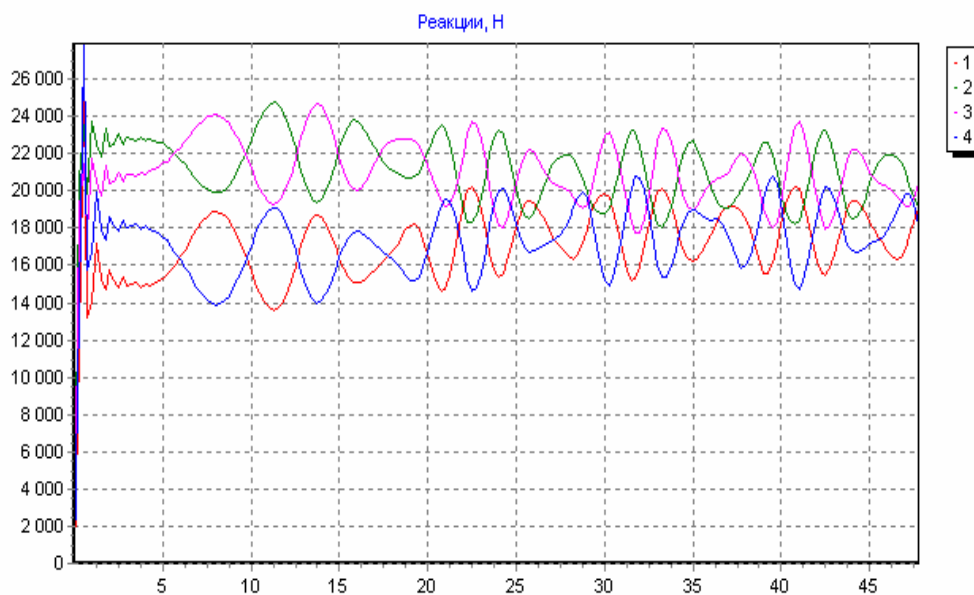


Рис. 4.21. График зависимости реакций под ведущими колесами локомотива от времени движения

На рис. 4.22. приведена тяговая характеристика дизелевоза при работе с неполной мощностью двигателя равной $N = 16,6$ кВт, а на рис. 4.23. расчетная внешняя тяговая характеристика (характеристика постоянной мощности) мотовоза рудничного дизельного МРД-900, рассматриваемого для апробации математической модели, взятая из руководства по эксплуатации 6112.00.00.000. РЭ [180]. Как видно из этих зависимостей, результаты расчетов, характеризующие тяговые характеристики шахтного локомотива со ступенчатой коробкой передач, хорошо согласуются с результатами проектных исследований. Расхождение составляет менее 10%, что свидетельствует о корректности математической модели.

4.5. Выводы

1. В данном разделе проведено детальное построение математической модели подсистемы двигатель – трансмиссия – ведущие колеса и её интеграция в КФММ на примере шахтного дизелевоза с механической трансмиссией. Степень детализации математического описания остальных подсистем определялась целями исследования и базировалась на известных методиках.

2. Разработана комплексная функциональная математическая модель дизелевоза, представляющая собой системы дифференциальных уравнений, достаточно полно описывающие процессы протекающие в ступенчатой механической трансмиссии дизелевоза в период движения, и движение шахтного дизелевоза на участках рельсового пути с геометрическими несовершенствами. КФММ кроме модели динамической системы собственно локомотива, включает математические модели двигателя, возмущающих и управляющих воздействий со стороны взаимодействующих с ней систем (внешней среды и машиниста), что и является отличительной особенностью модели.

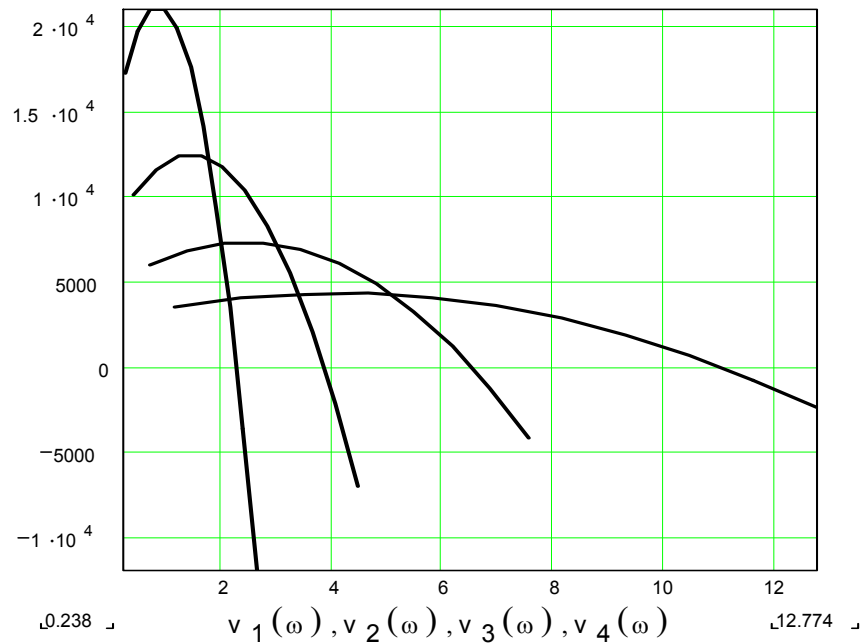


Рис. 4.22. Действительная тяговая характеристика дизелевоза

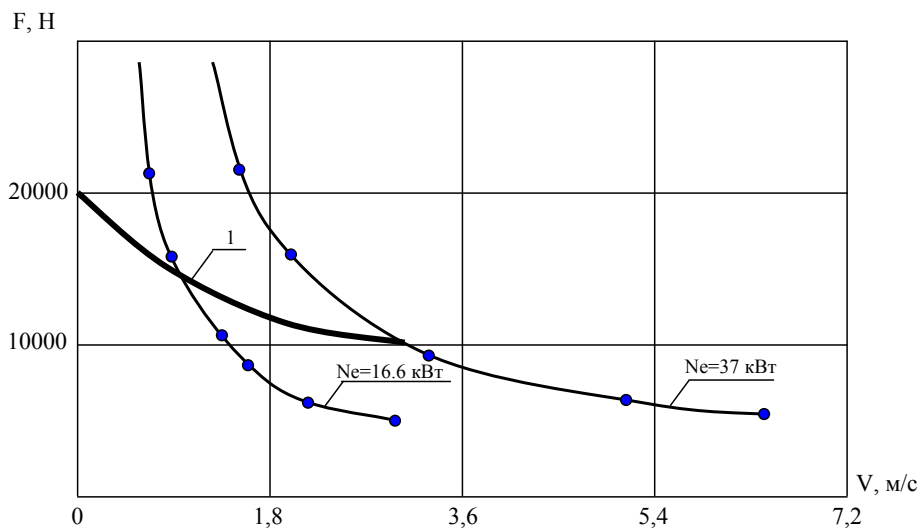


Рис. 4.23. Расчетная тяговая характеристика мотовоза МРД-900

3. На основании решения данной системы исследована динамика разгона шахтного дизелевоза оборудованного механической трансмиссией с различной массой поезда и определены динамические значения усилий, действующих на колеса дизелевоза при разгоне и построена действительная тяговая характеристика дизелевоза.

4. Полученные результаты послужат основанием для объективного сопоставления данных и принятия решения о целесообразности применения той или иной передачи мощности в приводе шахтного дизелевоза.

РАЗДЕЛ 5

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СЦЕПЛЕНИЯ В КОНТАКТЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС» ПРИ НАЛИЧИИ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СРЕДЫ

5.1. Экспериментальные методы исследования сцепления колеса с рельсом

Существует три возможных направления экспериментальных исследований реализации силы сцепления в контакте колес с рельсами:

- на физических моделях в лабораторных условиях [45, 46, 72, 82, 125, 135, 136, 141, 218, 270];
- на катковых стендах с натурным подвижным составом [44, 45, 74, 80-82, 84, 103, 106, 126, 129, 130, 134, 146];
- в условиях реальной эксплуатации подвижного состава [32, 47, 62, 75, 78, 79, 111, 140, 145, 167, 171, 172, 214].

Использование лабораторных стендов позволяет выделить из большого количества факторов те, влияние которых на процесс сцепления проверяется, легче соблюсти принцип, сформулированный В.Д. Кузнецовым [45]: «Задача научного исследования и заключается в том, чтобы исследовать явление не во всей сложности, а в упрощенном виде, когда из всех влияющих на это явление факторов изменяется только один, а остальные остаются неизменными». Однако, идентифицировать полностью условия сцепления пары «колесо-рельс» с отображением реальной эксплуатационной картины их взаимодействия пока не удавалось.

Исследования, проводимые на катковых стендах, позволяют имитировать многие компоненты реальных процессов, возникающих при движении с разными скоростями, однако имитация рельсового пути с помощью катков не позволяет воссоздать достаточно полно процесс сцепления колеса с рельсом. Это связано с уменьшением номинальной площади контакта «колесо-каток» по сравнению с парой «колесо-рельс», увеличением эффективной конусности вогнутого профиля поперечного сечения бандажа. Основное препятствие – неясность условий подобия модели и натуры. Пока что при использовании опытов на моделях можно получить лишь качественную картину сцепления, например, распределение зон сцепления и скольжения, влияние режима приложения нагрузок на проскальзывание.

При исследовании сцепных свойств локомотивов на реальном рельсовом пути исключается неадекватность условий опыта и эксплуатации. Основной недостаток – значительные затраты средств, времени и, главное, трудность выделения для исследования влияния какого-либо одного фактора, что справедливо обосновано в [103, 105, 270]. В эксплуатационных условиях фрикционное состояние поверхностей колес и рельсов оценивают специальными приборами – трибометрами. Достоинством трибометров является простота конструкции и обслуживания, а также возможность проводить исследования непосредственно на пути, находящемся в эксплуатации. К сожалению, с помощью трибометра невозможно раздельно исследовать влияние скорости скольжения и температу-

ры на коэффициент трения скольжения. Кроме того колесо локомотива движется в режиме качения со скольжением, а трибометры измеряют коэффициент трения скольжения в режиме юза.

Таким образом, экспериментальные исследования процесса сцепления колес локомотива с рельсами, проводимые в настоящее время, как в лаборатории, так и на участках железных дорог, не позволяют судить о достоверном экспериментальном подтверждении проверяемых теорий и не дают однозначного ответа на многие важные для практики эксплуатации вопросы. Отметим, что значение зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения используется в качестве основной величины в обобщенной интегральной системе критериев для оценки эффективности альтернативных вариантов трансмиссий в реальных условиях эксплуатации дизелевоза.

5.2. Экспериментальные исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды

Для экспериментального исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс», отображающего реальные условия контактирования, кафедрой железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета им. В. Даля (г. Луганск) создана автоматизированная измерительно-моделирующая установка «машина трения» (рис. 5.1), позволяющая решать следующие задачи [44, 46]:

- измерять коэффициент трения колеса с рельсом с учетом реальных загрязнений;
- оценивать влияние активации поверхностей на реализуемый коэффициент трения;
- моделировать с помощью микроконтроллеров, процессы набора крутящего момента для срыва в боксование;
- определять коэффициент трения в режиме юза;
- получать зависимости коэффициента трения скольжения от удельного давления, скорости скольжения, температуры и других факторов.

Тележка машины трения (рис. 5.2) содержит раму 1, систему рычагов и роликов 2, с помощью которой рама 1 крепится к рельсу 3 с возможностью линейного перемещения вдоль ее оси.

Ориентирующий узел содержит направляющие 4, сегменты 5, рычаги 6 и перекладину 7. Этот узел предназначен для ориентации рабочего ролика 8 измерительного узла по нормали к заданной точке поверхности качения рельса 3. Ориентирующий узел жестко фиксирует необходимое положение рабочего ролика 8.

Измерительный узел «машины трения» предназначен для передачи рабочему ролику 8 вертикального усилия и крутящего момента, а также для измерения вертикального усилия, угловой скорости рабочего ролика 8 и его силы трения о рельс 3.

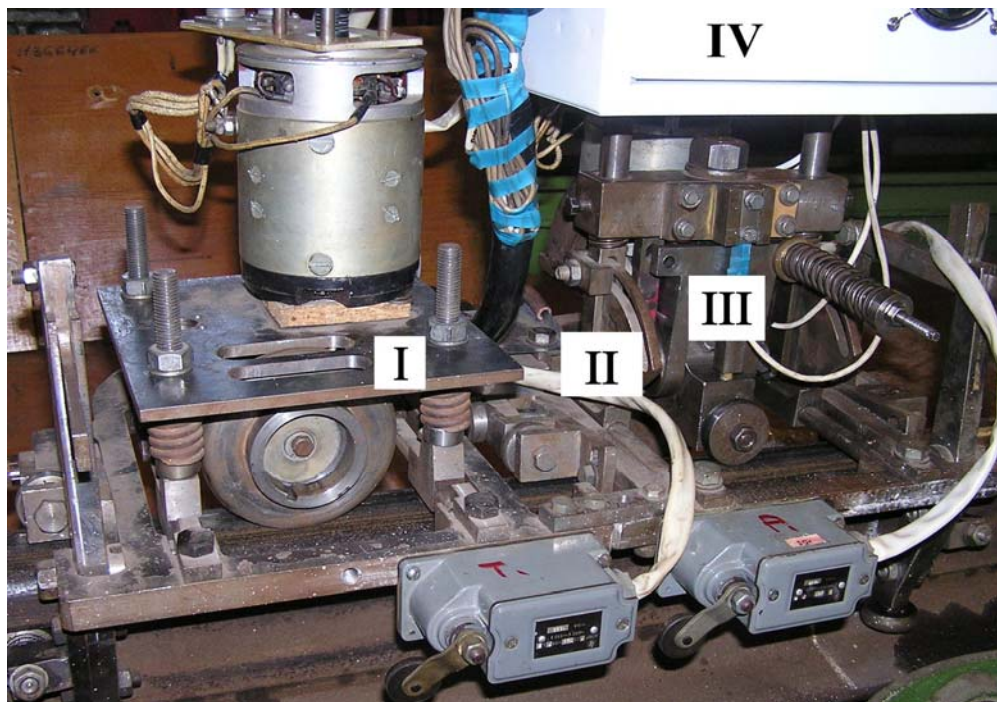


Рис. 5.1. Общий вид машины трения: I – разгонное устройство, II, III – ориентирующий и измерительный узлы, IV – микропроцессорный блок

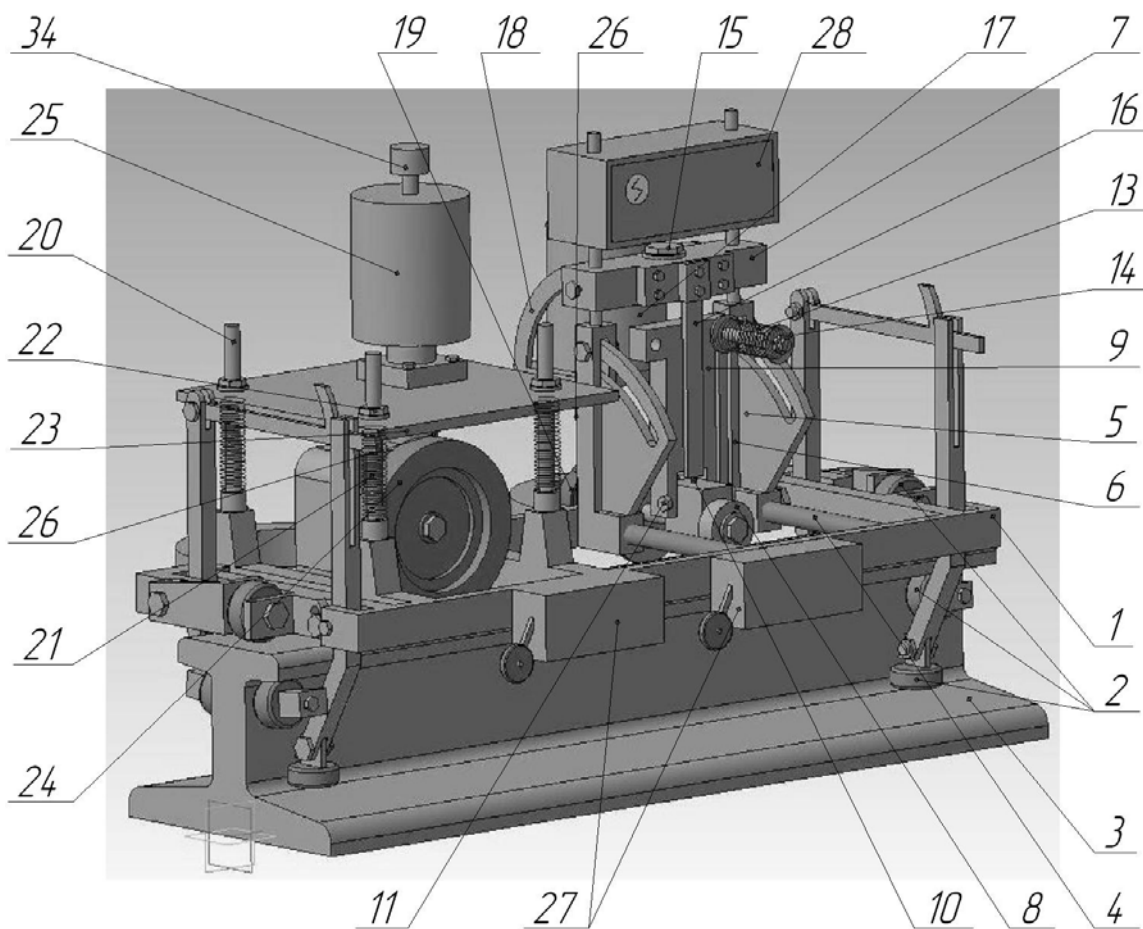


Рис. 5.2. Общая схема машины трения

Основой измерительного узла является две корпусные детали 9 и 10. Корпусная деталь 9 жестко соединена с осью 11. Последняя, связана с корпусной деталью 10 через подшипники. Такое соединение обеспечивает относительный поворот корпусных деталей 9 и 10 в плоскости, перпендикулярной оси рельса 3. На конце оси 11 с одной стороны жестко посажен рычаг 12, на который наклеены тензодатчики. Рычаг 12 служит датчиком вертикального усилия. Величина вертикального усилия, действующая на рабочий ролик 8, регулируется сжатием пружины 13, которая поворачивает рычаг 12 относительно детали 9, с помощью электромагнита 14.

Корпусная деталь 9 через подшипники насажена на ось 15, жестко закрепленную на перекладине 7. Это обеспечивает возможность корпусной детали 10 вместе с корпусной деталью 9 осуществлять угловые повороты в горизонтальной плоскости. Рычаг 16 предотвращает указанный поворот. Один конец рычага 16 жестко закреплен на перекладине 9 двумя болтами, а другой соединен с корпусной деталью 10 с возможностью ее угловых поворотов относительно корпусной детали 9 в плоскости, перпендикулярной к оси рельса 3. На рычаге 16 наклеены тензодатчики, как и на рычаге 12. Таким образом, рычаг 16 служит датчиком тангенциального усилия действующего от рабочего ролика 8 на рельс 3. Двигатель 17 закреплен на площадке 18, которая кронштейнами жестко связана с перекладиной 7. Угловой редуктор 19 двигателя связан с карданным валом (на рисунке не показан) и дальше через ось – с рабочим роликом 8. Вся конструкция измерительного узла и перекладины 7 ориентирующего узла держится на рычагах 6 и может перемещаться по ним вверх-вниз и фиксироваться на определенной высоте с помощью двух болтов на перекладине 7.

Для придания «машине трения» заданной поступательной скорости используется разгонное устройство, предназначенное для передачи тяговому ролику 24 вертикального усилия и крутящего момента, а также для измерения его угловой скорости. Двигатель 25 жестко закреплен на опорной плите 23. Крутящий момент от двигателя 25 к тяговому ролику 24 передается через червячный редуктор 26. Сила вертикального усилия тягового ролика 24 к поверхности рельса 3 регулируется сжатием пружин 21 в результате, опускания опорной плиты 23 с помощью гаек 22. Выбор червячного редуктора 26 тягового ролика 24 вызван тем, что линейная скорость задается частотой вращения двигателя 25 (червяка) и не зависит от силы тяги, которую развивает рабочий ролик 8. Для предотвращения схода машины трения с рельса 3, на внешней стороне рамы 1 тележки закреплены концевые выключатели 27, ролики которых при наезде на конечные лыжи (на рисунке не показаны) автоматически выключают двигатель 25 тягового ролика 24 и двигатель 17 рабочего ролика 8.

Электрическая часть машины трения представлена в виде силового блока, блока управления, микропроцессорного блока и пульта управления.

Силовой блок состоит из двух электродвигателей (тип МН-1), которые приводят во вращение рабочий 8 и тяговый 24 ролики. Схема силового блока представляет собой две независимые цепи, одна из которых приводит в движение тяговый ролик 24 с двигателем последовательного возбуждения (рис. 5.3), другая рабочий ролик 8 с двигателем независимого возбуждения (рис. 5.4).

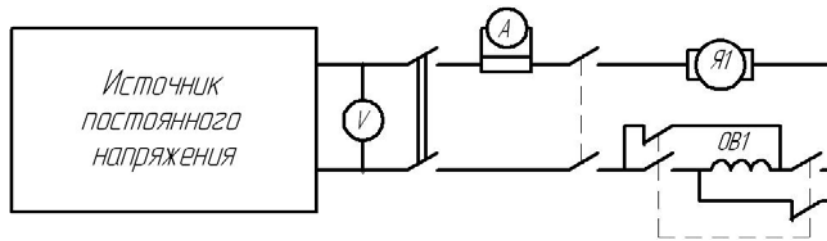


Рис. 5.3. Схема питания двигателя последовательного возбуждения

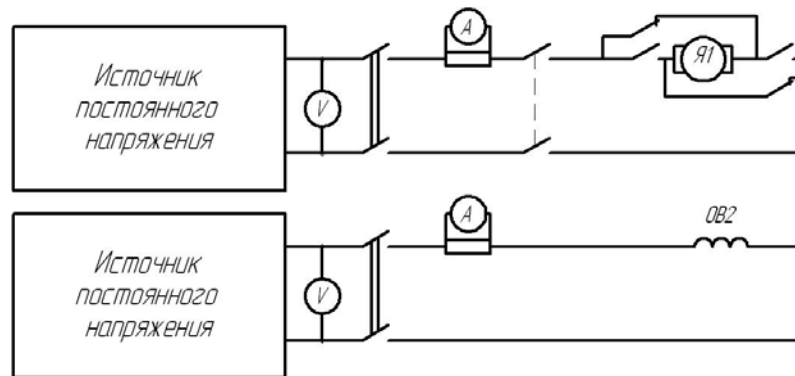


Рис. 5.4. Схема питания двигателя независимого возбуждения

Электрическая схема пультa управления машиной трения позволяет переключением соответствующих тумблеров задавать двигателям тягового 24 и рабочего ролика 8 как независимое, так и последовательное возбуждение. Возможно также раздельное включение двигателей 17 и 25, что позволяет исследовать режимы буксования на месте и юза.

На приборную панель (рис. 5.5) вынесены: 1 – тумблер включения пультa в сеть; 2 – индикатор, который показывает включение пультa в сеть; 3 – тумблер включения двигателя 25 тягового ролика 24; 4 – тумблер включения двигателя 17 рабочего ролика 8; 5 – кнопка «Пуск» двигателя 25 тягового ролика 24; 6 – кнопка «Пуск» двигателя 17 рабочего ролика 8; 7 – кнопка «Стоп» двигателя 25 тягового ролика 24; 8 – кнопка «Стоп» двигателя 17 рабочего ролика 8; 9 – тумблер для указания направления движения тяговому ролику 24 (вправо/влево); 10 – тумблер для указания направления движения рабочему ролику 8 (вправо/влево); 11, 12 – вольтметры измеряющие напряжение двигателя 25 тягового ролика 24 и напряжение двигателя 17 рабочего ролика 8 соответственно; 13, 14 – амперметры измеряющие ток двигателя 25 тягового ролика 24 и ток двигателя 17 рабочего ролика 8 соответственно; 15, 16 – индикаторы измеряющий срабатывание конечного выключателя 27 двигателя 25 тягового ролика 24 и срабатывание конечного выключателя 27 двигателя 17 рабочего ролика 8 соответственно.

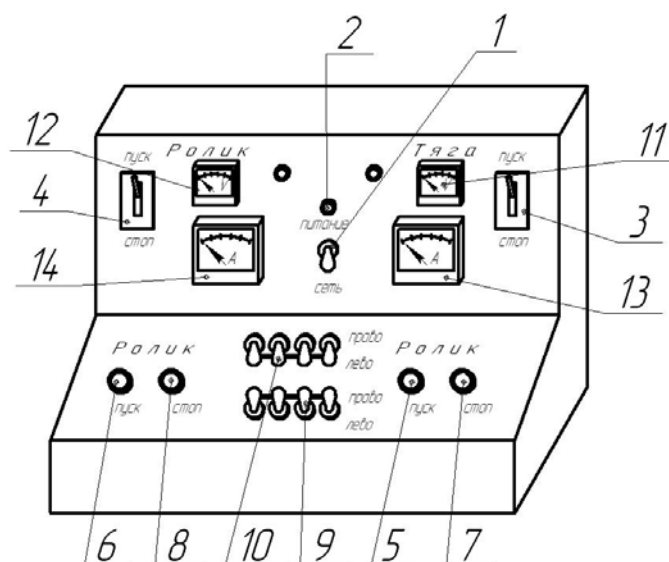


Рис. 5.5. Пульта управления

С помощью вольтметров 11, 12 и амперметров 13, 14 контролируется потребляемая двигателем мощность и скорость движения тягового 24 и рабочего ролика 8.

Техническая характеристика машины трения приведена в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Техническая характеристика машины трения

№ п./п.	Наименование	Величина
1	Мощность двигателя тележки, кВт	1
2	Мощность двигателя лебедки, кВт	1
3	Тип потребляемого тока	Постоянный
4	Возбуждение	Независимое или последовательное
5	Диаметр рабочего ролика, мм	20...40
6	Нагрузка на рабочий ролик, Н	200...2000
7	Среднее удельное давление, МПа	200...1400
8	Диапазон изменения угловой скорости, с-1	0...70
9	Диапазон изменения поступательной скорости рабочего ролика, м/с	0...2

Блок управления позволяет регулировать крутящий момент на рабочем ролике 8 по заданной характеристике. Он состоит из силовой части и системы управления, которая имеет: оптопару с транзисторным выходом РС817, оптическую муфту МОС3063, микроконтроллер АТМЕГА8, приемопередатчик ST485.

Питание на блок управления подается из сети промышленной частоты 50 Гц 220V, через понижающий трансформатор TV1 220/5 и диодный мост Vr1, выпрямительное напряжение, через оптопару с транзисторным выходом РС817 на микроконтроллер АТМЕГА8. Управляющий сигнал подается с компьютера

через COM-порт на микроконтроллер AVR ATMEGA8, где обрабатывается сигнал управления и через гальваническую развязку силового блока и оптопару МОС3063 передается на блок управления двигателем 17 машины трения.

Оптопара РС817 предназначена для преобразования электрического сигнала в световой, его передачи по световому каналу и следующему преобразованию в электрический сигнал. Регулятор переменного напряжения управляет двигателем 17, что является индуктивной нагрузкой при токе якоря 50 А и напряжению 30 В. Главной задачей оптопары РС817 является гальваническая развязка выходных и входных цепей между собой.

На рычагах 6 крепится микропроцессорный блок 28, в котором размещены (рис. 5.6) микропроцессорная плата с двумя микропроцессорами 29, блок питания 30, два модуля гальванической развязки (тензоусилителя) 31, вентилятор 32 для охлаждения и разъем 33 для подключения одного конца информационного кабеля COM-порт.

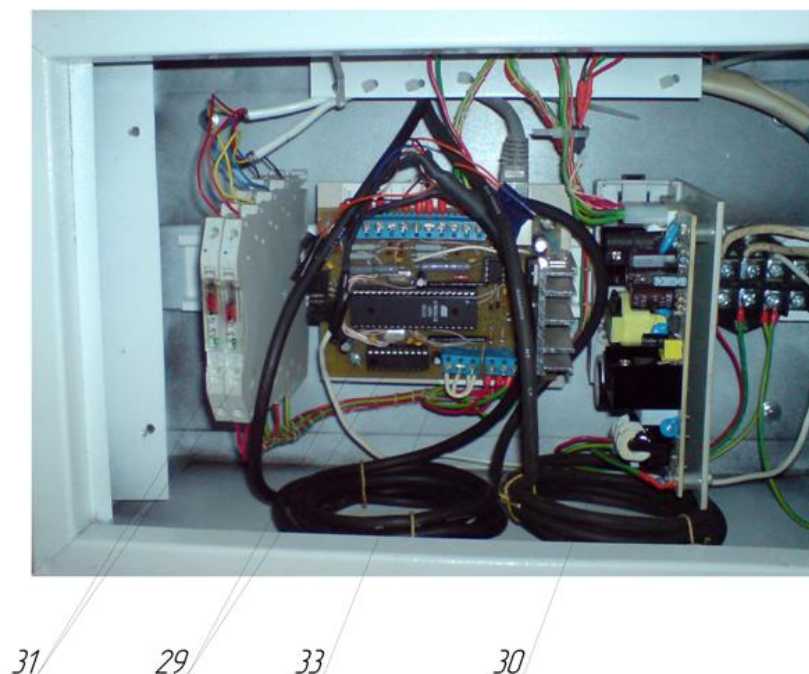


Рис. 5.6. Микропроцессорный блок

Микропроцессорный блок принимает и усиливает сигналы от датчиков, вертикального и горизонтального усилий (рычаги 12 и 16 соответственно), а также обрабатывает сигналы инкрементальных энкодеров 34 типа E40S. Полученная информация передается в компьютер, где производится ее дальнейшая обработка.

Особенностью машины трения является довольно широкий диапазон измерения угловой ($0...70$) s^{-1} и линейной ($0...2$) м/с скоростей рабочего ролика. Столь широкий диапазон изменения скоростей создает сложности при определении скорости скольжения ролика относительно рельса. Было решено определять линейную скорость рабочего ролика 8 по частоте вращения тягового ролика 24. Это упростило задачу, и она свелась к определению частот вращения роликов (рабочего и тягового) с приемлемой точностью (не ниже 1%). Обеспечить

такую точность с помощью частотных или индукционных датчиков не представляется возможным, так как они имеют некоторую инерционность и, кроме того, плохо работают при малых скоростях вращения. Для определения скорости вращения был применен инкрементальный энкодер 34, лишенный указанных недостатков. Для управления машиной трения и обработки экспериментальных данных, разработано соответствующее программное обеспечение. Общий вид программы «FrictionMachine» изображен на рис. 5.7 – 5.9. Как видно из рисунков, программа имеет ряд закладок, каждая из которых предназначена для определенного вида работы. Закладка «Общая» (рис. 5.7) предназначена для настройки и отладки обмена информацией между программой и микропроцессорным блоком 28. Назначение закладки «Настройки» (рис. 5.8) ясно из названия. Закладка «Тарировка» (рис. 5.9) используется для тарировки датчика вертикальной нагрузки 12 на рабочий ролик 8 и датчика силы трения 16 ролика 8 о рельс 3.

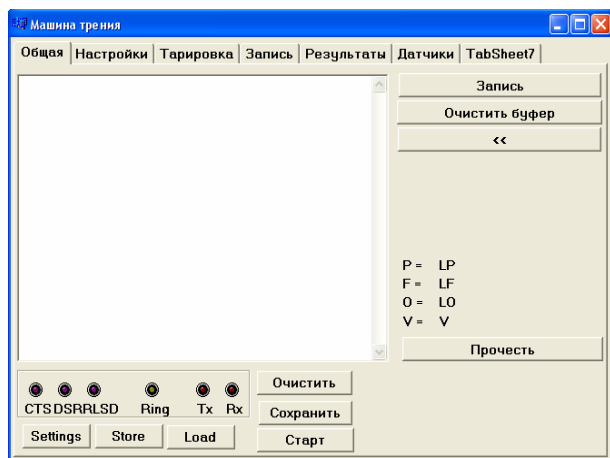


Рис. 5.7. Закладка «Общая»

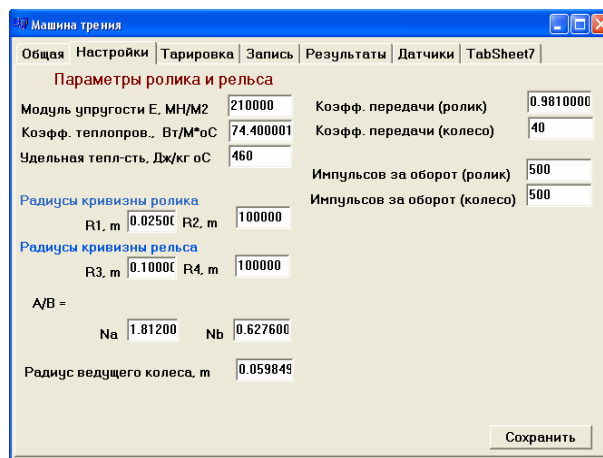


Рис. 5.8. Закладка «Настройки»

Образец записи измеряемых параметров, приведен на рисунке 5.10. Здесь различные параметры обозначены различными цветами: синий – вертикальная нагрузка на ролик; коричневый – линейная скорость машины трения; красный – сила трения ролика о рельс; зеленый – угловая скорость вращения рабочего ролика.

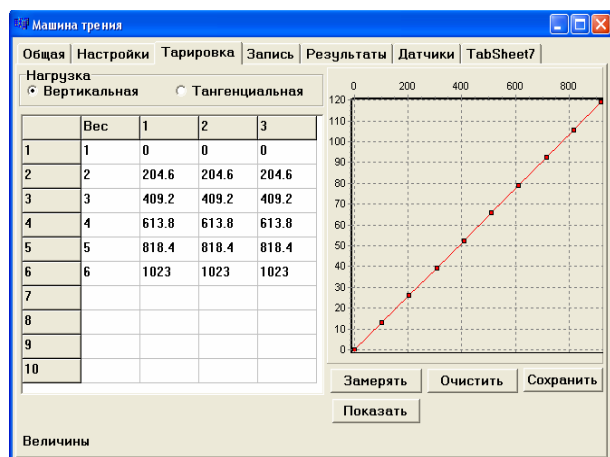


Рис. 5.9. Закладка «Тарировка»

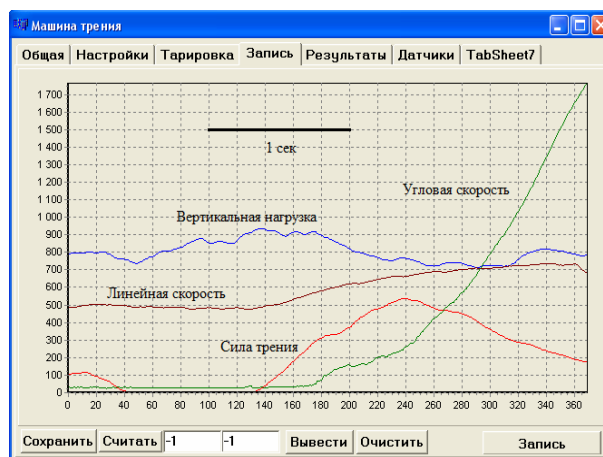


Рис. 5.10. Образец записи

Датчики тарируются с помощью специального приспособления 1, которое крепится к раме тележки 2. Рабочий ролик заменяется тарировочным 3. К ролику прикреплен конец троса 4. Трос перебрасывается через систему блоков 5. На второй конец троса навешиваются грузы 6. На рис. 5.11. показано положение приспособления, при котором производится тарировка датчика силы трения рабочего ролика о рельс.

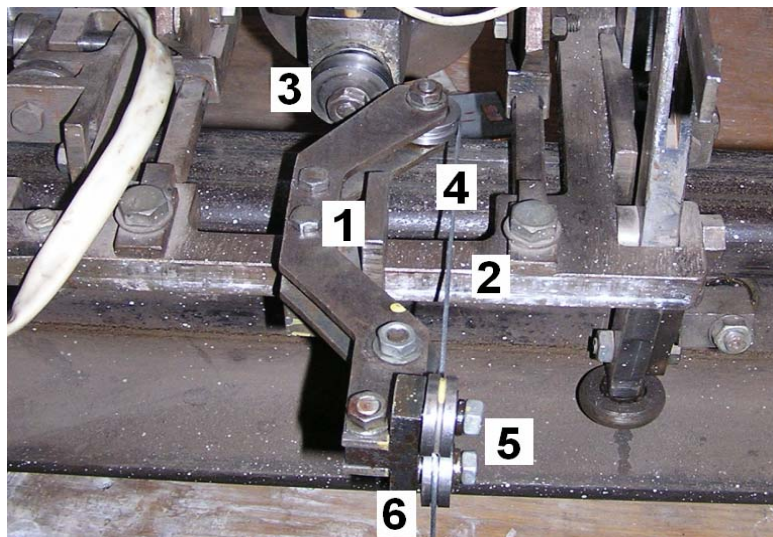


Рис. 5.11. Тарировочное приспособление

При тарировке датчиков усилия прижатия ролика к рельсу устройство поворачивается соответствующим образом. Показания, которые поступают из микропроцессорного блока 28 (см. рис. 5.6) в программу заносятся в специальную таблицу и по окончании замеров аппроксимируются с использованием метода наименьших квадратов.

Для постановки задачи, требующей решение в экспериментальных исследованиях, рассмотрим условия, в которых находится каждая из точек зоны контакта колеса с рельсом (рис. 5.12). Выберем некоторую точку А.

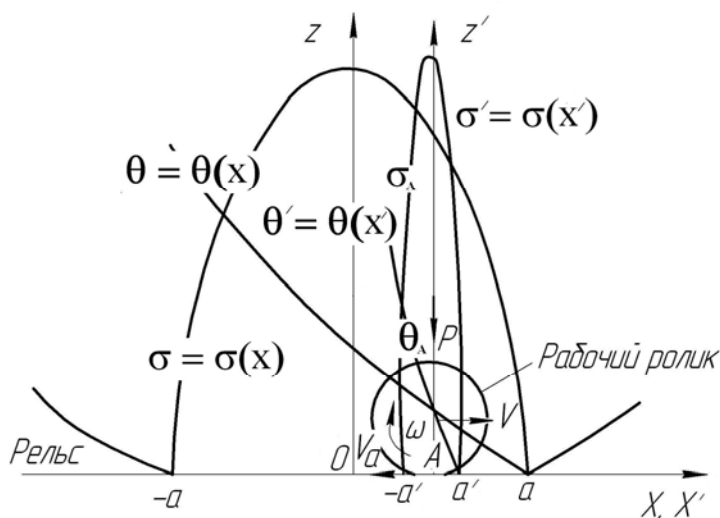


Рис. 5.12. Схема контактирования

Точка А характеризуется набором параметров: в ней действует удельное давление σ_A ; поверхность колеса скользит относительно поверхности рельса со скоростью \vec{V} ; в течение времени $t_A = aA/\vec{V}$ (где \vec{V} – скорость локомотива, aA – расстояние от набегающего края зоны контакта до точки А) поверхности колеса и рельса подвергаются прогреву за счет трения и демпфирования, в результате чего температура поверхности в точке становится равной θ_A . В общем виде задача формулируется следующим образом – необходимо экспериментально определить величину коэффициента трения в точке А, т.е. получить зависимость $f_A = f(\sigma_A, v_A, \theta_A)$.

Для получения зависимости коэффициента трения скольжения от удельного давления, скорости скольжения и температуры использован следующий метод [46]. Рельс приводится в необходимое фрикционное состояние. Разгонным устройством машина трения разгоняется до заданной поступательной скорости. После этого на привод двигателя 17 рабочего ролика 8 подается напряжение, которое по заданному закону плавно повышается до тех пор, пока рабочий ролик не срывается в боксование.

Рабочий ролик (рис. 5.12) нагружают вертикальным усилием P и тяговым моментом M . Величина усилия P и/или форма поверхности ролика подбирается такой, чтобы средние удельные давления в зоне контакта равнялись заданной величине (например, σ_A рис. 5.14). Ролик приводится в движение с поступательной скоростью \vec{V} и угловой скоростью $\vec{\omega}$. Этому будет соответствовать скорость скольжения \vec{v} :

$$\vec{v} = \vec{\omega}R - \vec{V}. \quad (5.1)$$

За счет относительного трения поверхностей Т произойдет разогрев контакта «ролик-рельс». Температура в зоне контакта (определяется расчетным путем) прямо пропорциональна силе трения между рабочим роликом 8 и рельсом 3 и обратно пропорциональна времени контактирования (поступательной скорости движения «машины трения»). Раздельно регулируя поступательную и угловую скорости рабочего ролика, можно исследовать влияние скорости скольжения и температуры в зоне контакта на коэффициент трения при качении со скольжением.

Утверждение о том, что в зоне контакта катящегося ролика с опорной поверхностью реализуется трение скольжения, обосновывается следующим образом. Как известно [5, 80, 103, 270], при взаимном перекатывании тел могут существовать зона скольжения и зона сцепления, что в значительной мере усложняет процесс взаимодействия. Оценим величину жесткого скольжения, при которой еще возможно существование зоны сцепления. Для этого воспользуемся формулой [45]:

$$\varepsilon = \frac{v}{V} = \frac{f \cdot a}{R} \left(\sqrt{1 + \frac{T}{P \cdot f}} - 1 \right), \quad (5.2)$$

где ε – скольжение;

v – величина жесткого скольжения;
 V – линейная скорость движения тела;
 f – коэффициент трения скольжения;
 a – полуширина линии контакта;
 P – нормальная нагрузка;
 R – радиус ролика;
 T – сила сцепления.

Подставив параметры рабочего ролика ($R = 25$ мм; $P = 300$ Н; $f = 0,5$; $a = 0,5$ мм), получим значение критического скольжения, равное 0,4 %.

Как показал дальнейший опыт проведения экспериментов, жесткое скольжение, превышение которого вызывало уменьшение силы трения рабочего ролика о рельс (критическое скольжение), во всех случаях значительно превосходило указанную величину и достигало нескольких тысяч процентов. Этот факт позволяет однозначно утверждать, что в зоне контакта рабочего ролика с рельсом реализуется трение скольжения.

Поскольку ролик имеет не только угловую, но и поступательную скорости, в дальнейшем, будем называть исследуемую величину коэффициентом трения скольжения при качении со скольжением.

Целью проведения экспериментов на машине трения являлось получение зависимости коэффициента трения при качении со скольжением от температуры в контакте рабочего ролика с рельсом. Экспериментальное определение этой температуры сталкивается с большими сложностями. Известен ряд экспериментальных методов [103, 105, 270.]. К сожалению, в виду малости и кратковременности контакта, ни один из них не может быть использован для пары «рабочий ролик-рельс». Поэтому использовалась хорошо апробированная расчетная методика [45, 46].

Скорость скольжения ролика о рельс вычислялась по формуле

$$V = R_p \omega_p - R_H \omega_H; \quad (5.3)$$

где R_p и R_H – радиусы рабочего и тягового роликов;

ω_p и ω_H – скорости вращения рабочего и тягового роликов.

Представим основание (рельс) полупространством, ограниченным плоскостью. По плоскости со скоростью V движется источник тепла интенсивностью Q_1 и протяженностью L_1 (рис. 5.13).

В интервале задаваемых величин поступательной скорости ролика и длины зоны контакта в продольном направлении числа Пекле $Pe > 20$. Это позволяет рассматривать полупространство под источником как набор стержней с теплоизолированной боковой поверхностью.

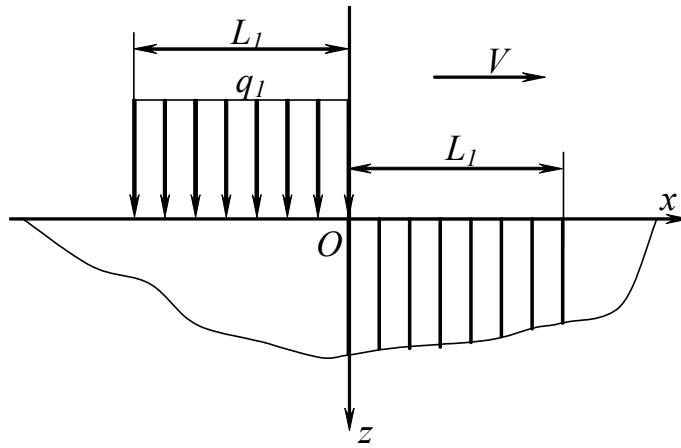


Рис. 5.13. Расчетная схема

Рассмотрим промежуток времени, за который источник пройдет расстояние, равное своей длине L_1 . Продолжительность воздействия источника на точку полупространства будет равна:

$$t_x = (L_1 - x) / V. \quad (5.4)$$

Математически задача для точек полупространства запишется так :

$$\frac{a_1 d^2 \theta_1}{dz^2} = \frac{d\theta_1}{dt}; \quad \frac{\lambda_1 d\theta_1}{dz_{z=0}} = -q_1; \quad (5.5)$$

$$\theta_1 = 0, \quad \text{при} \quad z = \infty; \quad \theta_1 = (z, 0) = 0 \quad (5.6)$$

Используя преобразования Лапласа, получим решение уравнения (5.5) с граничными условиями (5.6) в виде:

$$\theta_1 = \frac{q_1}{p^{2/3} \sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1}} \exp\left(-\sqrt{\frac{p}{a_1}} z\right), \quad (5.7)$$

где $\rho_1, \lambda_1, c_1, a_1$ – соответственно плотность, коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала полупространства.

По таблицам обратных преобразований находим:

$$\theta_1 = \frac{2q_1 \sqrt{t}}{\sqrt{\pi \lambda_1 \rho_1 c_1}} \left[\exp\left(-\frac{z^2}{4a_1 t}\right) - \frac{z}{\sqrt{a_1}} \operatorname{Erfc}\left(\frac{z}{2\sqrt{a_1 t}}\right) \right], \quad (5.8)$$

где t – время, за которое источник пройдет расстояние, равное L_1 .

Температура на поверхности трения будет:

$$\theta_1^*(0,t) = \frac{2q_1\sqrt{t}}{\sqrt{\pi\lambda_1\rho_1c_1}}, \quad (5.9)$$

и с учетом (5.7) получим:

$$\theta_1^*(0,t) = \frac{2q_1\sqrt{L_1-x}}{\sqrt{V\pi\lambda_1\rho_1c_1}}. \quad (5.10)$$

По формуле (5.10) определится среднеинтегральная температура:

$$\theta_1^*(0,t)_{сн} = \left(\int_0^{L_1} \frac{2q_1\sqrt{L_1-x}}{\sqrt{V\pi\lambda_1\rho_1c_1}} dx \right) / L_1 = \frac{4q_1}{3\lambda_1} \sqrt{\frac{L_1 a_1}{\pi V}}. \quad (5.11)$$

Если предположить, что за время проведения эксперимента (5-10 с.) материал ролика не прогревается, то аналогичные рассуждения можно провести и для него. Тогда выражение для среднеинтегральной температуры на поверхности ролика будет иметь вид:

$$\theta_2^*_{сн} = \frac{4q_2}{3\lambda_2} \sqrt{\frac{L_1 a_2}{\pi \omega R}}, \quad (5.12)$$

где q_2 – интенсивность источника тепла, действующего на ролик;

λ_2, a_2 – коэффициент теплопроводности и удельная теплоемкость материала ролика.

Сумма q_1 и q_2 равна общей интенсивности теплового потока:

$$q = TS/F, \quad (5.13)$$

где T – сила трения ролика и основания;

F – площадь контакта.

Определим соотношение тепловых потоков q_1 и q_2 . Для этого воспользуемся понятием коэффициента распределения тепловых потоков:

$$q_1 = \alpha_1 q \quad (5.14)$$

$$q_2 = (1 - \alpha_1) q \quad (5.15)$$

где α_1 – доля общего теплового потока, идущая в первое тело (рельс).

Считая, что на контакте не происходит скачка температуры, т.е.

$$\theta_1^*_{сн} = \theta_2^*_{сн}, \quad (5.16)$$

приравняем правые части уравнений (5.11) и (5.12).

С учетом (5.14), (5.15) и положив, что $\lambda_1 = \lambda_2$, $a_1 = a_2$ после соответствующих преобразований получим:

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{\omega R / V}} \quad (5.17)$$

Таким образом, экспериментально определив силу трения ролика о рельс, скорость вращения и поступательную скорость ролика, по формулам (5.11), (5.12), (5.13), (5.14), (5.15), а также (5.5) и (5.6) можно определить температуру в зоне контакта.

На рис. 5.14 представлен результат обработки экспериментальных данных в программе «FrictionMachine» (закладка «Результаты»).

Закладка программы «Датчики» предназначена для просмотра результатов эксперимента в других интерпретациях.

При проведении экспериментов поверхности роликов тщательно контролировалась и при необходимости корректировалась (восстанавливалась) или же изношенный ролик заменялся другим.

Уровень средних удельных давлений определялся по формуле

$$\sigma_{cp} = P / F, \quad (5.18)$$

где P – нагрузка на ролик;

F – площадь контакта ролика с рельсом.

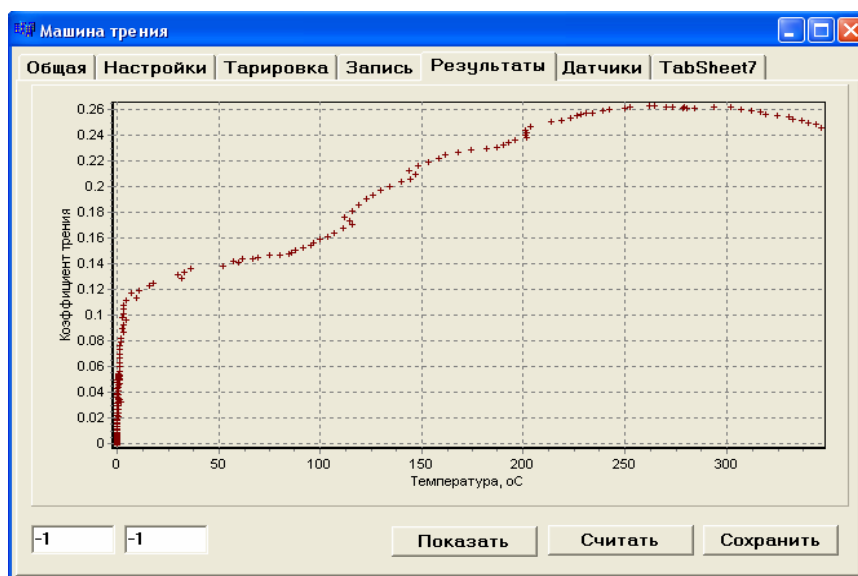


Рис. 5.14. Программа «FrictionMachine» (закладка «Результаты»)

Попытки определить F с помощью метода печатающих пленок или других методов (омеднения, разрушающихся пленок) не дали желаемого результата, т.к. не было получено четких отпечатков (в виду малости площади контак-

та). Кроме того, такие методы, как метод омеднения или разрушающихся пленок, нарушают фрикционные условия контактирования.

Учитывая, что аналитические решения нормальной контактной задачи прошли многократную экспериментальную проверку площадь контакта рабочего ролика с рельсом определялась по формулам [83]:

$$F = \pi ab; \quad (5.19)$$

$$a = 1.397n_a \sqrt[3]{\frac{\frac{P}{E}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 + 1/R_4}}; \quad (5.20)$$

$$b = 1.397n_b \sqrt[3]{\frac{\frac{P}{E}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 + 1/R_4}}; \quad (5.21)$$

где E – модуль Юнга;

R_1, R_2, R_3, R_4 – радиусы кривизны контактирующих тел;

n_a, n_b – коэффициенты, значение которых определяются по таблицам [83].

Перед каждой серией экспериментов производилась тарировка датчиков вертикальной нагрузки на рабочий ролик и силы трения ролика о рельс.

Все опыты проводились в условиях лаборатории. Относительная влажность измеренная соответствующим ТУ-25-08-809-70 психрометром аспирационным с электромотором М-34, заводской номер 10988, составляла 60...80%. Температура воздуха – 16...20°C. Применение метода катящегося ролика для исследования коэффициента трения при качении со скольжением предопределило методику проведения экспериментов: рельс приводился в надлежащее фрикционное состояние; на ось насаживался рабочий ролик и к нему прикладывалось вертикальное усилие 300 Н, что соответствует среднему удельному давлению в контакте 600 МПа; с помощью разгонного устройства машина трения разгонялась до заданной линейной скорости; после разгона машины на двигатель 18 подавалось напряжение питания (к ролику 8 прикладывался крутящий момент). Как было установлено [44, 45], интенсивность приложения крутящего момента к рабочему ролику 8 оказывает существенное влияние на результаты экспериментов. Поэтому машина трения была оборудована блоком управления, который позволяет регулировать крутящий момент на рабочем ролике 8 по заданной характеристике. На рис. 5.15 изображен общий вид программы «Burden», позволяющей задать параметры нагрузки на рабочий ролик. Эти параметры передаются блоку управления машиной трения по СОМ порту.

Условия эксплуатации, характерные для подземных выработок, не могут быть полностью воспроизведены на стенде. Имитировались условия с однозначными и воспроизводимыми характеристиками (удельное давление и линейная скорость). Поэтому исследовались случаи сухого трения и трения по смоченной и загрязненной поверхности. При измерениях на поверхность рельса наносили угольную или породную пыль с различной толщиной слоя, а также влажную и обводненную угольно-породную смесь. Пробы материалов были отобраны на шахте

«Юбилейная» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь». Для каждого фрикционного состояния опыт повторялся 7-10 раз.

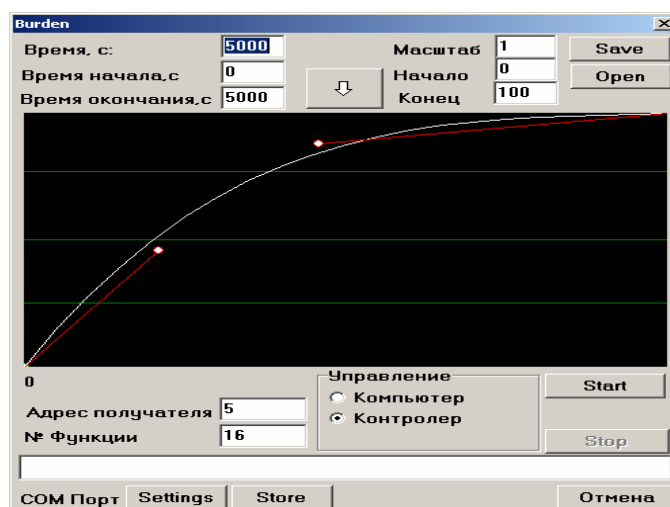


Рис. 5.15. Общий вид программы «Burden».

На рис. 5.16 представлены результаты исследований коэффициента трения при качении со скольжением для различных фрикционных условий. Как видно из рисунков, изменение фрикционных условий меняет не только максимальное значение коэффициента трения, но и характер зависимости последнего от температуры в контакте.

Так, в «идеальных» условиях (рельс чистый, сухой – рис. 5.16, а) коэффициент трения достигает своего первого максимума – 0,28 при температуре 75°C, дальнейшее увеличение температуры до 200°C вызывает незначительное снижение коэффициента трения до 0,24, после чего он повышается до значения 0,38 (второй максимум) при температуре – 450°C, дальнейшее увеличение температуры (550°C) приводит к уменьшению коэффициента трения до 0,3.

Особенный интерес представляет зависимость коэффициента трения от температуры при влажных рельсах (рис. 5.16, б). Перед каждой поездкой вода наносилась на рельс с помощью пульверизатора, что может соответствовать переменной влажности, характерной для шахтных выработок. Этим объясняется большой разброс экспериментальных данных, полученных в ходе эксперимента. В начале эксперимента коэффициент трения сильно упал, а по мере его проведения начал расти, пока не достиг значений, сопоставимых со значениями, полученными на чистых рельсах (рис. 5.16, а).

Полученные результаты подтверждаются результатами многочисленных исследований [126, 127] о влиянии влаги на фрикционные свойства контакта «колесо-рельс».

Совершенно иной характер зависимости коэффициента трения от температуры проявляется при ухудшении условий контактирования и появлении влажных и обводненных угольно-породных смесей (рис. 5.18, в и г). Как видно из рисунков в диапазоне 0...10-15°C коэффициент трения линейно зависит от температуры и принимает значение 0,06...0,1 для различных условий – влажная

угольно-породная смесь, обводненная угольно-породная смесь, вода. Далее до температуры 300...350°С коэффициент меняется в три раза до значений 0,18...0,28 и в зависимости от условий начинает снижаться.

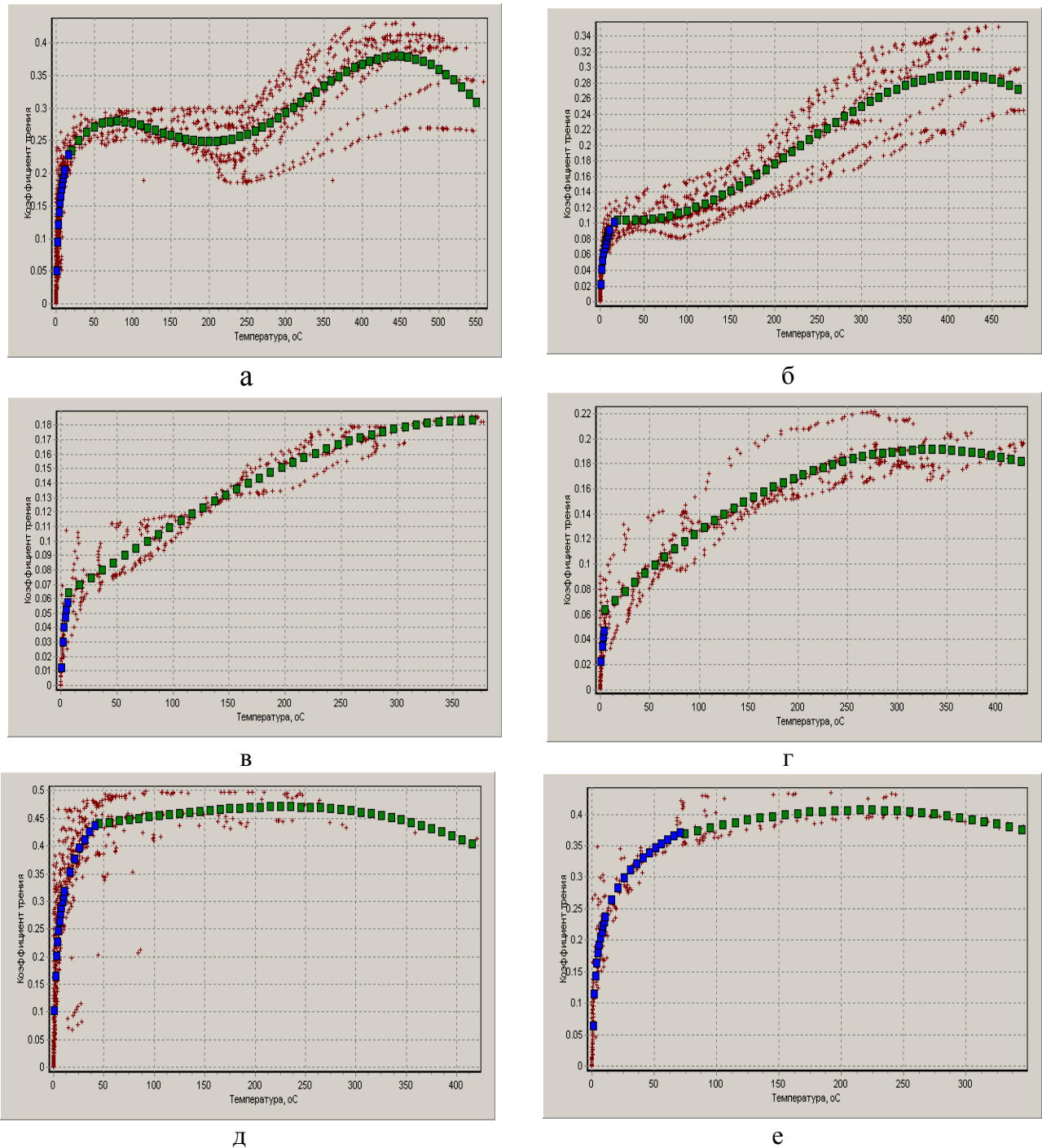


Рис. 5.16. Экспериментальные зависимости коэффициента трения при качении со скольжением от температуры в контакте при различных фрикционных состояниях поверхности рельса: *а* – рельс чистый, сухой; *б* – рельс покрыт водой; *в* – рельс покрыт влажной угольно-породной смесью; *г* – рельс покрыт обводненной угольно-породной смесью; *д* – рельс покрыт тонким слоем угольной пыли; *е* – рельс покрыт тонким слоем породной пыли.

Объяснение этому феномену можно найти в [102-106], где приведены результаты исследования зависимости коэффициента трения от температуры. Авторы утверждают, что при определенной температуре, названной критической

$\theta_{кр}$, происходит разрушение смазочного слоя (потеря несущей способности третьего тела) и возникновение металлического контакта. В результате коэффициент трения растет. Движение в этой зоне температур становится неустойчивым, что можно наблюдать, анализируя экспериментальные данные (рис. 5.16, *в* и *г*). При достижении температуры химической модификации ($\theta_{хм}$), в результате реакции между продуктами разложения третьего тела и металлом, на поверхности трения образуются слои с пониженной прочностью на сдвиг и выполняющие роль смазки. Этот вызывает уменьшение величины коэффициента трения.

Еще одним выводом, который следует из проведенных рассуждений, является тот факт, что именно температура в контакте является важнейшим фактором, который [102-106]: «...оказывает влияние на весь комплекс служебных свойств трущихся материалов...».

Аналогично объясняются и результаты экспериментов, представленные на рис. 5.16, *д* и *е*.

По результатам, экспериментов приведенных на рис. 5.18, получены уравнения регрессии. Учитывая сложный характер зависимости коэффициента трения от температуры, экспериментальные точки аппроксимировались методом наименьших квадратов двумя функциями – логарифмической и полиномиальной:

$$f_1 = A0 + A1 \ln \theta$$

$$f_2 = A0 + A1\theta + A2\theta^2 + A3\theta^3 + A4\theta^4 + A5\theta^5 .$$

Значения коэффициентов $A0...A5$ и граница использования логарифмической и полиномиальной функций сведены в таблицу 5.2.

Таблица 5.2

Значения коэффициентов $A0...A5$ и граница использования логарифмической и полиномиальной функций

Фрикционное состояние рельса	$\theta, ^\circ\text{C}$	A0	A1	A2	A3	A4	A5	Максимальная температура, $^\circ\text{C}$
Чистый, сухой	<20	0.05072	0.06421					558.71
	>20	0.18549	0.00305	3.29534e-5	1.37160e-7	-2.31159e-10	1.34028e-13	
Покрыт водой	<20	0.02163	0.02898					485.85
	>20	0.10868	-0.00025	3.49545e-6	3.57984e-10	-1.72472e-11	1.40194e-14	
Влажная угол.-породная смесь	<7	0.01251	0.01742					376.87
	>7	0.06071	0.02509	-1.18195e-7	-1.08430e-9			
Обвод. угол.-породная смесь	<5	0.02266	0.01742					427.53
	>5	0.05944	0.00079	-1.18290e-6				
Тонкий слой угольной пыли	<45	0.10155	0.09039					419.99
	>45	0.43055	0.00021	4.73380e-7	2.75943e-9			
Тонкий слой породной пыли	<75	0.06438	0.07184					346.40
	>75	0.31712	0.00082	-1.89917e-6				
Масло	<5	0.01517	0.02910					72.35
	>5	0.05595	0.00088	-1.29308e-5				

Утверждение А.А. Ренгевича [173] о том, что «...решающее значение на величину коэффициента сцепления оказывает характер загрязнения рельсов...» подтверждают графики, полученные в ходе второй серии экспериментов, приведенные на рис. 5.17 и 5.18. На рисунках представлены зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени при движении ролика машины трения по рельсу на который были нанесены порода, вода, обводненная угольно-породная смесь, уголь и масло. Загрязненные участки и сухой рельс чередовались в последовательности, представленной на рис. 5.17 и 5.18.

Измеренные значения коэффициента трения находятся в пределах 0,064-0,268 а относительного скольжения – в пределах 0,16-12,88 %, поэтому для визуального восприятия значения коэффициента трения увеличены в 50 раз.

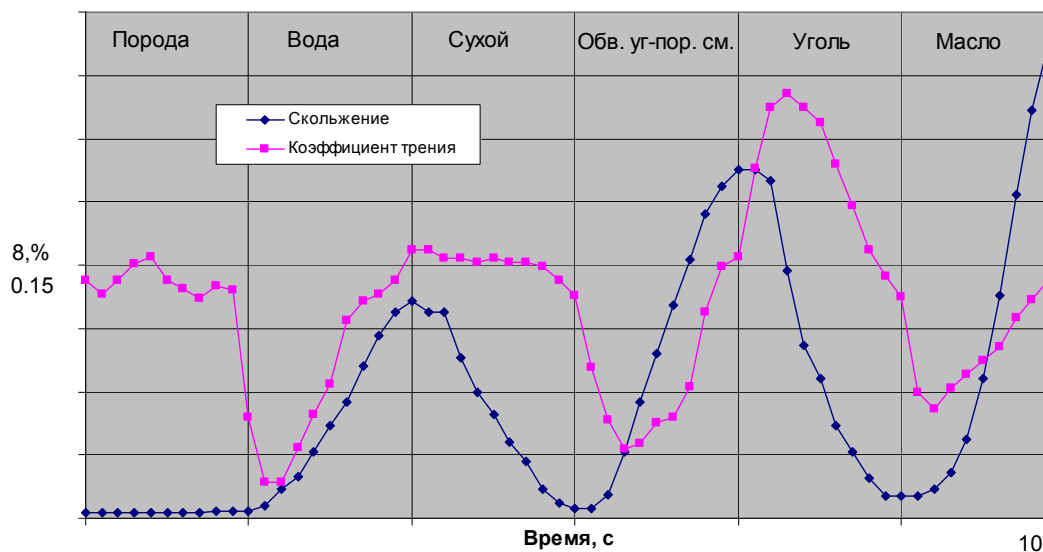


Рис. 5.17. Зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени движения ролика (первый заезд)

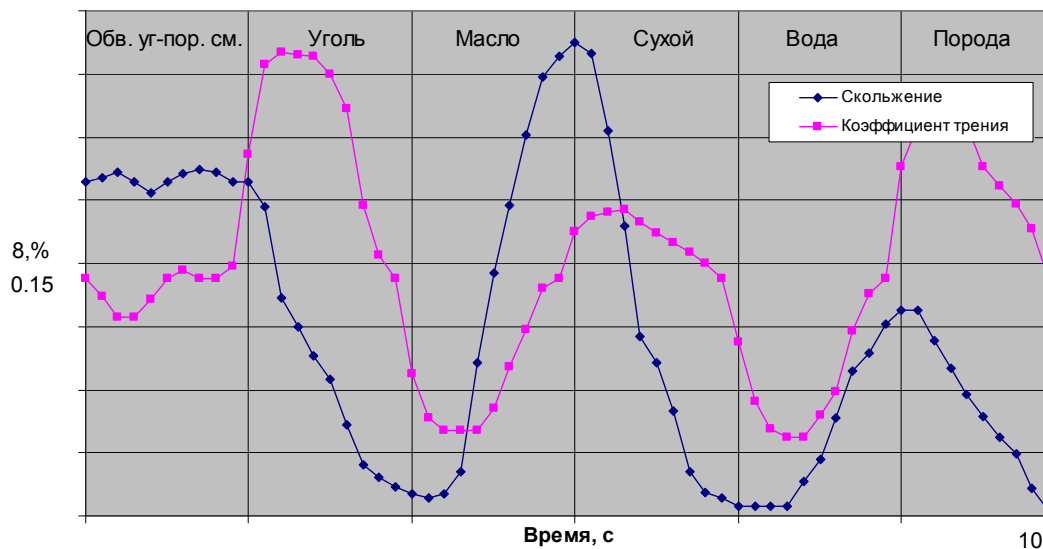


Рис. 5.18. Зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени движения ролика (второй заезд)

Как видно из рисунков при движении ролика происходит более или менее резкое снижение коэффициента трения, зависящее от состояния рельса. Наибольшие значения коэффициента сцепления реализуются на рельсах покрытых угольной и породной пылью, наименьшие – на увлажненных и покрытых маслом или жидкой угольной грязью. Следует отметить, что автора интересовала качественная картина влияния перечисленных загрязнений на реализацию коэффициента сцепления. Уход от количественной конкретизации фрикционных состояний поверхностей трения обуславливается неконтролируемым в шахтных условиях загрязнением колес и рельсов, изменяющимся от участка к участку, от шахты к шахте.

Для контроля достоверности получаемых результатов был проведен контрольный (эталонный) заезд ролика по рельсу покрытому маслом (рис. 5.19). Результаты сопоставлялись с результатами классических работ [100-106, 125-127, 129-136, 172-174], и имеют хорошую согласованность.

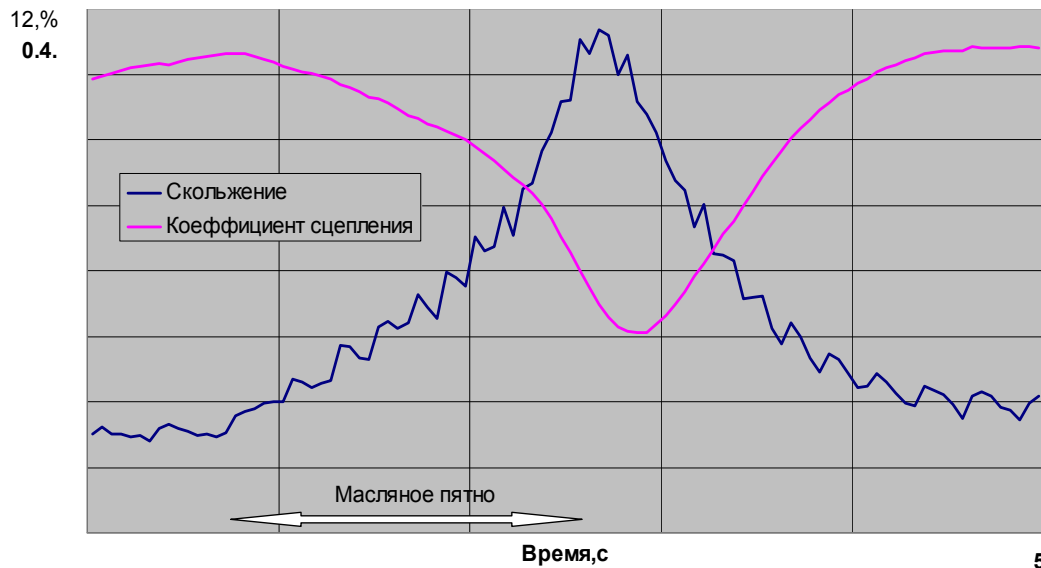


Рис. 5.19. Зависимости коэффициента трения и относительного скольжения от времени движения ролика по рельсу покрытому маслом (контрольный заезд)

В работах [42-46] решена задача определения коэффициента сцепления колеса локомотива с поверхностью рельса на основе фрикционных и температурных процессов в области контакта. Модель сцепления основывается на последовательном решении двух задач – нормальной и тангенциальной. Нормальная задача решалась на основе представления контактирующих тел в виде упругих полупространств с использованием численных методов [45, 46]. В результате решения нормальной задачи определяются координаты точек начального касания колес колесной пары с рельсами, форма и размеры пятна контакта (область E) колеса с рельсом, распределение по нему нормальных напряжений $\sigma(i,j)$ (рис.5.20). Эти результаты являются исходными данными для решения тангенциальной задачи.

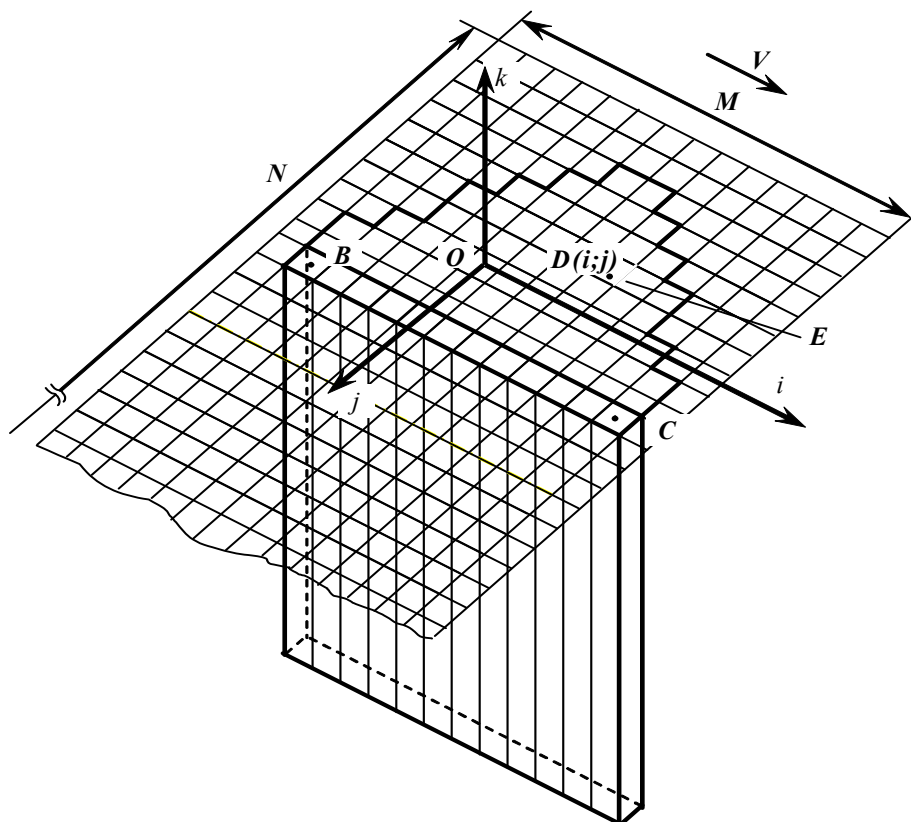


Рис. 5.20. Расчетная схема контакта колеса с рельсом

Целью решения тангенциальной контактной задачи являлось определение силы сцепления колеса (колесной пары) локомотива с рельсом (рельсовой колеёй). В процессе качения колеса локомотива по рельсу колесо прижато к рельсу усилием r_z и движется со скоростью v . Под действием усилия r_z , за счет упругости материалов колеса и рельса образуется зона контакта E . Форма и размер зоны E , распределение по ней нормальных напряжений, а так же усилие прижатия r_z определены в ходе решения нормальной контактной задачи. Кроме того, заданными считается закон трения (зависимость коэффициента трения от температуры и давления в контакте $f(\sigma, \theta)$ которая получена экспериментально (см. рис. 5.16)), упругие и теплофизические свойства контактирующих тел. Вектор относительного скольжения \vec{v} – может быть найден из решения динамической задачи.

Для решения задачи используется прямоугольная сетка размерностью $M \times N$ со сторонами ΔI , ΔJ , нанесенная на общую для колеса и рельса плоскость.

Процесс качения со скольжением считался стационарным. Предполагалось также, что скорость движения локомотива много меньше упругих возмущений в контактирующих телах (задача квазистатическая). С учетом сказанного задача формулируется так: при заданных функциях распределения нормальных давлений $\sigma(i, j)$ скольжений $\vec{v}(i, j)$, зависимости коэффициента трения скольжения при качении со скольжением $f(\sigma, \theta)$ от температуры θ и контактного давления σ в области E найти вектор-функцию касательных напряжений $\vec{v}(i, j)$ по

$$\bar{\tau} = \sigma(i, j) f(\sigma\theta) \bar{v} / |\bar{v}| \quad (5.22)$$

где функция $f(\sigma\theta)$ определена экспериментально.

Тогда сила сцепления колеса локомотива с рельсом равна

$$\vec{F}_{cy} = \int_E \bar{\tau} dE$$

Для вычисления $\bar{\tau}$ необходимо определить поле температур по пятну контакта. Это поле находится в ходе решения. Для определения последнего рассмотрим точку $D(i, j)$, находящуюся в зоне контакта и принадлежащую рельсу (рис. 5.20). В области E действует распределенный источник тепла интенсивностью

$$g(\theta) = \alpha\sigma(i, j) f(\sigma, \theta) |\bar{v}(i, j)| \quad (5.23)$$

где α – коэффициент распределения тепловых потоков (принят равным 0,5).

Интенсивность источника переменна и зависит от удельного давления, температуры в зоне контакта и локального значения вектора скольжения.

Температуру в точке D в момент времени $t = l / v$, где l – расстояние от набегающего края до точки D вдоль оси $O_A I$; v – скорость движения локомотива, можно определить, решив нестационарную задачу теплопроводности, которая, в случае независимости теплофизических свойств материалов контактирующих тел от температуры, имеет вид:

$$\beta \left(\frac{\partial^2 T}{\partial i^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial k^2} \right) \pm q = c\theta \frac{\partial^2 T}{\partial t} \quad (5.24)$$

где β – коэффициент теплопроводности;

c_p – объемная теплоемкость;

q – распределение источника тепла;

T – температура;

t – время.

Аналитическое решение задачи (5.23), (5.24) не получено и поэтому оно осуществлялось численным методом.

Введены дополнительные допущения:

1. Точки колеса и рельса, попав в зону контакта, движутся параллельно оси $O_A i$. Допустимость такого предположения обуславливается кратковременностью единичного контактирования (всего $10^{-3} \dots 10^{-5}$ с). Учитывая это, перемещением в направлении оси $O_A j$ можно пренебречь.

2. Тепло, генерируемое за счет относительного скольжения контактирующих поверхностей, распространяется только по нормали к последним. Предположение является корректным, если числа Пекле

$$Pe = vl / a20 \quad (5.25)$$

где v – скорость движения локомотива;

l – длина контакта;

a – температуропроводность материалов колеса и рельса.

Для реальных размеров контактных площадок и скоростей движения локомотивов условие (5.25) выполняется.

Следствием допущения является возможность моделировать взаимодействующие тела набором стержней с теплоизолированными боковыми стенками и задача (5.24) для каждого стержня, образующих колесо и рельс упростится:

$$\beta \frac{\partial^2 T}{\partial i^2} \pm q = cp \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.26)$$

Функции $\sigma(i, j)$, $\bar{v}(i, j)$, и $\bar{\tau}(i, j)$ считаются кусочно-постоянными, причем в некоторой ячейке с центром m, n

$$\sigma(i, j) = \sigma(i_m, j_n) \quad \bar{\tau}(i, j) = \bar{\tau}(i_m, j_n) \quad \bar{v}(i, j) = \bar{v}(i_m, j_n)$$

Пятно контакта рассматривается как сумма N полос, параллельных оси O_{Ai} (рис. 5.20). Вначале определялась сила сцепления для каждой из полос, а затем в целом для пятна контакта. Такое представление пятна контакта связано с принятыми выше допущениями.

Для определения температур использовалась аналитическая зависимость расчета температуры в стержне с теплоизолированными стенками при действии на него в течение определенного промежутка времени плоского источника тепла [43]

$$T = \frac{2q\sqrt{t}}{\sqrt{\lambda cp}} \left[\frac{1}{\pi} e^{(k^2/4at)} - \frac{-k}{2\sqrt{at}} \operatorname{Erfc}\left(\frac{-k}{2at}\right) \right] \quad (5.27)$$

Так как необходима только температура на поверхности контактирующих тел, то при $k = 0$ достаточно ограничиться выражением

$$T = \frac{2q\sqrt{t}}{\sqrt{\lambda cp}} \quad (5.28)$$

Снова рассмотрен пакет стержней, пронумерованных от 1 до N , с поперечным сечением $\Delta i \Delta j$, (рис. 5.20). Верхние торцы стержней образуют полосу BC с номером n ($1 \leq n \leq N$), параллельную оси O_{Ai} , и находятся в плоскости контакта. Каждый стержень в данной полосе я имеет номер m ($1 \leq m \leq M$),

Принято, что после попадания первого по ходу движения стержня в зону контакта на него в точке C (рис. 5.20) в течении времени $t = \Delta i/v$ где Δi – шаг поверхностной сетки вдоль оси O_{Ai} , действует источник тепла q_1 мощностью, определяемой по формуле (5.23). Начальное распределение температуры по

длине стержня считалось известным и равным нулю, а мощность в течение времени $t = Ai/v$ источника тепла постоянной.

Поскольку мощность источника зависит от температуры в контакте, то задача решалась с последовательным уточнением значения $q(\theta)$ методом простой итерации. Параллельно определялось значение $\bar{\tau}(i_m, j_n)$ действующее на торце m -го стержня (в плоскости контакта). После достижения приемлемой точности определения $q(\theta)$ осуществлялся переход к рассмотрению следующего стержня. На втором стержне в течение такого же промежутка времени t действует источник тепла q_2 , а источник q_1 прекращает свое действие. Поэтому рассчитывалось изменение температуры в стержне от q_2 и добавлялось изменение температуры, произошедшее после окончания действия источника q_1 ; через время t , определяемое как разность между температурой, вызванной действием положительного источника q_1 в течение времени $2t$ (пройдены два стержня) и температурой от действия отрицательного источника q_1 такой же мощности в течение времени t .

Вновь уточнялось значение мощности q_2 . На третьем стержне определялось изменение температуры от действия q_3 и прибавлялись изменения температуры в стержне, произошедшие после окончания действия источников q_1 и q_2 , определяемые как разности между температурами, вызванными действием положительным q_1 в течение времени $3t$ и отрицательным q_1 в течение $2t$, и между температурами от действия положительного q_2 в течение $2t$ и отрицательного q_2 в течение t .

Значение q_3 уточнялось. Так продолжалось M раз, после чего осуществлялся переход к рассмотрению следующей полоски контакта. Для первого по ходу движения стержня вновь принимались нулевые начальные условия.

Поскольку одновременно с уточнением мощности источника тепла q рассчитывалось значение $\bar{\tau}(i_m, j_n)$, то сила сцепления определялось по формуле:

$$F_{cy} = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \sqrt{\tau_i^2} (i_m, i_n) \Delta i \Delta j \quad (5.29)$$

Порядок суммирования в формуле (5.29) связан с принятыми выше допущениями.

На рис. 5.21 представлены зависимости $\Psi(\varepsilon_{ck})$ для различных состояниях контактирующих поверхностей, полученные при решении данной модели сцепления, результаты которой хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными различными авторами.

Данные, полученные на основании проведенных экспериментальных исследований, свидетельствуют о том, что наблюдающиеся в эксплуатации значительные изменения коэффициентов сцепления колес локомотивов с рельсами, определяются прежде всего характеристиками поверхностного слоя загрязнений колес и рельсов.

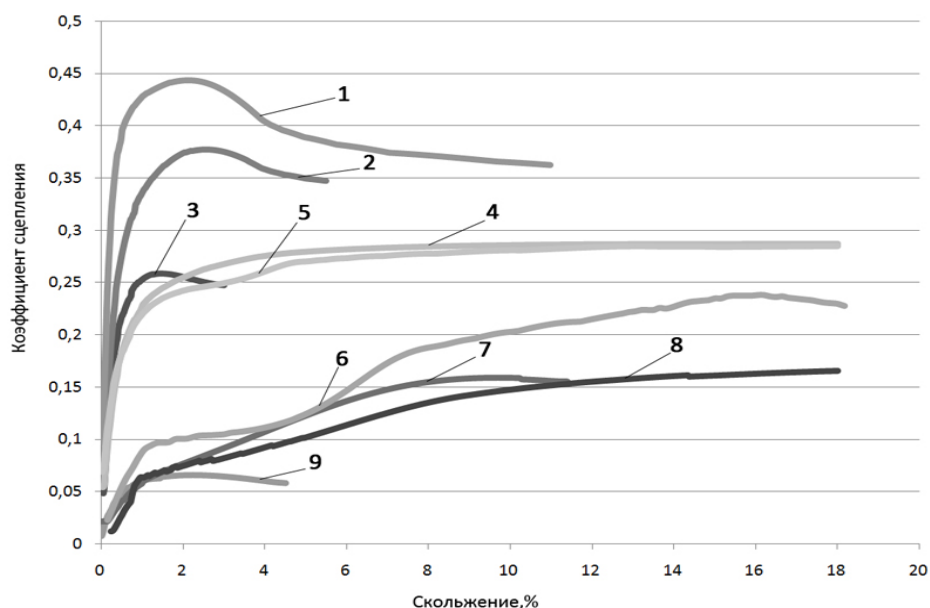


Рис. 5.21. Экспериментальные зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения при различном фрикционном состоянии поверхности рельса: 1 – рельс покрыт тонким слоем угольной пыли; 2 – рельс покрыт тонким слоем породной пыли; 3 – рельс чистый, сухой; 4 – рельс покрыт толстым слоем породной пыли; 5 – рельс покрыт толстым слоем угольной пыли; 6 – рельс покрыт водой; 7 – рельс покрыт влажной угольно-породной смесью; 8 – рельс покрыт обводненной угольно-породной смесью; 9 – рельс покрыт моторным маслом

Характеристика сцепления полученная для чистого сухого рельса идентична полученной в [172]. Но, наличие влаги и загрязнений (поверхности рельсов покрыты слоем водно-угольно-породной смеси) существенно меняет течение процесса реализации имеющегося уровня сцепления. С ухудшением условий сцепления величина критического скольжения возрастает до 8,5...16 % и выше. Характеристика сцепления смещается вправо, становится более пологой, ее максимум значительно менее ярко выражен, а по абсолютной величине (0,15) существенно уступает фиксируемому на чистых рельсах (0,26).

При сравнении экспериментально полученных значений коэффициента сцепления с результатами исследований, проведенных А.А. Ренгевичем была замечена существенная конгруэнтность результатов, что при существенном сходстве и формализации условий испытаний, позволило сделать вывод о том, что, очевидно, принятая им модель аппроксимации результатов не позволяла обнаружить второй максимум в области скольжений, превышающих критическое, в серии экспериментов с рельсами покрытыми грязью [172]. Характеристика коэффициента сцепления, полученная А.А. Ренгевичем, для электровоза 10КР-900 при работе на двух двигателях в тяговом режиме при движении на подъем ($i_{cp} = 4,0 \text{ ‰}$) кабиной вперед с составом из 28 порожних вагонеток типа ВШ-5Т ($Q = 43,7 \text{ т}$) на рельсах покрытых слоем угольной и породной грязи приведена на рис. 5.22.

Аналогичные результаты, свидетельствующие о наличии второго максимума или о возможном смещении экспериментальной зависимости в сторону увеличения $\varepsilon_{кр}$, полученные при исследованиях зависимости предельного коэф-

коэффициента сцепления одиночной оси трамвайного вагона от скорости движения, представлены в [103]. Также были проведены исследования [245] зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения на испытательной машине 2070 СМТ-1 в лаборатории триботехнических исследований кафедры химического машиностроения Украинского государственного химико-технологического университета (г. Днепропетровск).

Рекомендации и методики определения коэффициентов трения в лабораторных условиях даны в работах [103, 105, 270], основные из которых – необходимость сохранения, по возможности: скорости скольжения реальной пары, удельных давлений реальной пары, отношения контурной площади касания к общей площади трения (коэффициент взаимного перекрытия).

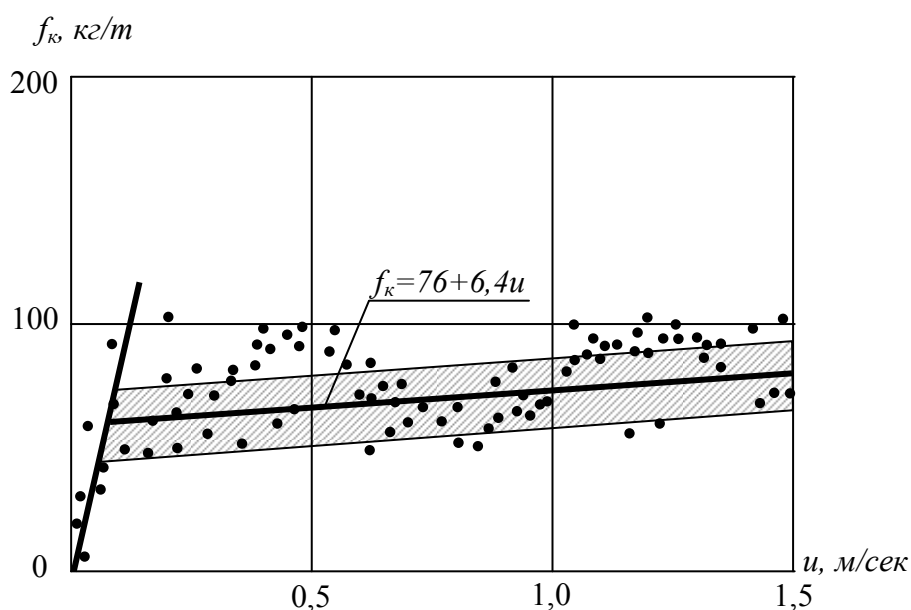


Рис. 5.22. Характеристика коэффициента сцепления электровоза, полученная А.А. Ренгевичем

В случае скольжения при малых скоростях температурный режим не имеет решающего значения. Однако по-прежнему необходимо, чтобы коэффициент взаимного перекрытия, удельное давление и жесткость узла соответствовали натуре. При малых скоростях затруднена приработка трущейся пары. Поэтому необходимо, чтобы поверхности трения были предварительно приработаны и имели такую же шероховатость, как в реальных условиях.

Задачей эксперимента является определение влияния относительного проскальзывания на коэффициент сцепления ψ при взаимодействии гладких поверхностей, контактирующих при наличии промежуточного слоя. Под гладкой поверхностью подразумевается поверхность, не имеющая несовершенств, перечисленных в [39] (ползуны, навары, прокат и т.д.). Постановка данного эксперимента, план и реализация полностью совпадают с методикой, описанной в [270]. Принцип действия машины и её технические характеристики описаны в [76]. При исследованиях проведенных на испытательной машине 2070 СМТ-1 (обработанные результаты экспериментов представлены на рис. 5.23) установить на-

личие двух максимумов на зависимости $f - \varepsilon$ не удалось. Наиболее очевидное объяснение этому факту следующее: при проведении эксперимента в лабораторных условиях вода и угольно-породная смесь подавалась в зону контакта непрерывно, и реализующийся жидкостной режим трения был постоянен. В эксплуатационных условиях, при движении колеса по рельсу с разделяющей их промежуточной средой, реализующиеся режимы трения являются, по видимому, не только чередующимися в различных комбинациях (сухое, граничное и жидкостное), но и смешанными, как полусухими (в одних точках контакта существует сухое трение, в других – граничное), так и полужидкостными (в одних точках – граничное, в других – полужидкостное), что и приводит к фиксированию двух максимумов при обработке результатов. Следует отметить, что жидкостное трение наступает тогда, когда жидкие плёнки имеют толщину 0,1 мкм и более, т.к. объёмные свойства жидкости проявляются в плёнках такой и большей толщины [103].

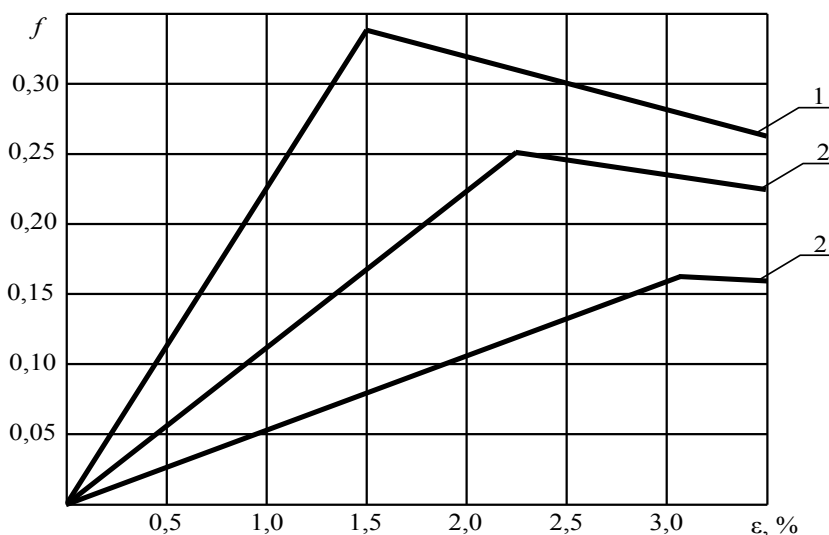


Рис. 5.23. Аппроксимированная экспериментальная зависимость коэффициента трения от проскальзывания: 1 – ролики чистые, сухие; 2 – ролики чистые, мокрые; 3 – ролики, покрытые влажной угольно-породной смесью

Но было установлено, что каждому максимальному значению коэффициента трения, при выбранном по характеру поверхностного слоя режиму трения, соответствуют различные значения проскальзывания (рис. 5.23.). В существующих, в настоящее время, методиках величина проскальзывания принималась постоянной и равной $\varepsilon = 2,5\%$ для различного состояния рельсового пути.

С позиций, наиболее развитой в настоящее время молекулярно-механической (или как теперь принято называть адгезионно-деформационной) теории трения [105], все полученные выше результаты можно интерпретировать следующим образом. Дискретный характер контакта, имеющий место при соприкосновении двух твердых тел, обуславливает при трении постоянную смену отдельных элементарных точек контакта. При этом каждый элементарный контакт имеет следующие три этапа эволюции: взаимодействие, изменение и разрушение. Время существования элементарного контакта зависит не только

от скорости принудительного подвижного элемента пары трения или жесткости системы, но в значительной степени обусловлено и физико-механическими свойствами соприкасающихся материалов и состоянием их поверхностей. При качении колеса по рельсу, вследствие его деформации под действием нагрузки, создаётся площадка касания конечных размеров. В этом случае материал на площадке касания будет сжат, а материал опорной поверхности – растянут. При последовательном нарушении контакта в данном месте, точки опорной поверхности в результате упругости будут стремиться сблизиться, а точки поверхности колеса будут удаляться друг от друга, что и приводит к проскальзыванию поверхностных слоёв контактирующих тел. Описанный процесс имеет место при упруго-пластическом контакте, характерном для контактирования пары колесо-рельс. Введение в область контакта упруго-вязкой среды – промежуточного слоя, приводит, по всей видимости, к тому, что точки колеса удаляются на большие расстояния, вызывая увеличение проскальзывания. Это обусловлено с одной стороны, понижением сил адгезионного взаимодействия соответственно прочности мостиков связи, что уменьшает тангенциальные напряжения, развивающиеся в деформируемом объеме, а также величину самого деформируемого объема. С другой стороны, связано с понижением сопротивления упругому или пластическому оттеснению или, наконец, разрушению тонкого поверхностного слоя (это зависит от вида нарушения фрикционной связи) и предельной его локализации, т. е. увеличения градиента механических свойств. Кроме того, определённый вклад вносит изменение давления, обусловленное постоянно чередующимися в различных комбинациях режимами трения, в контакте трибосопряжения.

5.3. Условия образования и реализации силы тяги при наличии в зоне контакта пары колесо-рельс промежуточной среды

Как известно, задачи, описывающие взаимодействие колеса и рельса при отсутствии промежуточной среды, относятся к контактными и детально описаны в работах [218, 42-45, 129-136]. Поверхности шахтных рельсовых путей во всех случаях, а поверхности катания колес практически всегда покрыты либо пленками из адсорбированных из окружающей среды частиц, либо слоем достаточной толщины пылеобразных частиц, либо увлажнённой или жидкообразной многокомпонентной средой. Поэтому правильность теоретического описания условий образования и реализации силы тяги при наличии в зоне контакта пары колесо-рельс промежуточной среды будет во многом зависеть от правильного выбора модели промежуточной среды. Для условий шахтной локомотивной откатки наиболее характерной будет промежуточная среда описываемая упруго-вязкой моделью.

Опишем, с целью определения необходимой силы тяги F_m , качение с угловой скоростью ω цилиндрического колеса шириной l , радиусом R , весом q по плоской головке рельса, покрытой слоем вязкого вещества толщиной H с коэффициентом вязкости μ (рис.5.24.).

Будем считать, что промежуточный слой обладает свойствами реальной жидкости и прилипает к ограничивающим его твердым поверхностям вовлекаясь при относительном движении этих поверхностей в сужающийся зазор, при этом через какое-то количество оборотов на поверхности катания колеса образуется обволакивающий её упругий слой.

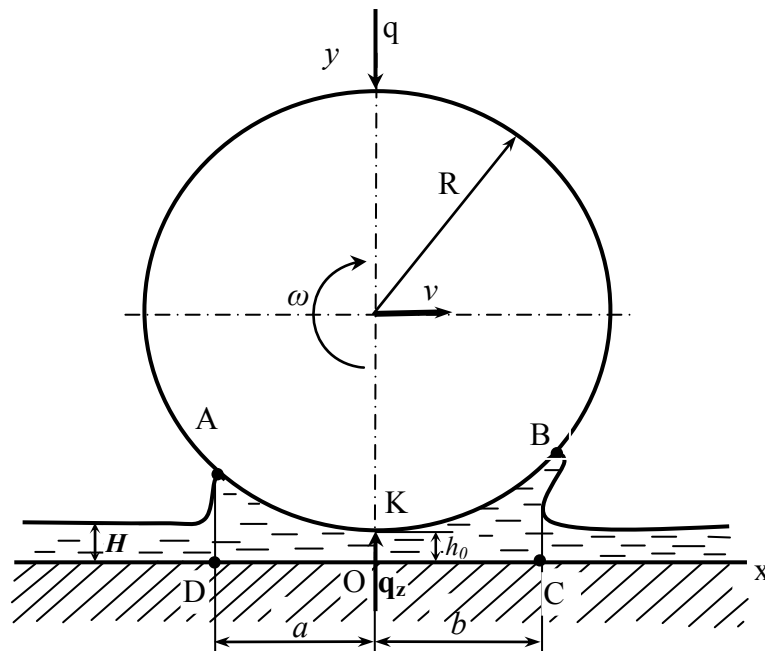


Рис. 5.24. Расчетная схема качения колеса с нанесённым упругим слоем по рельсу покрытому слоем вязкого вещества

Применим к той части слоя $ABCD$, которая в рассматриваемый момент времени t будет находиться непосредственно под цилиндром, приближенные уравнения Рейнольдса [54]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0, \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0. \end{aligned} \quad (5.30)$$

Толщину слоя в начале координат, расположенном на одной вертикале с мгновенным центром качения K , обозначим через h_0 , а толщину на расстоянии x от начала через h . Эта толщина слоя как функция x будет представляться в виде:

$$h = h_0 + R - \sqrt{R^2 - x^2}. \quad (5.31)$$

Обозначим абсциссы крайних точек слоя A и B через $-a$ и b . Предположим, что силы сцепления между частицами поверхности твердого тела и части-

цами прилегающего слоя жидкости больше сил сцепления между частицами жидкости, тогда обычные граничные условия прилипания и постоянства давления на краях слоя представятся в виде:

$$\begin{aligned} \text{при } y = 0 \quad u = 0 \quad v = 0 \\ \text{при } y = h \quad u = \omega(h - h_0), \quad v = -\omega x \\ \text{при } x = -a \quad p = 0 \\ \text{при } x = b \quad p = 0 \end{aligned} \quad (5.32)$$

Решая первое уравнение (5.30) и используя граничные условия (5.32) для u получим:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - hy) + \omega y \left(1 - \frac{h_0}{h} \right). \quad (5.33)$$

Подставляя значения u из (5.33) в уравнение неразрывности (5.30) и учитывая граничные условия (5.32) для v , найдем:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{6\omega\mu}{h^3} (x^2 - h_0 h + C). \quad (5.34)$$

Выражение в скобках в правой части (5.34) может быть обращено в нуль при двух значениях x . Следовательно, в рассматриваемом слое давление может иметь два экстремальных значения – минимальное и максимальное. Так как на краях слоя давление равно нулю, то наличие минимума давления означает наличие отрицательных давлений внутри слоя. Для избежания отрицательных давлений внутри слоя необходимо ввести дополнительное граничное условие, позволяющее точку минимума давлений отнести на левый край слоя.

$$\text{при } x = -a \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (5.35)$$

Удовлетворяя условию (5.35) и проводя интегрирование (5.34), получим следующее выражение для давления:

$$p = 6\mu\omega \int_{-a}^x \left[1 - \frac{h_0}{\sqrt{R^2 - a^2} + \sqrt{R^2 - x^2}} \right] \frac{a^2 - x^2}{h^3} dx. \quad (5.36)$$

Проекция вектора результирующего давления слоя на цилиндр и абсцисса точки его приложения x_S будут определяться формулами [51]:

$$\begin{aligned}
P_x &= -l \int_{-a}^b \frac{px dx}{\sqrt{R^2 - x^2}}, \\
P_y &= l \int_{-a}^b p dx, \\
x_S &= \frac{P_x R}{\sqrt{P_x^2 + P_y^2}}.
\end{aligned} \tag{5.37}$$

Касательная составляющая вектора напряжения на площадке, направляющие косинусы нормали которой – l и m , будет представляться в виде

$$p_{n\tau} = p_{nx}m - p_{ny}l = (p_{xx} - p_{yy})lm + p_{xy}(m^2 - l^2).$$

В рассматриваемом нами случае имеем:

$$\begin{aligned}
l &= \frac{x}{R}, m = \frac{\sqrt{R^2 - x^2}}{R}; \\
lm &\approx \frac{x}{R}, m^2 - l^2 = 1 - \frac{2x^2}{R^2}; \\
p_{xx} - p_{yy} &= 2\mu \frac{du}{dx} - 2\mu \frac{dv}{dy} = 4\mu \frac{du}{dx}, \\
p_{xy} &= \mu \left(\frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right).
\end{aligned}$$

Следовательно, сила вязкости на поверхности цилиндра будет представляться в виде

$$(p_{n\tau})_h = \mu \left[4 \frac{x}{R} \frac{du}{dx} - \left(1 - \frac{2x^2}{R^2} \right) \left(\frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right) \right]_h. \tag{5.38}$$

Так как

$$v = - \int_0^y \frac{du}{dx} dy = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \left(\frac{y^3}{3} - \frac{hy^2}{2} \right) - \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} \frac{dh}{dx} y^2 + \frac{\omega h_0 y^2}{2h^2} \frac{dh}{dx},$$

то, подставляя это выражение и значение u из (5.33) в (5.38) и пренебрегая выражениями, содержащими множители $\frac{a^2}{R^2}$, $\frac{a^3}{R^3}$ и т.д., получим для результирующей силы от касательных напряжений следующее приближённое выражение:

$$F_x = l \int_{-a}^b (p_{n\tau})_h dx \approx -3\mu\omega l \int_{-a}^b \left[\frac{a^2 - x^2}{h^2} \left(1 - \frac{h_0}{2R} + \frac{x^2}{R^2} \right) - \frac{h_0}{3h} \right] dx \quad (5.39)$$

Для момента сил трения относительно оси цилиндра приближённо будем иметь:

$$L = -RF_x. \quad (5.40)$$

Полученные формулы (5.37), (5.38) и (5.40) содержат три заранее неизвестных параметра: a , b , h_0 . Для их определения воспользуемся: а) вторым условием (5.32) для давления, б) условием равновесия силы веса цилиндра с результирующей силой от давления слоя и в) предложением о том, что слой в его левой точке наименее всего деформирован и поэтому толщину слоя здесь можно приравнять начальной толщине H всего слоя на плоскости. Эти три условия могут быть представлены следующими равенствами:

$$\begin{aligned} p(b) &= 0, P_y = q, \\ H &= h_0 + R - \sqrt{R^2 - a^2}. \end{aligned} \quad (5.41)$$

Исходя из уравнения равновесия сил в проекциях на ось x , получим неравенство для необходимой силы тяги

$$F_m \geq -(P_x + F_x). \quad (5.42)$$

Будем предполагать отношение $\frac{x}{R}$ настолько малым, что в выражениях, входящих под знак интегралов, можно будет положить:

$$\sqrt{R^2 - x^2} = R \sqrt{1 - \left(\frac{x}{R}\right)^2} \approx R.$$

При таком предположении давление из (5.36) будет представляться формулой:

$$p = \frac{2\mu\omega}{H^3} (2a^3 + 3ax - x^3) \quad (5.43)$$

Первое из условий (5.43) приводит к уравнению

$$b^3 - 3a^2b - 2a^3 = 0,$$

единственным положительным корнем, которого будет:

$$b = 2a. \quad (5.44)$$

Подставляя значения p из (5.43) и b из (5.44) в (5.37) и (5.39), получим:

$$P_x = -10,8 \frac{\mu \omega l a^5}{R H^3}, P_y = 13,5 \frac{\mu \omega l a^4}{H^3},$$

$$F_x = 3 \mu \omega l a \left(1 + 3,6 \frac{a^4}{R^2 H^2} \right). \quad (5.45)$$

Входящая в выражения (5.45) неизвестная величина, a должна определяться из второго условия (5.41), т.е. из уравнения

$$q = 13,5 \frac{\mu \omega l a^4}{H^3}. \quad (5.46)$$

Если в неравенстве (5.42) мы отбросим результирующую силу трения F_x и подставим значение P_x из (5.45) и значение a из (5.46), то получим:

$$F_m \geq 0,417 \left(\frac{H^3 q}{\mu \omega l} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{q}{R}. \quad (5.47)$$

В неравенстве (5.47), по аналогии с законом кулона $F = k \frac{P}{r}$ (где F – сила трения качения, P – сила, сжимающая тела касания, r – радиус, k – коэффициент трения качения) коэффициент при $\frac{q}{R}$ можно рассматриваться как коэффициент трения качения. Величина этого коэффициента, как это видно из (5.47), убывает с уменьшением толщины слоя H и веса единицы длины катка $\frac{q}{l}$ и с увеличением μ и ω , причём зависимость от последних трёх параметров значительно слабее, чем от толщины слоя H . Переписав формулу (5.47) в виде:

$$F_m \geq \left(0,417^4 \sqrt[4]{\frac{H^3 q}{\mu \omega l}} / R \right) q,$$

Коэффициент при q можем рассматривать как коэффициент сцепления колеса и рельса, зависящий от параметров промежуточной среды. Рассмотренная задача характерна тем, что продольная протяженность слоя считается неизвестной.

Рассмотрим теперь качение колеса с обволакивающим его упругим покрытием по рельсу при наличии между ними промежуточного слоя. С целью определения h_0 уравнение Рейнольдса, с учетом зависимости вязкости от давления по экспоненциальному закону, и граничные условия перепишем в виде

[40]:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 e^{\alpha p} v \frac{h - h_0}{h^3},$$

$$p(b) = p(a) = \frac{dp}{dx}(a) = 0, \quad (5.48)$$

где α – пьезокоэффициент вязкости, характеризующий зависимость вязкости от давления. Для обильной смазки $b = -\infty$. Полагая, что область высокого давления мала по сравнению с R , получаем:

$$h_0 = h(x) = h_m + x^2 / (2R) + Cp, \quad (5.49)$$

где $h_m = h_0$ – аппликата точки $x = 0$;

C – упругая постоянная покрытия ($C = \frac{(1 + \lambda)/(1 - 2\lambda)}{(1 - \lambda)E} \theta$, где λ – коэффициент

Пуассона; E – модуль упругости материала слоя; θ – толщина слоя).

Рассмотрим сначала колесо без упругого покрытия.

Полагая $\alpha p \ll 1$, уравнение (5.21) с учетом (5.22) запишем в виде:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 v (2R)^2 \frac{x^2 - a^2}{(2Rh_m + x^2)^3},$$

$$p(-\infty) = p(a) = 0;$$

интегрируя, получим:

$$p(x) = \frac{6\mu_0 v}{h_m^2} \sqrt{2Rh_m} \int_{-\infty}^{x/\sqrt{2Rh_m}} \frac{t^2 - a_0^2}{(1 + t^2)^3} dt,$$

где $a_0 = a / \sqrt{2Rh_m}$. Безразмерную выходную границу слоя жидкости (значение a_0) находим из условия $p(a) = 0$:

$$\int_{-\infty}^{a_0} \frac{t^2 - a_0^2}{(1 + t^2)^3} dt = 0.$$

Отсюда $a_0 \approx 0,47513$. Давление, действуя на колесо, создает усилие q_z , приходящееся на единицу длины колеса, которое компенсирует вес колеса q :

$$q = q_z = \int_{-\infty}^a p(x) dx = \frac{12\mu_0 v R h_m^{-1}}{4(1 + a_0^2)}.$$

Отсюда определяем минимальную толщину слоя жидкости по известным μ_0, v, R, q :

$$h_m = \frac{3\mu_0\nu R}{q(1+a_0^2)} \approx \frac{2,448\mu_0\nu R}{q}. \quad (5.51)$$

Учтем упругое покрытие. Характерными величинами для p , h и ширины области контакта являются максимальное давление p_* , упругое перемещение δ_* и полуширина контакта b_* в сухом контакте цилиндра с полупространством:

$$\begin{aligned} p_* &= 3P/(4b_*), \\ \delta_* &= b_*^2/(2R) = Cp_*, \\ b_* &= \sqrt[3]{3aPR/2}. \end{aligned} \quad (5.52)$$

Приведем (5.48) и (5.49) к безразмерным переменным, заменив h на $\delta_*\bar{h}$; h_0 на $\delta_*\bar{h}_0$; x на $b_*\bar{x}$; c на $b_*\bar{c}$; p на $p_*\bar{p}$ и опустив черточки:

$$e^{-Q_0\bar{p}} \frac{d\bar{p}}{d\bar{x}} = \nu_0 \frac{h-h_0}{h^3}, \quad (5.53)$$

$$h-h_0 = p+x^2-a^2, \quad (5.54)$$

$$p(-\infty) = p(a) = 0, \quad (5.55)$$

$$\int_{-\infty}^a p(x)dx = 4/3, \quad (5.56)$$

где $Q_0 = \alpha'p_*$, $\nu_0 = 24\mu_0\nu R^2 p_*^{-1}b_*^{-3}$.

Задачу решим асимптотическим методом, т.к. численный счет будет неустойчив относительно погрешности, при больших контактных давлениях $Q_0 \gg 1$. Примем, что упругие свойства покрытия проявляются еще до того, как будет актуальна зависимость $\mu = \mu_0 e^{cp}$ вязкости от давления. Это верно при $Q_0\sqrt{\nu_0} \ll 1$, следовательно вытекает, что $\nu_0 \ll 1$ и $h_0 \ll 1$.

Течение жидкости разобьем на несколько участков (рис. 5.25).

Участок I: $x+a < 0$, $x+a = O(1)$, т.е. $x = -a + O(1) \approx C \cdot 1$ – не малая величина. В главном приближении наблюдается течение несжимаемой жидкости постоянной вязкости с нулевым расходом ($h_0 = 0$) между жесткими колесом и рельсом. Безразмерная толщина слоя жидкости h порядка единицы, а безразмерное давление мало (порядка ν_0). Введем на участке I новое безразмерное давление $p_I = p/\nu_0$ ($p_I = O(1)$). С учетом того, что $h_0 \ll 1$, $\nu_0 \ll 1$, $Q_0\nu_0 \ll 1$ и $h = O(1)$, получим:

$$\frac{dp_I}{dx} = h^{-2}, \quad h = x^2 - a^2, \quad p_I|_{x=-\infty} = 0 \quad (5.57)$$

Откуда

$$p_I = \frac{1}{4a^3} \left(\ln \left| \frac{x+a}{x-a} \right| - \frac{2ax}{x^2-a^2} \right), \quad x < -a, \quad x+a = O(1) \quad (5.58)$$

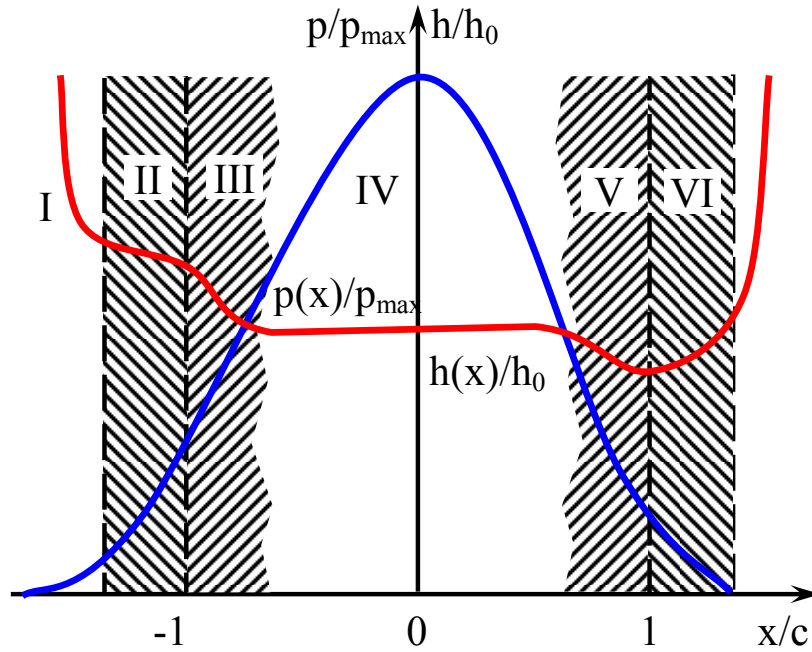


Рис. 5.25. Характерные участки течения жидкости

Из соотношений (5.57) и (5.58) найдем асимптотические выражения для h и p при $x \rightarrow -a - 0$:

$$h \approx -2a(a+x), \quad p \approx -\frac{v_0}{4a^2(x+a)}$$

При $x = -a - 0$ получаем $h = 0, p = \infty$. Вблизи $x = -a$ система (5.57) неверна, поскольку не справедливы предположения, при которых она получена.

Участок II: $|x+a| \ll 1$, характеризуется тем, что давление достигает той величины, когда начинают проявляться свойства упругого покрытия. Кроме того, величина h становится сравнимой с h_0 , поэтому нельзя полагать $h_0 = 0$. Из (5.52) – (5.55) следует, что p и $x+a$ имеют один и тот же порядок $\sqrt{v_0}$. Также $h_0 = O(\sqrt{v_0})$. Зависимость вязкости от давления еще не проявляется, что соответствует малости $Q_0(\sqrt{v_0})$, проведя замену: $x = -a + \sqrt{v_0}x_{II}, h = \sqrt{v_0}h_{II}, p = \sqrt{v_0}p_{II}$, положим $h_0 = \sqrt{v_0}H_0$. Пренебрегая малыми членами, из (5.52) и (5.53) получаем:

$$\frac{dp_{II}}{dx} = \frac{h_{II} - H_0}{h_{II}^3}, \quad h_{II} - H_0 = p_{II} - 2ax_{II}, \quad (5.59)$$

Краевым условием для (5.59) является условие сращивания давлений на участках I и II:

$$p_{II}|_{x_{II}=-\infty} = 0, \quad (5.60)$$

После интегрирования (5.59) с учетом (5.60) найдем:

$$p_{II} = \int_{h_{II}}^{\infty} \frac{(H - H_0)dH}{2aH^3 - H + H_0}, \quad (5.61)$$

где $h_{II}(x_{II})$ обратна к

$$x_{II}(h_{II}) = \left[\int_{h_{II}}^{\infty} \frac{(H - H_0)dH}{2aH^3 - H + H_0} - h_{II} + H_0 \right] \frac{1}{2a}, \quad (5.62)$$

Давление p_{II} монотонно по $x_{II} \in (-\infty, \infty)$ возрастает от 0 до ∞ . При этом h_{II} монотонно падает от ∞ до некоторого H_1 , при котором знаменатель (5.61) обращается в нуль. Следовательно, H_1 – наибольший положительный корень уравнения:

$$2aH^3 - H + H_0 = 0, \quad (5.63)$$

где $a > 0$ и $H_0 > 0$.

Переходя к исходным безразмерным переменным, на основании асимптотик (5.61), (5.62) получим на выходе из участка $II(x_{II} \rightarrow \infty)$ в главном приближении:

$$\begin{aligned} h &\approx \sqrt{\nu_0} H_1, \\ p &\approx 2a(x + a). \end{aligned} \quad (5.64)$$

При удалении от $x = -a$ вправо на расстояние, много большее $\sqrt{\nu_0}$, толщина промежуточного слоя перестает влиять на распределение давления, которое определяется условиями контакта сухих тел, а уравнение Рейнольдса по известному давлению позволяет найти толщину смазочного слоя. Этот вывод справедлив для основной части области гидродинамического контакта ($a^2 - x^2 > \sqrt{\nu_0}$), которая является одновременно и наиболее нагруженной. Что касается давления, то оно продолжает монотонно нарастать и при $x + a = O(1/Q_0)$ тоже достигает величины порядка $1/Q_0$. При этом начинает проявляться зависимость вязкости смазочного материала от давления.

Участок III: $x > -a$, $x + a = O(Q_0^{-1})$ – величина порядок малости которой такой же как и у (Q_0^{-1}) ; h имеет порядок $\sqrt{\nu_0}$, p – порядок Q_0^{-1} . После замены $x = -a + Q_0^{-1}x_{III}$, $p = Q_0^{-1}p_{III}$, $h = \sqrt{\nu_0}h_{III}$ уравнение Рейнольдса приближенно примет вид:

$$e^{-p_{III}} \frac{dp_{III}}{dx_{III}} = \frac{h_{III} - H_0}{h_{III}^3},$$

где $p_{III} = 2x_{III}a$, $x_{III} > 0$.

Поэтому h_{III} – корень уравнения:

$$2ce^{-2ax_{III}} H^3 - H + H_0 = 0, x_{III} > 0, \quad (5.65)$$

Если зафиксированы $a > 0$ и $H_0 > 0$, то при $x_{III} \rightarrow \infty$ корни (5.65) вещественны. Наименьший корень стремится к $-\infty$ ($x_{III} \rightarrow \infty$), наибольший – к ∞ , «средний» – к H_0 . Последний и является искомым при $x_{III} \rightarrow \infty$. Таким образом, при $x_{III} \rightarrow \infty, h_{III} \rightarrow H_0$. При $x_{III} \rightarrow +0$ (5.65) переходит в (5.63). Но в (5.63) искомым является наибольший корень, а в (5.65) – «средний». Следовательно, H_1 – кратный корень (5.63). Условие кратности H_1 позволяет не только найти его, но и связать a и H_0 :

$$H_0 = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{2}{3a}}, H_1 = \frac{3}{2} H_0 = \frac{1}{\sqrt{6a}}, \quad (5.66)$$

На выходе из участка III ($x_{III} \rightarrow \infty$) получим в исходных безразмерных переменных:

$$h \approx h_0 \approx \frac{1}{3} \sqrt{\frac{2\nu_0}{3a}}, p \approx 2a(x + a).$$

Участок IV: $|x| < a, a^2 - x^2 = O(1)$ – самый нагруженный и вносит основной вклад в несущую способность. Здесь p имеет порядок единицы, вязкость экспоненциально велика, а h по-прежнему порядка $\sqrt{\nu_0}$. Решение (5.53), (5.54) находится наиболее просто и с точностью до экспоненциально малых членов имеет вид:

$$p = a^2 - x^2, h = h_0.$$

Давление определяется условиями сухого контакта цилиндра с полупространством, а толщина промежуточного слоя постоянна и равна h_0 . При подходе к выходной границе слоя жидкости $x = a$ давление падает, а вместе с давлением уменьшается и вязкость. При $a - x = O(Q_0^{-1})$ имеем $p \approx 2a(a - x) = O(Q_0^{-1})$ и вязкость становится величиной порядка μ_0 .

Участок V: $x < a, a - x = O(Q_0^{-1})$ – малая окрестность слева от точки a . Толщина смазочного слоя уже не постоянна, как на участке IV, а уменьшается от h_0 до своего минимального значения. Давление падает, $dp/dx < 0$. Так как $h > 0$ и левая часть (5.53) отрицательна, то отрицательна и правая часть, следовательно справедливо неравенство $h < h_0$.

Проведя замену $x = a + Q_0^{-1}x_V, h = \sqrt{\nu_0}h_V, p = Q_0^{-1}p_V$, из уравнения Рейнольдса приближенно получим:

$$e^{-p_V} \frac{dp_V}{dx} = \frac{h_V - H_0}{h_V^3}, \quad (5.67)$$

$$\text{где } p_V = 2ax_V, x_V < 0, \quad (5.68)$$

и x_V удовлетворяет уравнению:

$$2ae^{2ax_V} H^3 + H - H_0 = 0, x_V < 0, \quad (5.69)$$

Поскольку $a > 0$ и $H_0 > 0$, то при $x_V < 0$ уравнение (5.69) имеет один вещественный корень, все остальные комплексные. Этот корень и является искомым решением системы (5.67), (5.68). При $x_V \rightarrow -\infty$, согласно (5.69), $h_V \rightarrow H_0$, что соответствует условию сращивания решения на участке V с решением на участке IV. При изменении x_V от $-\infty$ до нуля h_V монотонно падает и при $x_V = -0$ достигает своего минимального значения $(h_V)_{\min} = H_2$, где H_2 – действительный корень уравнения $2aH^3 + H - H_0 = 0$. После подстановки выражения (5.66) для H_0 получим:

$$\bar{H}^3 + 3\bar{H} - 2 = 0, \quad (5.70)$$

причем H_2 связано с вещественным решением (5.70) соотношением:

$$H_2 = \frac{\bar{H}}{\sqrt{6a}} \approx \frac{0,5961}{\sqrt{6a}} = 0,8941H_0, \quad (5.71)$$

Давление падает по линейному закону (5.68). Переходя к исходным безразмерным переменным, на выходе ($x_V \rightarrow -0$) в главном приближении получим:

$$h \approx \sqrt{v_0} H_2 \approx 0,894h_0, p = 2a(a - x).$$

Участок VI: $x < a$, $a - x = O(\sqrt{v_0})$ – еще меньшая окрестность точки a , чем в предыдущем случае. Основываясь на (5.48) давление имеет порядок $\sqrt{v_0}$, монотонно падает и при $x = 0$ обращается в нуль вместе со своей производной. Вязкость остается постоянной. Толщина промежуточного слоя также имеет порядок $\sqrt{v_0}$ и монотонно возрастает от своего минимального значения $h_{\min} = \sqrt{v_0} H_2$ на выходе из участка V до значения $h = h_0$ на выходной границе смазочного слоя ($x = a$).

Замена $x = a + \sqrt{v_0} x_{VI}$, $h = \sqrt{v_0} h_{VI}$, $p = \sqrt{v_0} p_{VI}$ после пренебрежения членами более высокого порядка сводит (5.53) – (5.56) к:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{VI}}{dx_{VI}} &= \frac{h_{VI} - H_0}{h_{VI}^3}, \\ h_{VI} - H_0 &= p_{VI} + 2ax_{VI}, x_{VI} < 0, \\ p_{VI}|_{x_{VI}=-0} &= 0, \end{aligned}$$

откуда:

$$p_{VI} = \int_{h_{VI}}^{H_0} \frac{(H_0 - H)dH}{2aH^3 + H - H_0},$$

где $h_{VI}(x_{VI})$ обратна к:

$$x_{VI}(h_{VI}) = -\frac{1}{a} \left[\int_{H_{VI}}^{H_0} \frac{(H_0 - H)dH}{2aH^3 + H - H_0} - h_{VI} + H_0 \right].$$

При $x_{VI} \rightarrow -\infty, h_{VI} \rightarrow H_2$, знаменатель подынтегрального выражения обращается в нуль, а p_{VI} ведет себя как $-2ax_{VI}$. Следовательно, решения на участках V и VI согласуются друг с другом. При $x_{VI} \rightarrow -0, h_{VI} \rightarrow H_0, p_{VI} \rightarrow 0$ вместе со своей производной.

Таким образом, в главном приближении найдено изменение толщины промежуточного слоя внутри области гидродинамического контакта при движении колеса с обволакивающим его упругим покрытием по рельсу с разделяющим их промежуточным слоем, также найдено распределение давления в промежуточном слое между колесом и рельсом. Решение зависит от неизвестного параметра – положения выходной границы, который определяется из (5.56). Основной вклад в (5.56) вносит участок IV, поэтому приближенно принимаем $a = 1$, т.к. размеры несущей части областей гидродинамического и сухого контакта колеса с рельсом совпадают.

Переходя к размерным переменным, с учетом того, что $a = 1$, находим среднюю толщину смазочной пленки h_0 :

$$h_0 \approx \frac{\delta_*}{3} \sqrt{\frac{2\nu_0}{3}} = \sqrt{\frac{8\mu_0\nu aR}{9b_*}}, \quad (5.72)$$

где полуширина b_* области сухого контакта цилиндра с полупространством определяется из (5.53). Согласно (5.71), минимальная толщина слоя равна:

$$h_{\min} = 0,8941h_0.$$

Из (5.53) и (5.72) следует, что h_0 не зависит (в главном приближении) от пьезокоэффициента вязкости α , в том интервале давлений, которые реализуются при взаимодействии колеса и рельса. Следовательно, с достаточной для практических расчетов точностью можно использовать формулу (5.47), в которую необходимо подставлять уточнённое значение H определяемое по формуле (5.71). Отметим, что формула (5.47) не может быть использована при исследовании сухого трения и применима только для расчета необходимой силы тяги при качении колеса по рельсу с разделяющим их промежуточным слоем. Результаты расчетов имеют приближенный характер, что обусловлено, прежде

всего, неравномерностью нагружения колёс. В приведенной модели не учитывается динамический характер нагружения зоны контакта колеса и рельса. С повышением скорости движения увеличиваются амплитуды и частота вибраций, которые возникают вследствие неровности рельсового пути, дисбаланса и эксцентриситета колеса, при этом динамическая составляющая в общей нагрузке на колесо резко увеличивается. Следует отметить, что периодический характер изменения вертикальной нагрузки, существенно изменяющий контактную ситуацию взаимодействия колеса и рельса и приводящий к снижению сцепления, присущ условиям движения на больших скоростях и для условий шахтной локомотивной откатки носит не столь ярко выраженный характер, что влияет на хорошую сходимость полученных результатов с результатами экспериментов.

На рис. 5.26, 5.27, 5.28 представлены зависимости необходимой силы тяги колеса F_m от толщины H слоя вязкого вещества покрывающего рельс для различных величин вязкости μ (рис. 5.26), угловой скорости ω (рис. 5.27) и веса колеса q (рис. 5.28), а на рис. 5.29 – зависимости необходимой силы тяги колеса F_m от угловой скорости колеса ω при различных величинах вязкости μ . Расчеты получены при следующих исходных данных: $R = 0,34$ м, $H = 2 \cdot 10^{-4}$ м, $q = 2000$ кг, $\mu = 0,012$ кг·с/м², $\omega = 53$ с⁻¹, $l = 0,1$ м., некоторые из которых в процессе расчетов изменялись в пределах указанных на рисунках. Из рисунков видно, что с увеличением толщины слоя сила тяги необходимая для реализации качения колеса по рельсу имеет тенденцию к увеличению, что продиктовано необходимостью преодолеть дополнительное вязкое сопротивление относительно перемещению колеса по рельсу. Это объясняется следующим образом. Необходимым условием внешнего трения является присутствие менее прочной, чем основной материал, пленки, т.к. обязательным является выполнение правила положительного градиента, это значит, что тонкий поверхностный слой, участвующий в трении, должен обладать меньшей прочностью, чем материал основы, что обеспечит взаимное внедрение отдельных точек касания и молекулярное взаимодействие поверхностей. Конфигурация внедряющихся элементов и глубина внедрения различны для разных точек касания, различно и соотношение между силами адгезии и когезии. Разделение колеса и рельса промежуточной средой приводит к понижению сдвиговой прочности приповерхностного слоя; механическому разделению поверхностей, уменьшающему площадь контакта, что препятствует взаимному внедрению контактирующих неровностей двух тел; пластифицирующему действию на поверхностные слои металла и образованию граничных фаз, облегчающих скольжение тел. Увеличение толщины слоя вызывает дополнительное вязкое сопротивление относительно перемещению колеса по рельсу, при этом меньшим значениям угловой скорости соответствуют большие значения силы тяги, что не противоречит классическим представлениям и проиллюстрировано также на рис. 5.29. Находящаяся в прямой зависимости от толщины слоя сила тяги зависит и от вязкости.

Увеличение показателей вязкости промежуточной среды приводит к падению коэффициента сцепления, что можно объяснить необходимостью преодолеть большую силу внутреннего трения (силу вязкости), а следовательно

и силы тяги. При больших скоростях движения эта зависимость более существенна. Представленные на графиках результаты для силы тяги колеса в области значений толщины слоя, рассчитанной по формулам (5.51) и (5.72), промежуточной среды характерной для реального состояния шахтного рельсового пути, при аппроксимации их для силы тяги шахтного локомотива, достаточно хорошо согласуются с результатами, полученными экспериментально и приведенными в работах [78, 103, 173].

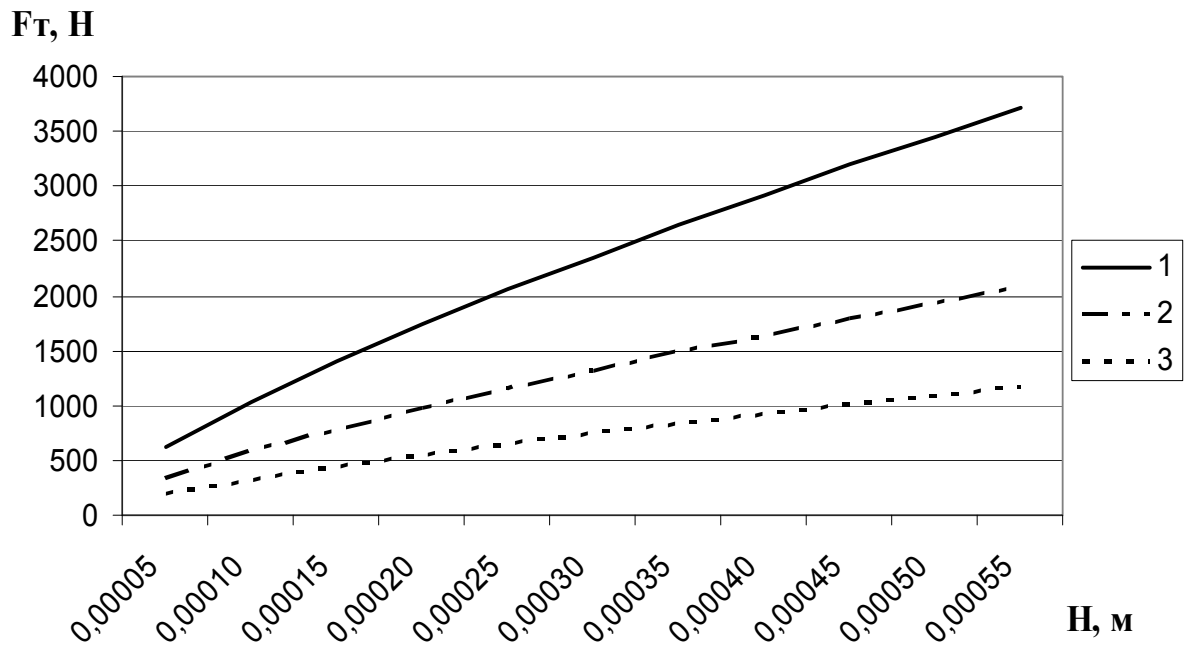


Рис. 5.26. Зависимости необходимой силы тяги колеса F_m от толщины H слоя вязкого вещества покрывающего рельс при различных величинах вязкости μ : 1 – $0,00012 \text{ кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2$, 2 – $0,0012 \text{ кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2$, 3 – $0,012 \text{ кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2$

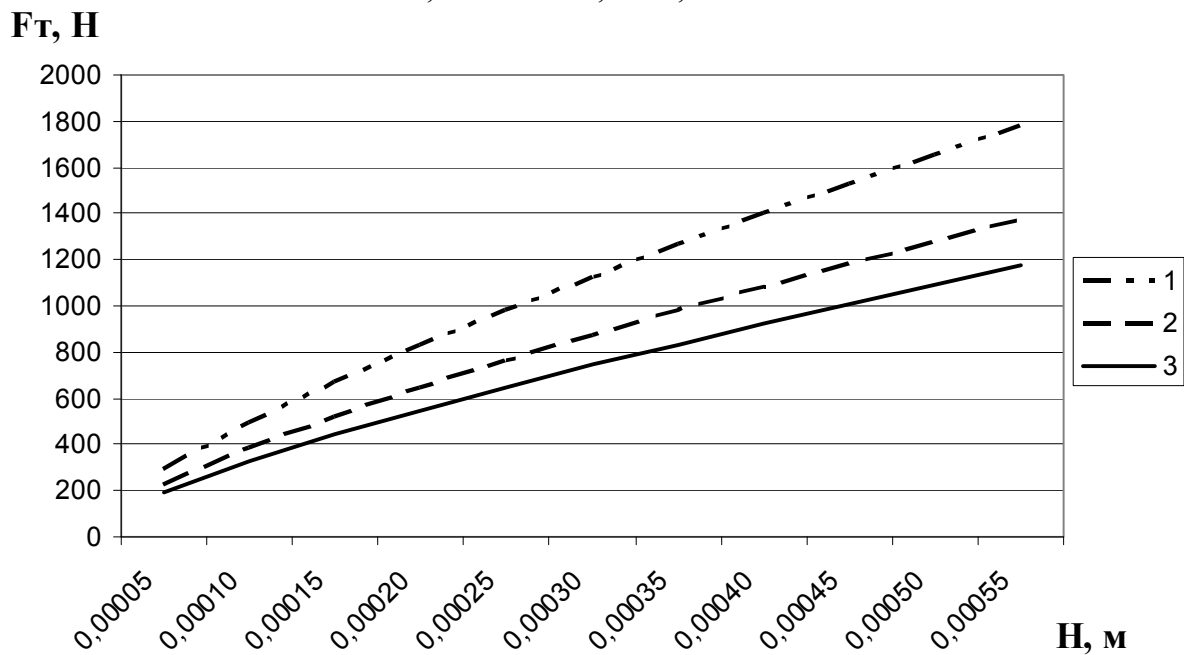


Рис. 5.27. Зависимости необходимой силы тяги колеса F_m от толщины H слоя вязкого вещества покрывающего рельс при различных величинах угловой скорости колеса ω : 1 – 10 с^{-1} , 2 – 28 с^{-1} , 3 – 53 с^{-1}

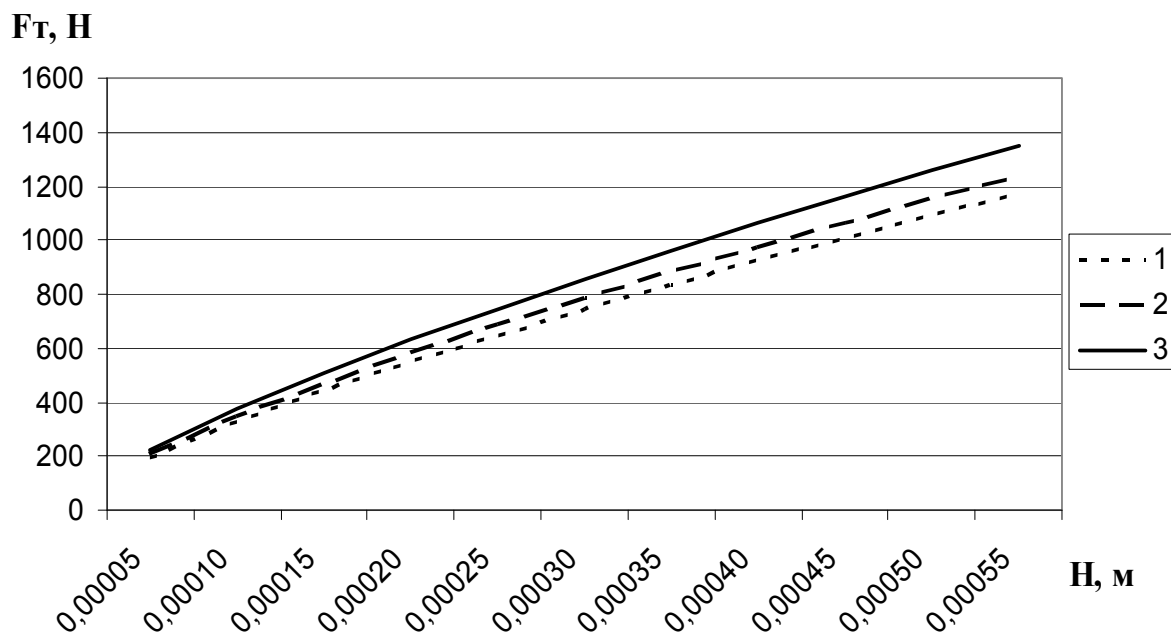


Рис. 5.28. Зависимости необходимой силы тяги колеса F_m от толщины H слоя вязкого вещества покрывающего рельс при различных величинах веса колеса q : 1 – 2000 кг, 2 – 2500 кг, 3 – 3500 кг

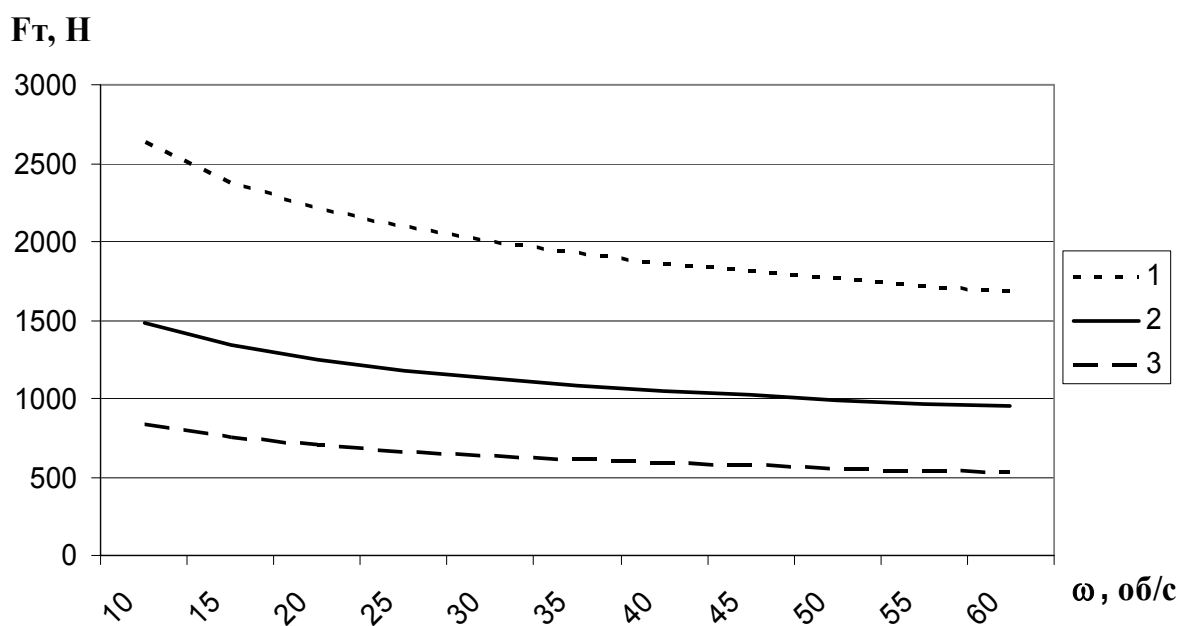


Рис. 5.29. Зависимости необходимой силы тяги колеса F_m от угловой скорости колеса ω при различных величинах вязкости μ : 1 – 0,00012 кг·с/м², 2 – 0,0012 кг·с/м², 3 – 0,012 кг·с/м²

Таким образом, теоретически доказана зависимость силы тяги от состояния поверхностей взаимодействия колеса и рельса, что позволяет количественно оценить фрикционные свойства колес и рельсов, и является ещё одним шагом на пути выявления физической сути явлений, происходящих в контактной области. Полученные результаты показывают, что увеличение вязкости среды в 10 раз снижает силу тяги почти в 1,8 раза, а увеличение толщины слоя в 2 раза приводит к увеличению силы тяги в 1,7 раза, что подтверждает выводы экспе-

риментальных исследований А.А. Ренгевича, о том что максимальное значение коэффициента сцепления рудничных локомотивов реализуется на рельсах посыпанных песком. Изложенное свидетельствует об актуальности теоретических исследований в области механики контактного взаимодействия колеса и рельса при наличии разделяющего их промежуточного слоя.

5.4. Выводы

1. Доказано, что наблюдающиеся в эксплуатации значительные изменения коэффициентов сцепления колес локомотивов с рельсами, определяются прежде всего характеристиками поверхностного слоя загрязнений колес и рельсов. Следовательно для корректного формализованного отображения характеристики сцепления в математических моделях необходимо избегать использования постоянных значений коэффициента сцепления, для конкретного состояния рельсового пути, как это предлагалось ранее. Например, в работе коэффициент сцепления описывается стохастической функцией с нормальным распределением случайных величин в указанном диапазоне $\varphi = 0,09 \dots 0,23$. Это позволит, по мнению автора, повысить тяговые возможности локомотива не за счет наращивания абсолютных значений мощности дизеля или сцепного веса, а более эффективного их использования.

2. При проведении экспериментальных исследований отмечено существование второго максимума силы сцепления. Особенно отчетливо этот максимум проявляется в случае фрикционного контакта колеса и поверхности рельса, загрязненной влажной угольно-породной смесью, что характерно для реального состояния шахтной рельсовой колеи. Природа возникновения второго максимума объяснена чередующимися в эксплуатационных условиях режимами трения.

3. Разработана математическая модель качения колеса по рельсу, учитывающая реальное состояние поверхностного слоя рельсового пути и загрязнение поверхности катания колеса, характерная тем, что продольная протяженность слоя, влияющая на его толщину, считается неизвестной. Предложенный метод решения, при известных допущениях и статическом нагружении контакта позволяет получить качественную картину взаимодействия и количественные результаты соответствующие экспериментальным. Результаты решений позволили установить влияние толщины слоя промежуточной среды, величины вязкости, угловой скорости и нагрузки на реализуемую силу тяги, что в конечном счете влияет на тяговые характеристики локомотива.

4. Изменение нагрузки на колесо, обусловленное существующим типовым рядом шахтных локомотивов, не приводит к тому, что несущая способность промежуточного слоя в диапазоне эксплуатационных скоростей локомотивов, может уменьшить коэффициент сцепления до величины внутреннего трения среды – это однозначно доказывает, что неуправляемое движение локомотива в режиме гидропланирования невозможно.

РАЗДЕЛ 6

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВОЗОВ

Кинематические и нагрузочные режимы работы трансмиссий тесно связаны с характеристиками транспортного средства и условиями работы. Конечной целью моделирования работы трансмиссии является повышение эффективности всего транспортного средства, а не только обеспечение работоспособности трансмиссии. Соответствие трансмиссии эксплуатационным режимам транспортного средства, надежность и рациональность ее конструкции – лишь составляющие общей эффективности машины; другими составляющими являются массово-габаритные характеристики, тип используемого движителя, характеристики двигателя. Немаловажным является эргономичность и удобство управления транспортным средством, что также в большей мере обеспечивается применением бесступенчатых трансмиссий. Для оценки общей эффективности транспортного средства необходимо также обладать методиками определения активного момента на коленчатом валу двигателя, моментов нагрузки на ведущих колесах в зависимости от условий движения и работы. Таким образом, моделирование работы трансмиссии неотъемлемо от моделирования работы двигателя и движения транспортного средства. В связи с этим в одну общую методику объединены математические модели трансмиссий, двигателя внутреннего сгорания с регулятором топливоподачи и моделирование движения транспортного средства по опорной поверхности. Блок-схема взаимосвязей математических моделей, применение которых обеспечивает полнофункциональный анализ работы трансмиссии и машины в целом, представлена на рис. 6.1.

6.1. Анализ движения дизелевозов со ступенчатыми механическими, электромеханическими и гидрообъемно-механическими трансмиссиями

При проведении анализа движения дизелевоза необходимо учитывать ряд особенностей, за счет которых анализ динамики дизелевоза существенно отличается от аналогичных расчетов для других тягово-транспортных средств. В частности, необходимо учитывать, что дизелевоз движется по опорной поверхности со сравнительно низким коэффициентом сцепления – в условиях шахты данный коэффициент колеблется в интервале $\varphi = 0,09 \dots 0,23$ [88-90]. При этом за счет сцепного веса только локомотива обеспечивается движение всего состава, масса которого на порядок выше массы самого дизелевоза.

В то же время, коэффициент сопротивления движению состава сравнительно низок и составляет $f = 0,005 \dots 0,007$ [88-90], из чего можно сделать вывод, что в наименее благоприятных условиях – коэффициент сцепления равен 0,09, коэффициент сопротивления движению 0,007 – дизель-поезд способен обеспечивать равномерное движение вагонеток по горизонтальной поверхности, масса которых превосходит собственную массу дизелевоза в $0,09/0,007 - 1 = 12$ раз. Таким образом, дизелевоз массой 10т способен обеспечивать равномер-

ное движение по горизонтальной поверхности минимум 20 вагонеток УВГ-3,3 (груженная масса – 6 т). Одновременно данное утверждение означает, что при минимальном коэффициенте сцепления $\varphi = 0,09$ состав из дизелевоза и 20 вагонеток не сможет тронуться с места даже на строго горизонтальной поверхности.

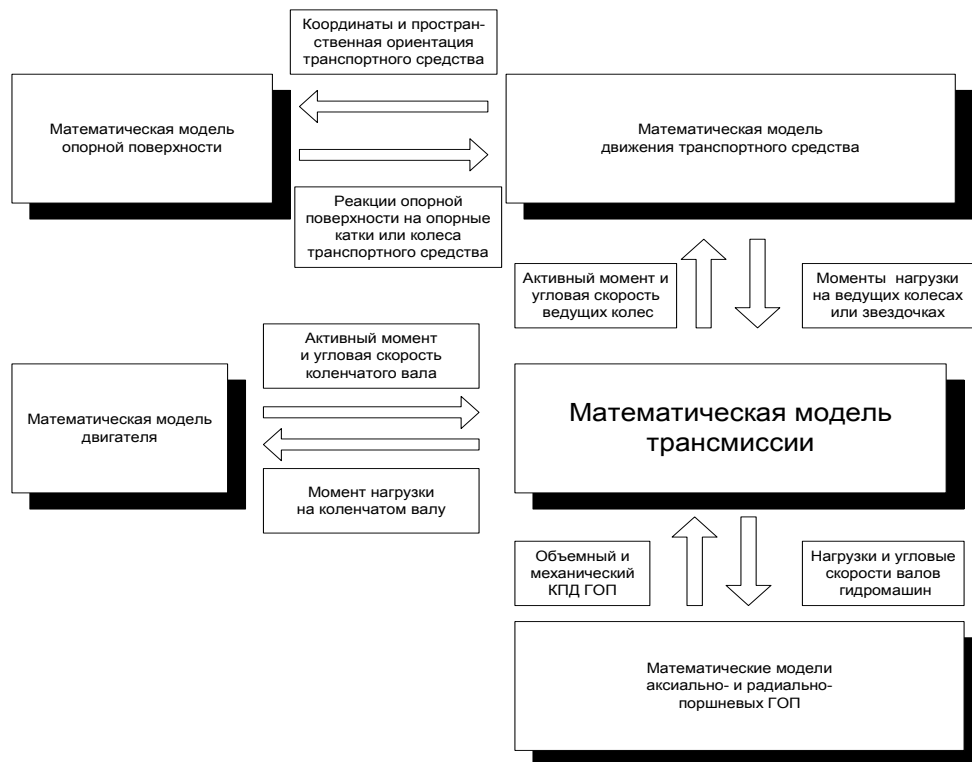


Рис. 6.1. Блок-схема взаимосвязей математических моделей на примере трансмиссии с ГОП

В случае трогания с места с минимальным коэффициентом сцепления и уклоном 5‰ (5 метров подъема на 1 км пути или угол наклона $\alpha = 0,286^0$) суммарная допустимая масса вагонеток m_{1n} существенно уменьшается:

$$mg \cdot \varphi \cdot \cos \alpha = (m + m_{1n}) g (f \cos \alpha + \sin \alpha); \quad (6.1)$$

$$m_{1n} = m \left(\frac{\varphi \cdot \cos \alpha}{f \cos \alpha + \sin \alpha} - 1 \right) \quad (6.2)$$

Для массы дизелевоза $m = 10$ т; $\varphi = 0,09$; $f = 0,007$ и $\alpha = 0,286^0$ выражение (6.1) равно 65 т, что эквивалентно $n = 10$ груженным вагонеткам УВГ-3,3. В зависимости от условий движения, количество вагонеток в составе варьируется от 8 до 12.

Анализ разгона и движения дизелевоза, оснащенного различными трансмиссиями, отличающимися принципом работы, структурной схемой и используемыми вариаторами, представляет собой комплексную задачу, при решении которой необходимо учесть характеристики двигателя, особенности управления элементами трансмиссии, низкий коэффициент сцепления и высокую инерционность состава.

Движение дизелевоза моделируется на опорной поверхности с изменяющимся коэффициентом сцепления и углом наклона опорной поверхности. Диапазон изменения коэффициента сцепления – $\varphi \in [0,09; 0,20]$, угла наклона опорной поверхности – $\alpha \in [-0,286^\circ; 0,286^\circ]$ ($\pm 5\%$). Коэффициент сцепления и угол наклона опорной поверхности представляют собой стохастические функции с нормальным распределением случайных величин в указанных диапазонах; в качестве аргумента функции выступает горизонтальная координата дизелевоза или вагонетки. При этом случайные величины генерируются для опорных точек с заданным интервалом, значение функции в промежуточных точках вычисляется линейной аппроксимацией функции для двух ближайших к заданной стохастических точек:

$$\varphi(S) = \varphi_i + (\varphi_{i+1} - \varphi_i) \cdot \left(\frac{S}{\Delta S_\varphi} - i \right), \quad (6.3)$$

где S – горизонтальная координата дизелевоза или вагонетки; ΔS_φ – длина участка пути для генерации стохастических коэффициентов сцепления на участках пути; i – целая часть отношения $S/\Delta S_\varphi$; φ_i – значение стохастической величины.

Аналогично, для угла наклона опорной поверхности:

$$\alpha(S) = \alpha_i + (\alpha_{i+1} - \alpha_i) \cdot \left(\frac{S}{\Delta S_\alpha} - i \right). \quad (6.4)$$

Таким образом, выражения (6.3) и (6.4) позволяют вычислить коэффициент сцепления и угол наклона опорной поверхности в каждой точке пути по моделируемой опорной поверхности.

На рис. 6.2 представлена расчетная схема дизелевоза в локальной системе координат.

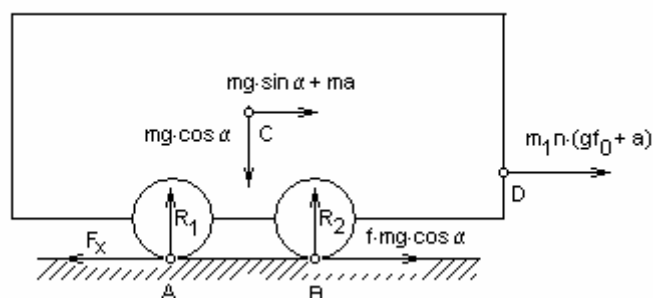


Рис. 6.2. Расчетная схема для моделирования динамики дизелевоза

На расчетной схеме точки А и В – точки приложения реакций опорной поверхности R_1 и R_2 ; С – центр масс дизелевоза; D – точка приложения силы тяги дизелевоза, необходимой для движения n вагонеток. В последующих выражениях координаты точек обозначаются как $x_B, y_B, x_C, y_C, x_D, y_D$. Точка А нахо-

дится в начале локальной системы координат.

Определение реакций R_1 и R_2 существенно для анализа динамики дизелевоза, в частности при разгоне, поскольку именно в режиме разгона необходима максимальная сила тяги F_x , ограниченная величиной реакций под ведущими колесами:

$$F_x \leq R_1 \varphi_1 + R_2 \varphi_2, \quad (6.5)$$

где $\varphi_{1,2}$ – коэффициенты сцепления под ведущими колесами, определяемыми из (6.3): $\varphi_1 = \varphi(S)$; $\varphi_2 = \varphi(S + x_B)$.

При достижении максимальной скорости дизелевоз движется в основном по инерции и для поддержания скорости движения высокие средние значения (6.5) не требуются.

Согласно расчетной схеме на рис. 6.2, ускорение дизелевоза выражается следующим образом:

$$a = \frac{F_x - mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) - m_1 n g f_0}{m \delta + m_1 n}, \quad (6.6)$$

где m – масса дизель-поезда; g – ускорение свободного падения; α – средний угол наклона опорной поверхности, определяемый величинами данного угла для координат двух ведущих колес из (6.4): $\alpha = 0,5[\alpha(S) + \alpha(S + x_B)]$; m_1 – масса одной вагонетки; n – количество вагонеток в составе; f – коэффициент сопротивления качению ведущего колеса по рельсу; δ – коэффициент приведенных масс; f_0 – суммарный приведенный коэффициент сопротивления движению вагонеток.

Данный коэффициент зависит от угла наклона опорной поверхности под каждой из вагонеток и общего коэффициента сопротивления качению:

$$f_0 = f \sum_{i=1}^n \cos \alpha(S_i) + \sum_{i=1}^n \sin \alpha(S_i), \quad (6.7)$$

где S_i – координаты вагонеток.

Из выражения (6.7) следует, что увеличение длины состава способствует стабилизации требуемой тяговой нагрузки, поскольку с ростом n выражение (6.7) стремится к математическому ожиданию, равному f для симметричного равномерного распределения угла наклона опорной поверхности $\alpha \in [-0,286^\circ; 0,286^\circ]$. Физически данное обстоятельство объясняется тем, что вагонетки, находящиеся на отрицательном угле наклона опорной поверхности, создают силу тяги, компенсирующую повышенную нагрузку для вагонеток на положительном угле наклона.

Реакции под ведущими колесами дизелевоза определяются следующим образом:

$$R_1 = \frac{mg}{x_B} \left[(x_B - x_C) \cos \alpha - y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) - y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \right] \quad (6.8)$$

$$R_2 = \frac{mg}{x_B} \left[x_C \cos \alpha + y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) + y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \right] \quad (6.9)$$

Из (6.8) следует, что высота y_D точки приложения тяговой нагрузки от вагонеток должна быть минимальной, в ином случае незначительное ускорение a способно свести реакцию под передним ведущим колесом к нулю – в результате чего дизелевоз сойдет с рельс.

Поскольку в выражения для определения реакций (6.8) и (6.9) входит ускорение, определяемое из (6.6), куда входит сила тяги дизелевоза, ограниченная реакциями (6.5), то ускорение a необходимо определять, исходя из двух случаев – сила тяги F_x дизелевоза ограничена коэффициентами сцепления, или мощности двигателя недостаточно для реализации на данной скорости максимально возможной по сцеплению силы тяги. Система уравнений, записанная в матричной форме для случая ограничения по сцеплению, выводится из (6.9) и (6.6) и имеет вид (6.10):

$$F_x = \frac{mg}{x_B} \left((x_B \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi \cdot x_C) \cos \alpha + y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) \Delta\varphi + y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \Delta\varphi \right) \quad (6.10)$$

где $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \frac{x_B}{mg} & -\frac{\Delta\varphi}{g} \left(y_C + y_D \frac{m_1 n}{m} \right) \\ 1 & -m\delta - m_1 n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ a \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} x_B \varphi_1 \cos \alpha + \Delta\varphi \cdot \left(x_C \cos \alpha + y_C \sin \alpha + y_D \frac{m_1 n}{m} f_0 \right) \\ mg (\sin \alpha + f \cos \alpha) + m_1 n g f_0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6.11)$$

В случае ограничения силы F_x мощностью двигателя, она определяется следующим образом:

$$F_x = \frac{M(\omega_\partial) \cdot \eta_M}{r \cdot i_0}, \quad (6.12)$$

где $M(\omega_\partial)$ – крутящий момент двигателя при текущей угловой скорости колесчатого вала; r – радиус ведущего колеса; i_0 – общее теоретическое передаточное отношение трансмиссии; η_M – механический КПД трансмиссии. Тогда ускорение дизелевоза определяется, исходя из (6.6):

$$a = \frac{M(\omega_D) \cdot \eta_M - mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) \cdot r \cdot i_0 - m_1 n g f_0 \cdot r \cdot i_0}{(m + m_1 n) \cdot r \cdot i_0}. \quad (6.13)$$

Таким образом, для определения ускорения дизелевоза необходимо методом Крамера решить систему уравнений (6.11), определить максимальное ускорение дизелевоза по мощности двигателя (6.13) и принять минимальное из двух значений. Как правило, ограничение по сцеплению возникает на этапе наращивания линейной скорости состава, ограничение по мощности двигателя (что также справедливо при выходе двигателя на регуляторную характеристику) – при достижении максимальной скорости движения.

Математическая модель трансмиссии в общем случае представляет собой модель промежуточного между двигателем и ведущим колесом звена, обладающим общим теоретическим передаточным отношением i_0 , кинематическим и механическим КПД – η_k и η_m соответственно [36]. В зависимости от условий движения, режима работы двигателя и согласно законам управления вариаторами, входящими в состав трансмиссии, параметры данного звена в процессе моделирования непрерывно изменяются. В общем случае теоретическое передаточное отношение i_0 является функцией, зависящей от параметра регулирования вариатора e и номера кинематического диапазона N . Эту величину определяют с помощью методики матричного анализа, подставив в кинематическую матричную модель трансмиссии угловую скорость двигателя $\omega_D = 210$ рад/с и решив ее без учета потерь для заданного параметра регулирования и номера кинематического диапазона. Теоретическое передаточное отношение трансмиссии тогда определяется как частное угловых скоростей ведущих колес и коленчатого вала двигателя.

Кинематический и механический КПД определяются, исходя из величины активного момента на двигателе, угловой скорости коленчатого вала двигателя, параметра регулирования вариатора и номера кинематического диапазона. Данный подход справедлив для всех четырех типов трансмиссий, за исключением ступенчатой механической трансмиссии, в которой параметр регулирования вариатора не используется и теоретическое передаточное отношение зависит только от номера выбранной передачи. Кинематический КПД – отношение угловой скорости ведущих колес, полученной в результате решения полной матричной системы с учетом всех потерь к этой же угловой скорости, но вычисленной без учета потерь. В частности, для ступенчатой механической трансмиссии кинематический КПД всегда равен 1. Механический КПД вычисляется аналогично, как отношение моментов на ведущем колесе; для ступенчатой механической трансмиссии он постоянен в пределах одной передачи.

Внешняя характеристика двигателя и зависимость удельного расхода от угловой скорости коленчатого вала аппроксимируются следующими зависимостями:

$$M(\omega) = \begin{cases} -0,0417\omega^2 + 13,349\omega - 615,98; \omega \leq 210 \\ 12530 - 58 \cdot \omega; \omega > 210 \end{cases} \quad (6.14)$$

$$q(\omega) = 0,0238\omega^2 - 9,975\omega + 1119,375 \quad (6.15)$$

Часовой расход топлива на внешней характеристике:

$$Q(\omega) = M(\omega) \cdot q(\omega) \cdot \omega \quad (6.16)$$

Таким образом, совмещение модели двигателя, матричной модели трансмиссии, стохастической модели опорной поверхности и представленной модели дизель-поезда позволяет провести динамический анализ работы дизелевоза, оснащенного одним из четырех вариантов трансмиссии, при движении по заданной поверхности. При моделировании движения дизелевоза циклически выполняются следующие операции:

1. Определяется максимальное ускорение дизелевоза по условиям сцепления путем решения системы уравнений (6.11);
2. Определяется максимальное ускорение дизелевоза по условию мощности двигателя по (6.13);
3. Выбирается минимальное из полученных двух значений и определяется действительная сила тяги F_x из выражения (6.6);
4. Определяется момент нагрузки на колесе $M_x = F_x r$ и с помощью методики матричного анализа – требуемый активный момент двигателя

$$M_a = M_x i_0 \eta_m^{-1}; \quad (6.17)$$

5. По выражению (6.6) определяется максимальный часовой расход топлива $Q(\omega_0)$ для данной угловой скорости коленчатого вала и умножается на отношение требуемого активного момента двигателя и максимального для данной угловой скорости коленчатого вала;

$$Q_0[\omega_0(t)] = Q[\omega_0(t)] \frac{M_a}{M[\omega_0(t)]} \quad (6.18)$$

6. Полученное ускорение, часовой расход топлива интегрируется с целью определения текущей скорости дизель-поезда и расхода топлива к данному моменту времени

$$\tilde{Q}(T) = \int_0^T \frac{Q_0[\omega_0(t)] M_x(t) i_0(t)}{\eta_m(t) \cdot M[\omega_0(t)]} dt; \quad (6.19)$$

7. Исходя из полученной скорости дизелевоза определяется новая кинематически согласованная угловая скорость коленчатого вала;

$$\omega_0(T) = \frac{1}{i_0(t) \cdot \eta_\kappa(t)} \int_0^T a(t) dt \quad (6.20)$$

8. Скорость дизелевоза интегрируется с целью определения новой координаты дизелевоза и вагонеток.

Результаты динамического анализа работы дизелевоза, оснащенного ступенчатой механической (рис. 6.3), гидрообъемно-механической, электромеханической трансмиссией, а также гидрообъемно-механической трансмиссией с приводом на водило (аналогично трансмиссиям серии Fendt-Vario) представлены на рис 6.4 – 6.7. Основной характеристикой, рассматриваемой на данных рисунках, является скорость состава. Дополнительными характеристиками, необходимыми для контроля за адекватностью математической модели, является параметр регулирования вариатора, механический и кинематический КПД трансмиссии, а также степень загрузки двигателя.

Основная закономерность, наблюдаемая на рис. 6.4 – 6.7 – стабильность технологического процесса на протяжении почти всего перегона. Первые 250 метров состав разгоняется до максимальной скорости, обусловленной геометрическими параметрами трансмиссии, затем в течение 4 километров пути скорость меняется крайне незначительно, что связано, в основном, с появлением положительных уклонов 4-5‰. Падение скорости при движении на подъем наблюдается только у гидрообъемно-механических трансмиссий, поскольку рост нагрузки на транспортном диапазоне приводит к резкому снижению кинематического КПД трансмиссии.

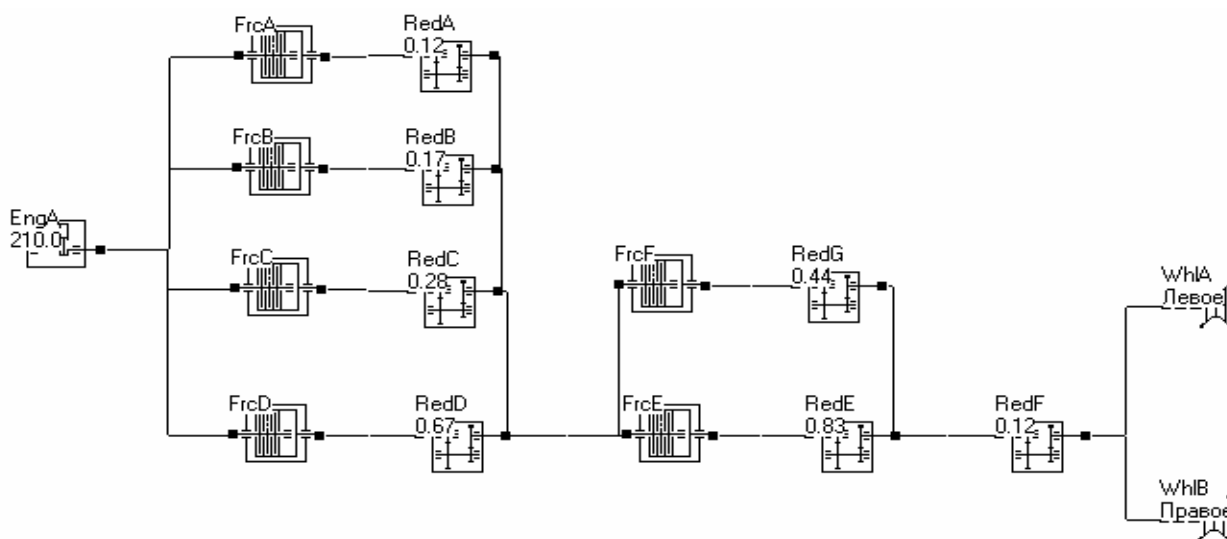


Рис. 6.3. Структурная схема ступенчатой механической трансмиссии

Детальный анализ зависимостей, представленных на рис. 6.4 – 6.7 позволяет выявить ряд закономерностей, присущих рассматриваемой системе.

В частности, на рис. 6.8 видно, что за первые 250 м пути состав достигает максимальной скорости и далее движется равномерно с небольшими колебаниями линейной скорости за счет изменения уклона (рис. 6.9). При наличии затяжного подъема скорость дизель-поезда может заметно снизиться, как, например, на рис. 6.10 – с 21,6 до 20,1 км/ч.

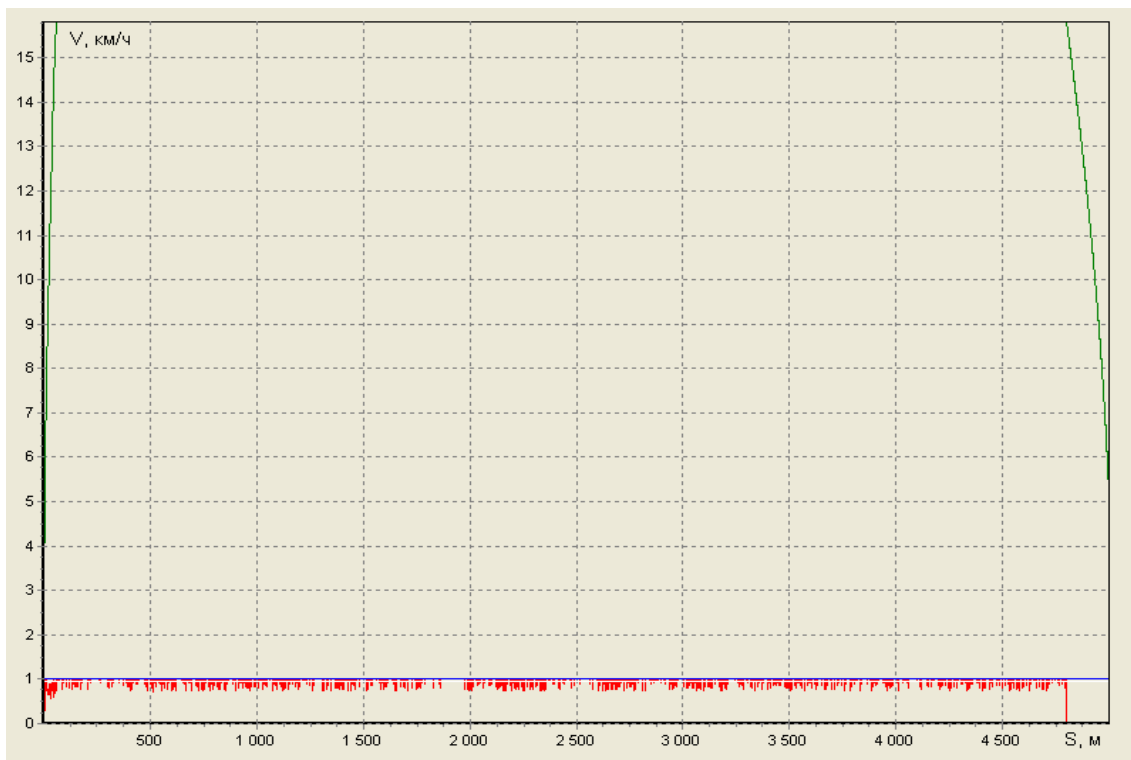


Рис. 6.4. Результаты динамического анализа работы дизельвоза, оснащенного ступенчатой механической трансмиссией

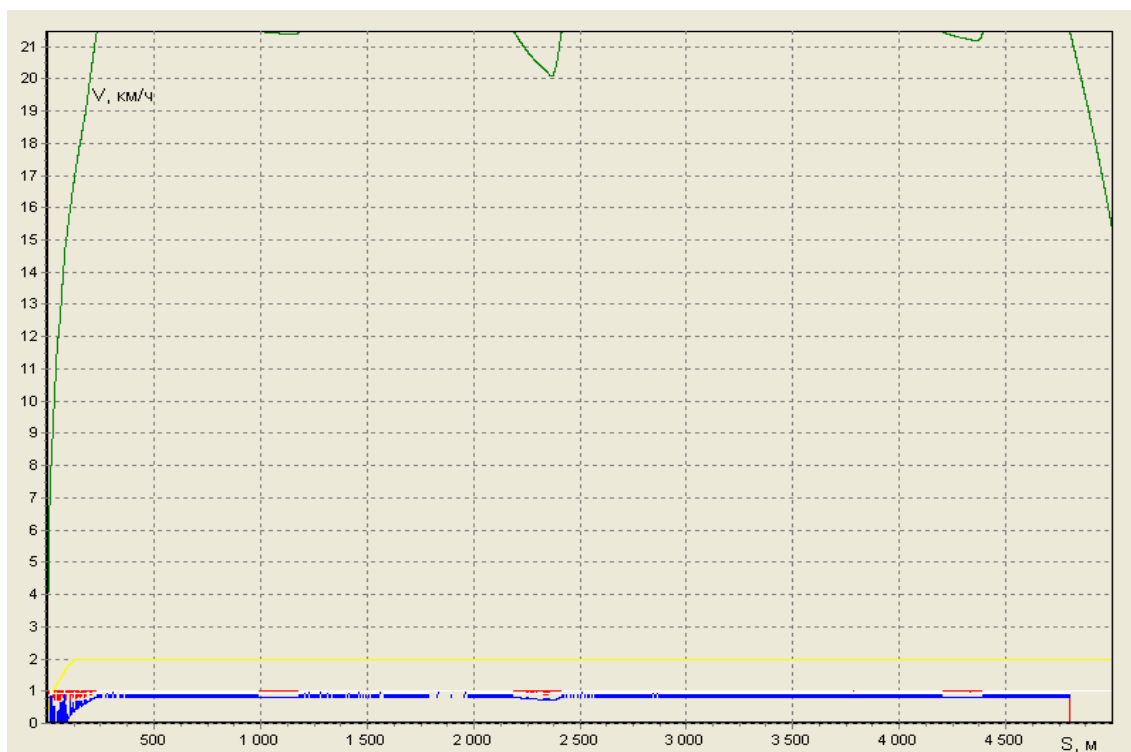


Рис. 6.5. Результаты динамического анализа работы дизельвоза, оснащенного гидрообъемно-механической трансмиссией с приводом на водило

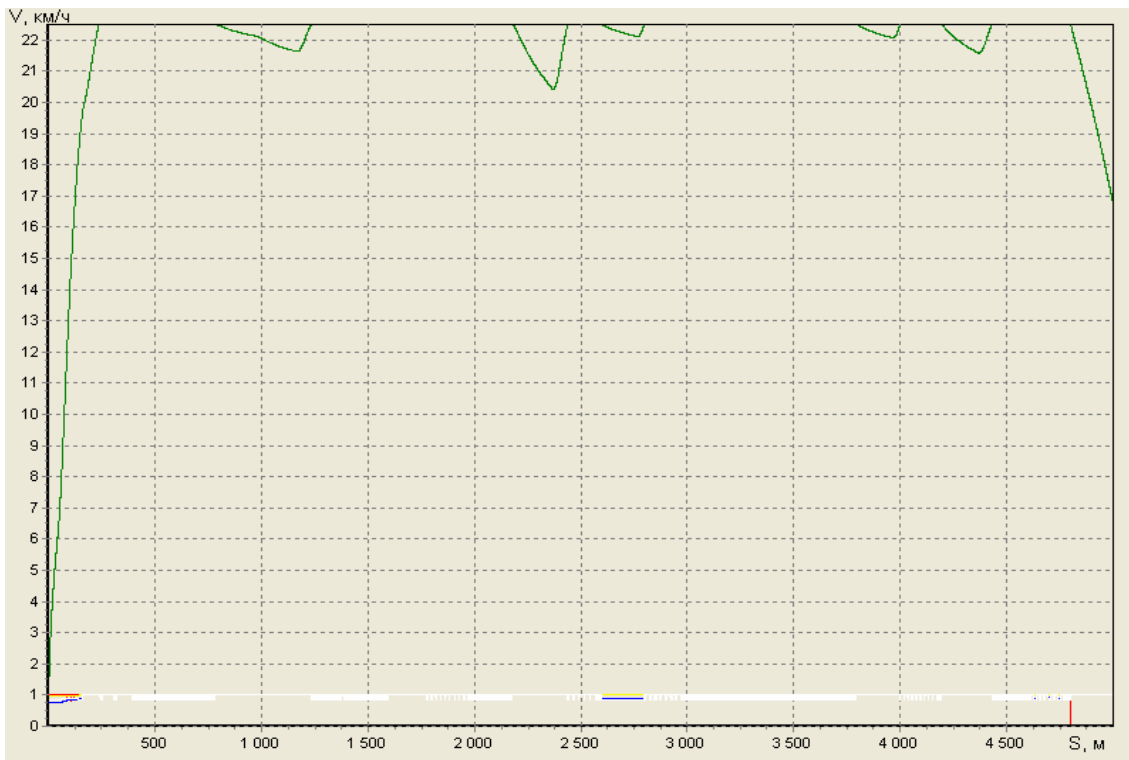


Рис. 6.6. Результаты динамического анализа работы дизелевоза, оснащенного двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией

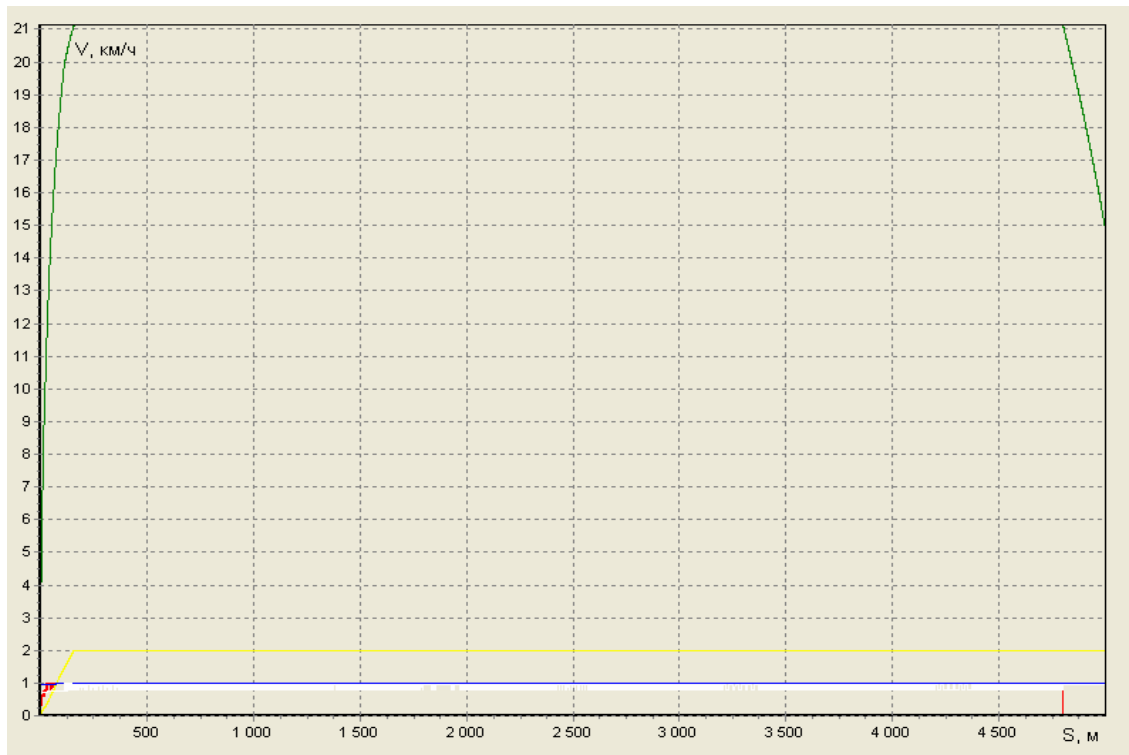


Рис. 6.7. Результаты динамического анализа работы дизелевоза, оснащенного двухпоточной электромеханической трансмиссией

На рис. 6.11 показано характерное снижение кинематического КПД ГОМТ №1 при повышении нагрузки. Для ступенчатой механической и элект-

тормеханической трансмиссии данное явление не выражено, поскольку КПД механической трансмиссии не зависит от нагрузки, а электромеханическая оснащена электродвигателем избыточной мощности. На рис. 6.12 показана работа регулятора подачи топлива, снижающего активный момент двигателя при достижении максимальной угловой скорости. При движении по ровному участку опорной поверхности скорость дизель-поезда колеблется незначительно, за счет работы системы автоматического ограничения подачи топлива в ДВС (рис. 6.13). Также наблюдается работа двигателя на частичной характеристике при трогании дизель-поезда (рис. 6.14), поскольку при общем низком передаточном отношении трансмиссии (соответствующем малым значениям параметра регулирования) весь активный момент ДВС на внешней характеристике не реализуется сцепными свойствами.

В результате моделирования были получены интегральные характеристики (таблица 6.1), посредством которых проводится сравнительный анализ эффективности четырех трансмиссий. Общий сравнительный анализ будет проведен в параграфе 6.2.

Таблица 6.1

Характеристики эффективности дизелевоза с применением различных трансмиссий, полученные в результате динамического анализа для перегона длиной 5 км

Трансмиссия	Время	Расход топлива	Производительность
СМТ	1174 с	0,823 кг	920 т км/ч
Fendt	871 с	0,852 кг	1239 т км/ч
ГОМТ	873 с	0,998 кг	1237 т км/ч
ЭМТ	875 с	0,961 кг	1234 т км/ч

В результате проведенных исследований и их анализа можно сделать следующие выводы:

1. Состав из дизелевоза и груженых вагонеток обладает высокой массой и запасенной кинетической энергией. Наиболее нагруженный режим работы наблюдается на этапе разгона дизелевоза, при этом КПД гидрообъемно-механических трансмиссий принимает значения 0,1-0,7. В процессе движения по равномерному профилю требуемая сила тяги снижается и КПД гидрообъемных трансмиссий колеблется в диапазоне 0,75-0,85 в зависимости от угла наклона опорной поверхности.

2. Гидрообъемно-механические трансмиссии обеспечивают меньшую стабильность линейной скорости дизелевоза по сравнению с электромеханической и ступенчатой механической.

3. При условно равномерном движении дизелевоза между этапами разгона и торможения двигатель работает на регуляторной или частичной характеристике, поскольку требуемая мощность составляет 40–50% от максимальной. Предпочтительнее частичная характеристика, поскольку на регуляторной удельный расход топлива может превышать номинальный в 1,5 раза.

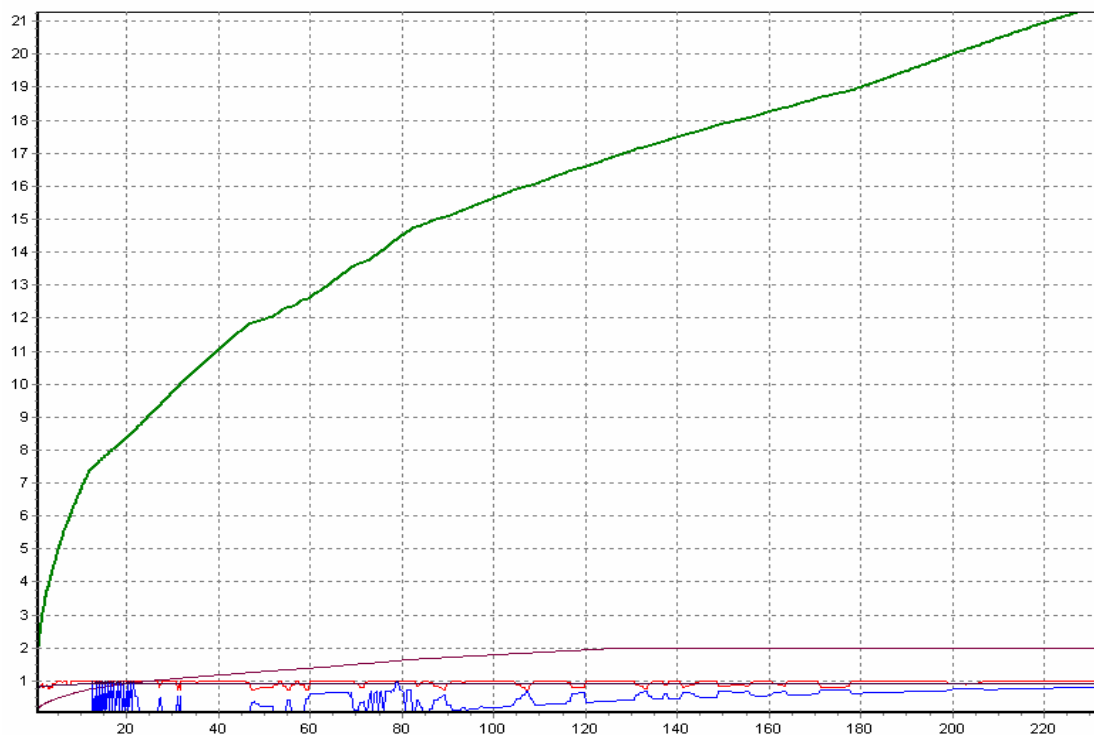


Рис. 6.8. Разгон дизельвоза при трогании

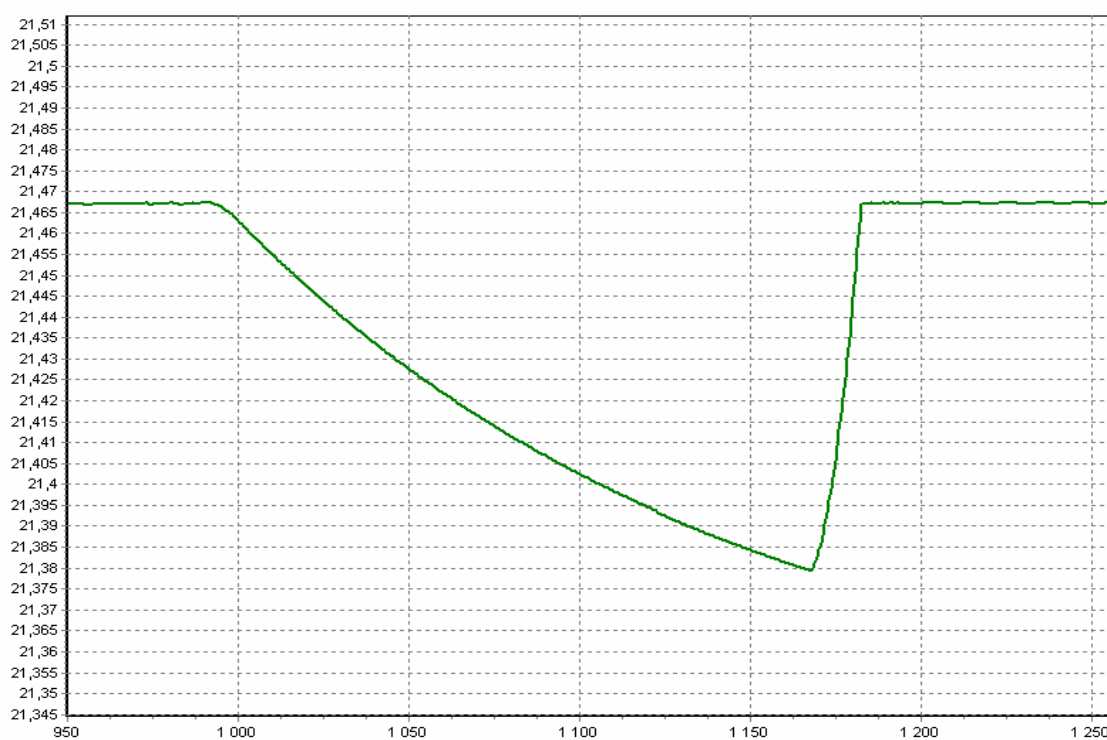


Рис. 6.9. Незначительное снижение скорости при движении на уклон

4. За счет рационального выбора времени начала торможения существует возможность экономии топлива и ресурса двигателя. Запасенная кинетическая энергия состава позволяет преодолеть 200–300 м пути без затрат топлива с незначительным снижением скорости с 20 до 15 км/ч.

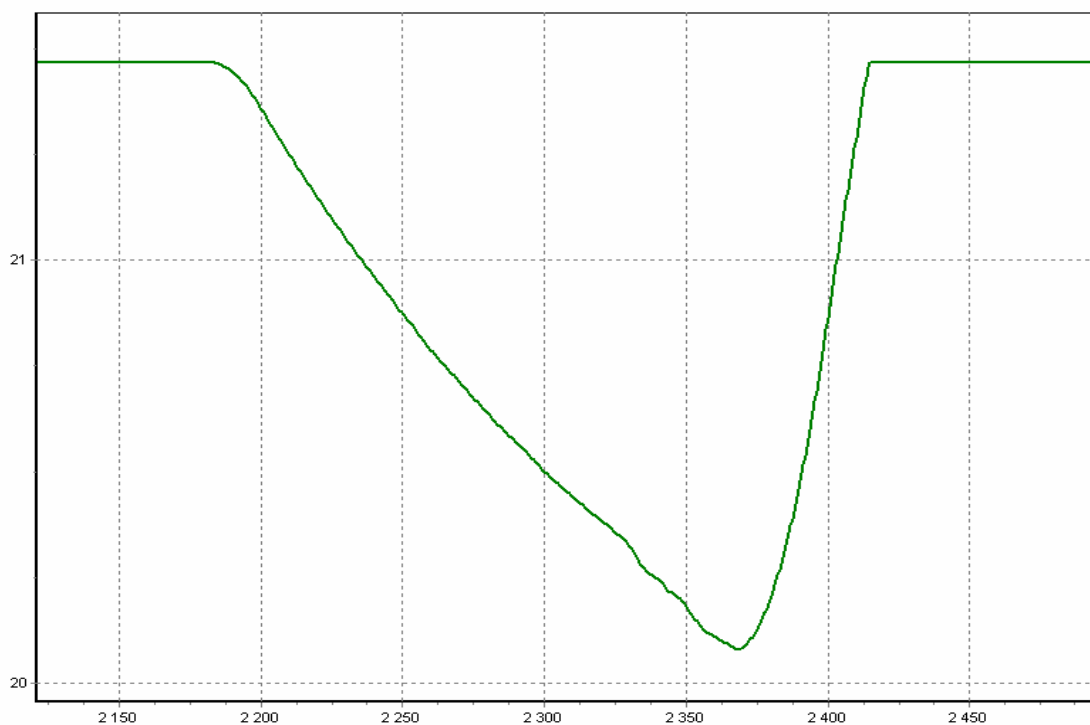


Рис. 6.10. Существенное снижение скорости при движении на затяжной уклон

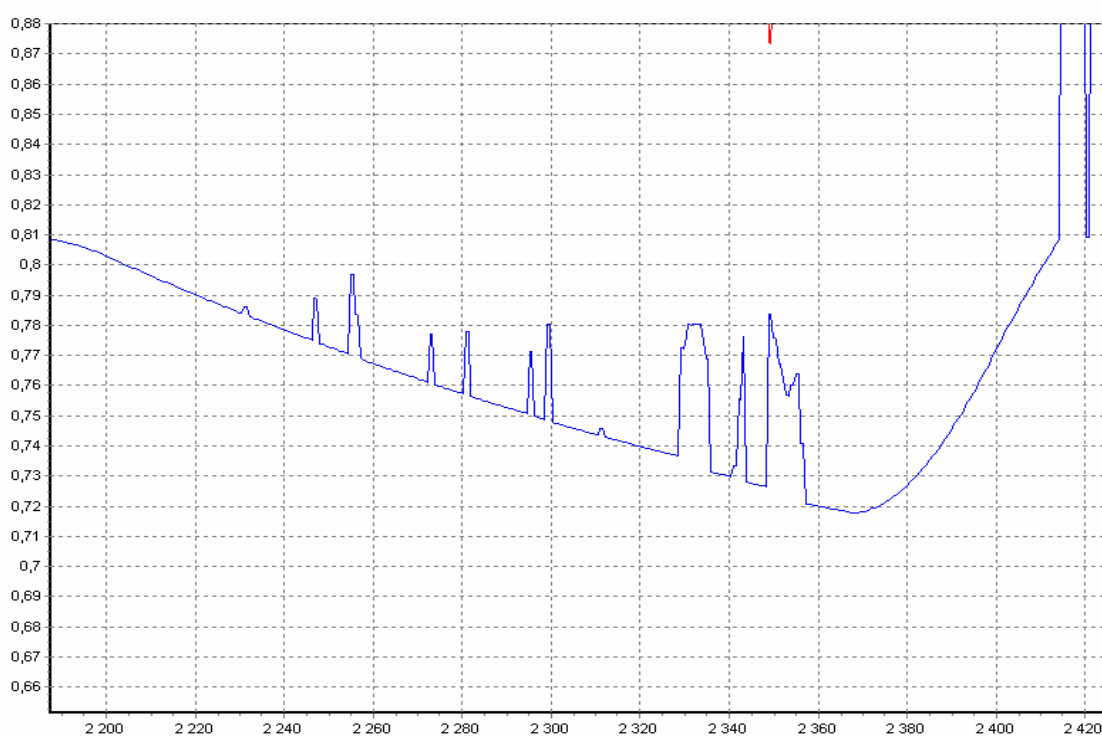


Рис. 6.11. Снижение кинематического КПД ГОМТ при повышении нагрузки

5. Основными путями повышения производительности и экономичности дизель поездов является повышение средней скорости движения и рациональный выбор времени начала торможения.

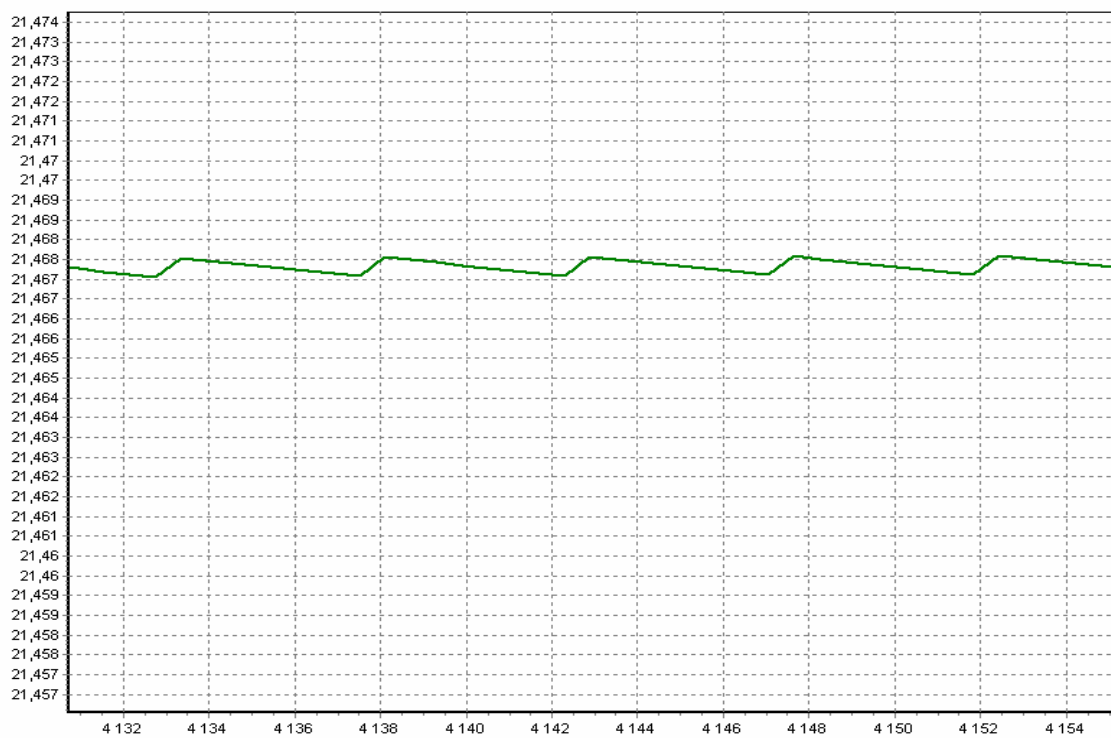


Рис. 6.12. Стабильный процесс равномерного движения по горизонтальной поверхности

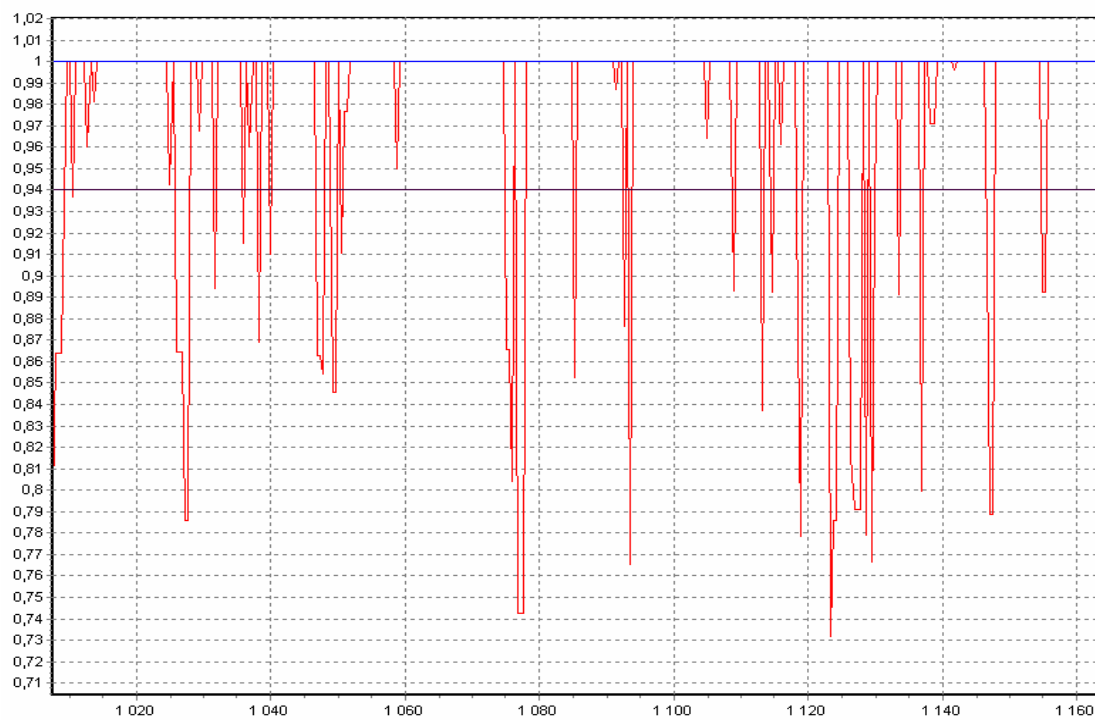


Рис. 6.13. Работа системы автоматического ограничения подачи топлива при неполной загрузке ДВС

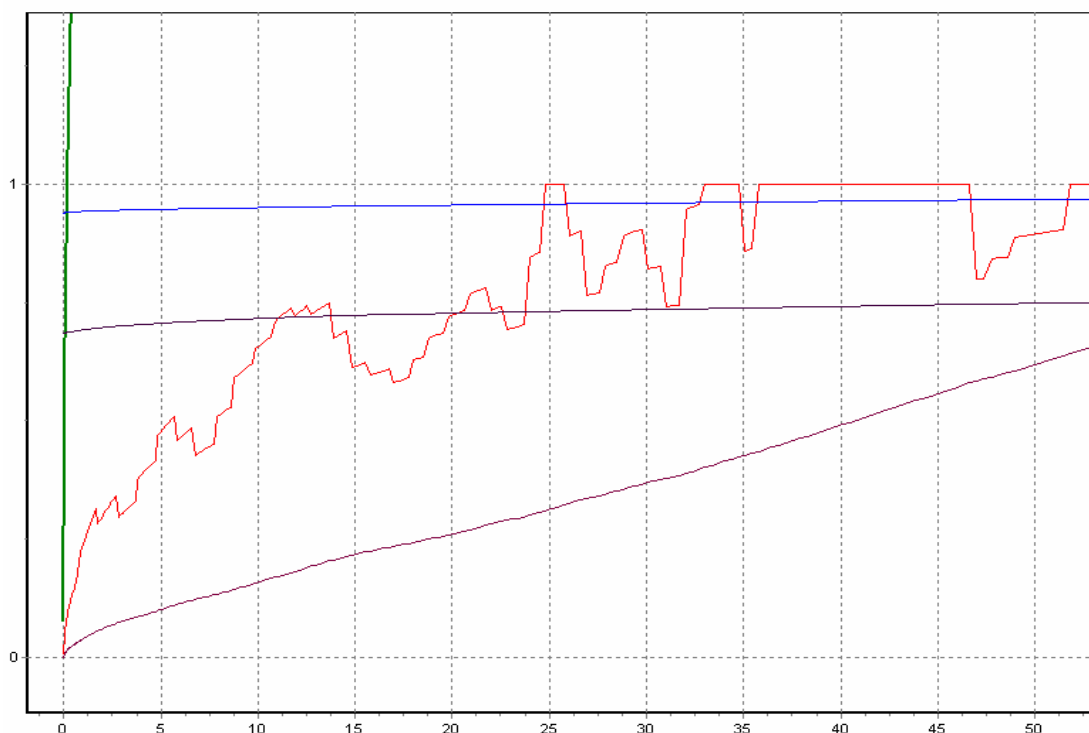


Рис. 6.14. Работа ДВС на частичной характеристике в начале движения

6.2. Методика комплексной оценки, сравнения альтернативных вариантов и идеология автоматизированного конструирования бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов

Практическое отсутствие бесступенчатых двухпоточных трансмиссий на базе гидравлических или электрических вариаторов в шахтном тяговом транспорте и в горном деле вообще многие годы сдерживается в Украине отсутствием теории рабочих процессов таких трансмиссий. После тщательного подбора вариантов схем такого типа трансмиссий, их расчетно-теоретического сравнения и обоснования наиболее рационального варианта бесступенчатые двухпоточные трансмиссии на базе ГОП и ЭП могут и должны эффективно работать в составе шахтных дизелевозов также, как работают в десятках других тягово-транспортных машин.

Бесступенчатые двухпоточные трансмиссии являются одним из основных и важнейших элементов систем «привод-машина-технологическая нагрузка-система управления». Взаимодействие элементов трансмиссии, их кинематика, статика и динамика, оптимизация структуры трансмиссии, параметров и рабочих процессов с учетом их связи с конкретными горно-техническими условиями эксплуатации подробно рассмотрены выше. По существу, в разделах 3-6 настоящей диссертации представлено научное обоснование и расчетно-теоретические методики по применению в шахтном тяговом транспорте бесступенчатых двухпоточных ГОМТ и ЭМТ, что полностью отвечает паспорту специальности 05.05.06 – «Горные машины».

Суть предлагаемой методики по комплексной оценке, сравнению альтернативных вариантов и общая идеология автоматизированного конструирования

бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов заключается в реализации и объединении следующих десяти крупных, взаимосвязанных расчетно-теоретических и конструкторских уровней (этапов):

Уровень 1. Решение схемной проблемы состоит в привлечении эвристического структурного синтеза схемы ГОМТ, ЭМТ или СМТ на основе инженерного опыта создания, доводки или эксплуатации бесступенчатых двухпочтовых трансмиссий, на основе материалов патентов и научных трудов. Крут библиографических источников при изначальном решении схемной проблемы связан с фамилиями таких известных в этой области ученых как: Т.М. Башта [20, 21], А.Ф. Осипов [242], В.Н. Прокофьев [87], Ю.Ф. Пономаренко [86], А.П. Крюков [243], Ю.И. Ловцов и А.Ф. Данилин [244-247], А.С. Антонов [15, 16], К.И. Городецкий [31-34], Л.И. Гром-Мазничевский [35], Е.С. Кисточкин [248, 249], В.Г. Петров [85], О.М. Бабаев [17], Е.Е. Александров [3-14], В.Б. Самородов [97-135], А.Т. Лебедев [250], С.А. Лебедев [251-253], В.А. Кононенко [254].

Уровень 2. Первоначальный анализ кинематических, силовых и энергетических характеристик ГОМТ, ЭМТ или СМТ в составе технической системы «привод- машина технологическая нагрузка - система управления», а именно – в составе конкретного шахтного дизелевоза на основе развитой в настоящей диссертации методологии матричного трансмиссионного анализа (разделы 2, 3). В результате определяется первое приближение вектора конструктивных параметров Γ , удовлетворяющего заданной статической регулировочной характеристике и обеспечивающего функциональность трансмиссии. Причем функциональность трансмиссии здесь понимается в общетеоретическом и конкретном эксплуатационном смыслах.

2.1. Функциональность трансмиссии в общетеоретическом смысле контролируется и проверяется введенными в подразделе 3.1 леммами 1-3 и утверждением о взаимно однозначном соответствии между числом звеньев, базовых элементов и их базисных матриц элементов трансмиссии, тривиальных и нетривиальных уравнений связей, формальными неизвестными и рангами $Rg(K)$ кинематической и $Rg(F)$ силовой матричной системы. Автоматизированный компьютерный мониторинг соотношений (3.9)-(3.13) гарантирует правильность архитектуры полных нелинейных за счет потерь, матричных систем трансмиссий (рис.3.2), их замкнутость и теоретическую функциональность трансмиссии.

2.2. Одновременно функциональность трансмиссии в конкретном эксплуатационном смысле контролируется возможностью конструктивной реализации предлагаемой схемы бесступенчатой трансмиссии (отсутствие пересечения звеньев на кинематической схеме, ограничение по внутренним передаточным отношениям планетарных рядов и редукторов, по относительной угловой скорости вращения сателлитов, кинематической стыковки скоростных диапазонов и другим основным конструктивным ограничениям).

Уровень 3. Автоматизированный тестовый анализ основных технологических (эксплуатационных) режимов работы бесступенчатых ГОМТ, ЭМТ или СМТ, работающих как в составе только дизелевоза, так и в составе дизельпоезда. Указанный тестовый анализ включает:

3.1. Кинематический, силовой и энергетический анализ трансмиссии в особом режиме движения транспортного средства – при трогании и движении на подъем с заданным углом, скоростью движения и известным коэффициентом сцепления колес с рельсами. Этот особый вид движения дизель-поезда может явиться наиболее опасным с точки зрения нагруженности элементов трансмиссии, что существенно влияет на выбор рабочего объема гидромашин, входящих в состав гидрообъемной передачи и ограничивающих значений токов и напряжений в электрической передаче в случае использования ЭМТ.

3.2. Статический поэлементный анализ работы ГОМТ, ЭМТ или СМТ (подробный анализ кинематики, нагрузок и энергетических характеристик) во всем скоростном интервале движения дизельпоезда как на тяговом, так и на транспортном диапазонах с учетом всех возможных нагрузочных режимов. К этим параметрам и характеристикам относятся множества угловых скоростей и моментов нагрузки на всех звеньях трансмиссии (в том числе и пиковых), а также протекающие через них мощности с учетом локальных механических, гидравлических или электрических (магнитных) потерь; полный КПД трансмиссии $\eta_{ГОМТ}$; полный КПД ГОП $\eta_{ГОП}$; перепад рабочего давления в ГОП Δp ; суммарные внешние утечки в ГОП ΔQ ; мощность тепловыделений ΔN , потери мощности отдельно в гидравлической, электрической и механической ветвях трансмиссии, мгновенный расход топлива в ДВС а также любые другие основные рабочие параметры и характеристики, как бесступенчатых ГОМТ, ЭМТ, так и СМТ.

3.3. Предварительное построение универсальных характеристик бесступенчатых ГОМТ или ЭМТ проводится по алгоритму, разработанному в подразделе 4.3. Универсальные характеристики для бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов дают объективную оценку всего возможного поля рабочих режимов трансмиссий и являются наглядной критериальной оценкой для альтернативных вариантов трансмиссий с целью обоснования еще на этапе проектирования наиболее рационального и эффективного варианта.

3.4. Анализ движения при разгоне-торможении, а также при равномерном движении дизель-поезда, оснащенного различными трансмиссиями, отличающимися принципом работы, структурной схемой и используемыми вариаторами, проводится по алгоритму, разработанному в подразделе 5.4. При этом учитываются конкретные характеристики двигателя внутреннего сгорания, особенности управления элементами трансмиссии – ее регулировочная характеристика, низкий коэффициент сцепления и высокую инерциальность состава. Движение дизельпоезда рекомендуется моделировать и сравнивать при движении по опорной поверхности с изменяющимся коэффициентом сцепления и углом наклона опорной поверхности при изменении коэффициента сцепления – $\varphi \in [0,09; 0,20]$, угла наклона опорной поверхности – $\alpha \in [-0,286^\circ; 0,286^\circ]$ ($\pm 5\%$), которые представляют собой стохастические функции с нормальным распределением случайных величин в указанных диапазонах.

При выполнении указанных выше предварительных тестовых оценок функциональных и эксплуатационных возможностей трансмиссии дизелевоза

по пунктам 3.1-3.4 всякий предлагаемый вариант трансмиссии рассматривается, как объект параметрического синтеза с целью выбора оптимального или, строго говоря, в настоящей диссертации, рационального вектора конструктивных параметров, который наилучшим образом удовлетворяет стохастическим интегральным критериям по тяговой динамике, коэффициенту полезного действия, минимуму мощности тепловыделений и минимуму расхода топлива.

Уровень 4. Определение рационального вектора конструктивных параметров в режиме диалога с ПЭВМ (или на основе адаптации и развития параметрического синтеза применительно к бесступенчатым ГОМТ и ЭМТ) строится на удовлетворении стохастических интегральных критериев, введенных в подразделах 4.1, 4.2. Эти критерии формализованы группами соотношений (4.10)-(4.13), (4.14)-(4.17) и (4.24)-(4.27), причем первые пары указанных соотношений – стохастические интегральные критерии по тяговой динамике и коэффициенту полезного действия – должны в процессе расчетно-теоретического обоснования бесступенчатых трансмиссий максимизироваться, а вторые пары соотношений (4.10)-(4.13), (4.14)-(4.17) и (4.24)-(4.27) – интегральные стохастические критерии по мощности тепловыделений в трансмиссии и введенный автором интегральный стохастический критерий по топливной экономичности, должны минимизироваться с учетом ограничений конструктивного и эксплуатационного порядка.

Следует особо отметить, что только первый и четвертый критерии являются антагонистическими. Таким образом, поиск рационального вектора конструктивных параметров является в целом достаточно сложной и громоздкой задачей параметрического синтеза – многокритериальной оптимизационной задачей, в которой в будущем должны появиться системы экспертных оценок, логика определения весовых коэффициентов в аддитивном обобщенном функционале качества или их назначение лицом, принимающим решение.

Уровень 5. На уровне 5 предлагается производить экспертную оценку легкости и удобства управлением бесступенчатыми трансмиссиями, то есть их эргономичности, а следовательно эргономичности дизельевоза в целом. Категория эргономичности чрезвычайно трудно поддается количественным оценкам, тем не менее именно в отношении эргономичности управления ГОМТ гусеничного трактора ХТЗ-200 в работах [255, 256] была сделана такая попытка, в которых однозначно доказывается значительно более высокая эргономичность гусеничного трактора, оснащенного ГОМТ, по сравнению с тем же трактором оснащенный СМТ.

На основе анализа выводов, сделанных по результатам исследований на уровнях 1-5 выявляется теоретически наиболее рациональный (оптимальный) вариант бесступенчатой или ступенчатой механической трансмиссии с наилучшими технико-экономическими показателями, но с обязательным учетом эргономичности управления трансмиссией и дизельевоездом в целом.

Уровень 6. На основе оптимального (рационального) синтезированного множества конструктивных параметров – вектора $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ для ГОМТ, – выбранного рабочего объема гидромашин, входящих в состав ГОП, а также вектора $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_w, k_i, m, N_d)$ для ЭМТ и выбран-

ных основных элементов для ЭП, определяются модули и числа зубьев в зубчатых зацеплениях механической части ГОМТ или ЭМТ с учетом удовлетворения всех четырех условий существования планетарных рядов. В результате на основании конструктивных особенностей и ограничений, с учетом технологичности и унификации конструкции уточняется множества конструктивных и эксплуатационных параметров, входящие в теоретически оптимальные (рациональные) вектора, указанные выше. То есть происходит первая коррекция конструктивных параметров без учета геометрических размеров и массово-инерционных параметров конкретных деталей и узлов без учета прочности.

Уровень 7. На основе пиковых нагрузок, полученных по результатам исследования на уровне 3 (пункт 3.2), а также уточненных векторов конструктивных параметров $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, q, m, N_d)$ для ГОМТ и $\Gamma(i_1, i_2, \dots, i_m, k_1, k_2, \dots, k_n, k_w, k_b, m, N_d)$ для ЭМТ на уровне 7 проводится квазистатический прочностной расчет с помощью современных профессионально-ориентированных модулей программных продуктов (Компас, Solid Works, ANSYS и др.). В результате реализации уровня 7 получают геометрические и массовые характеристики основных входящих в ГОМТ, ЭМТ или СМТ элементов (зубчатых зацеплений, валов, подшипников и пр.), т.е. возможна вторая коррекция конструктивных параметров с учетом прочности конкретных деталей и узлов.

Уровень 8. Автоматизированное проектирование 3D моделей трансмиссий с помощью профессиональных программных продуктов (Solid Works, Компас 5.11, AutoCAD) с возможностью получения всех необходимых плоских сечений ГОМТ, ЭМТ или СМТ 2D и 3D моделей всех составляющих трансмиссию отдельных деталей.

Уровень 9. Уточнение геометрических и массовых параметров основных элементов трансмиссии конкретного дизельного двигателя с учетом особенностей компоновки на основе полученных 3D-моделей путем решения достаточно сложной задачи динамики, связанной с крутильными колебаниями, динамическими нагрузками в трансмиссии. Следует отметить, что до настоящего времени указанная задача ни для ГОМТ, ни для ЭМТ в полной мере не решена так, как это сделано для ступенчатых механических трансмиссий. Результатом работ уровня 9 является уточненная 3D-модель наиболее рационального варианта трансмиссии. При этом возможна третья коррекция конструктивных параметров с учетом динамической прочности конкретных деталей и узлов.

Уровень 10. Получение на основе окончательной 3D-модели рабочих чертежей деталей и сборочного чертежа ГОМТ, ЭМТ или СМТ в целом с учетом технологии изготовления и сборки, что может привести к четвертой коррекции геометрических размеров и массово-инерционных параметров отдельных деталей и узлов.

Представлена методика, позволяющая комплексно оценивать различные конструктивные варианты и схемные решения трансмиссий и научно обоснованно рекомендовать трансмиссию для конкретного тягово-транспортного средства, наилучшим образом соответствующую условиям эксплуатации и обеспечивающую оптимальные характеристики машины в целом.

6.3. Результаты сравнительного анализа альтернативных вариантов трансмиссий для шахтных дизелевозов

Сравнительный анализ четырех типов трансмиссий проводится согласно методикам оценки, рассмотренным в предыдущих разделах. Целесообразность применения конкретного типа трансмиссии зависит от большого количества критериев: четыре стохастических критерия, рассмотренных в разделе 4.2, производительность, расход топлива на тестовом перегоне, эргономичность, стоимость трансмиссии и ее обслуживания, масса трансмиссии, удельная мощность и материалоемкость. Проведем сравнительный анализ альтернативных вариантов трансмиссий для шахтного дизелевоза в формате методики, приведенной в подразделе 6.1.

Согласно уровню 1 схемы ГОМТ №1, ГОМТ №2, ЭМТ и СМТ выбраны на основе инженерного опыта создания, доводки или эксплуатации бесступенчатых двухпоточных трансмиссий тягово-транспортных машин, на основе материалов патентов и научных трудов.

Согласно уровню 2 проведен анализ кинематических, силовых и энергетических характеристик альтернативных вариантов бесступенчатых трансмиссий (ГОМТ №1, ГОМТ №2, ЭМТ) в составе технической системы «привод-машина технологическая нагрузка - система управления», а именно – в составе конкретного шахтного дизелевоза (рис. 3.26 – 3.42). На уровне 2 определено первое приближение векторов конструктивных параметров, обеспечивающих функциональность этих трансмиссий. В соответствии с уровнем 3 (подуровень 3.1) проведен анализ трансмиссии форме NV-диаграмм в особом режиме движения дизель-поезда с дизелевозом массой 10 т и десятью вагонетками массой по 6 т, – при трогании и движении на подъем с заданными углами, скоростью движения и известным коэффициентом сцепления колес ($\varphi=0,2$) с рельсами. Результаты иллюстрируется набором NV-диаграмм (рис. 6.15-6.18). На рис. 6.15 – 6.18 прямые линии, соответствующие уклонам от 0 до 5‰, представляют собой зависимость мощностей на ведущих колесах, необходимых для преодоления составом массой 70 т этих уклонов от скорости движения шахтного дизелевоза с коэффициентом сопротивления движению $f = 0,005$. Прямая линия, обозначенная φ , соответствует максимальной тяговой мощности по сцеплению как функции скорости дизелевоза.

Из рис. 6.15 для трансмиссии ГОМТ №1 следует, что даже на втором транспортном диапазоне (прямая 2) может осуществляться трогание и движение рассматриваемого дизель-поезда на всех перечисленных выше уклонах. На первом тяговом диапазоне мощность даже избыточна по сцеплению и дизель-поезд может двигаться с использованием частичных характеристик ДВС, которые обеспечивают мощность на ведущих колесах, расположенные на рис. 6.15 между прямыми, обозначенными φ и 5‰.

Для трансмиссии ГОМТ №2 (рис. 6.16) на первом тяговом диапазоне мощность на ведущих колесах также избыточна по сцеплению и дизель-поезд может двигаться с использованием частичных характеристик ДВС. На втором транспортном диапазоне при скорости движения выше 10,8 км/ч аналогично

ГОМТ №1 может осуществляться движение дизель-поезда на всех уклонах (от 0 до 5‰).

Для ЭМТ (рис. 6.17) NV-диаграммы аналогичны применению ГОМТ №1. Для СМТ (рис. 6.18) потенциальная максимальная мощность двигателя является завышенной с точки зрения реализации тяги по сцеплению, и стабильные режимы движения дизель-поезда обеспечиваются только частичными характеристиками ДВС (область ниже прямой φ). В соответствии с уровнем 3 (подуровень 3.2) проведен анализ нагрузок на всех звеньях бесступенчатых трансмиссий по максимальному моменту двигателя (375 Н·м при 190 рад/с). Результаты анализа нагрузок для ГОМТ №1 представлены на рис. 6.19.

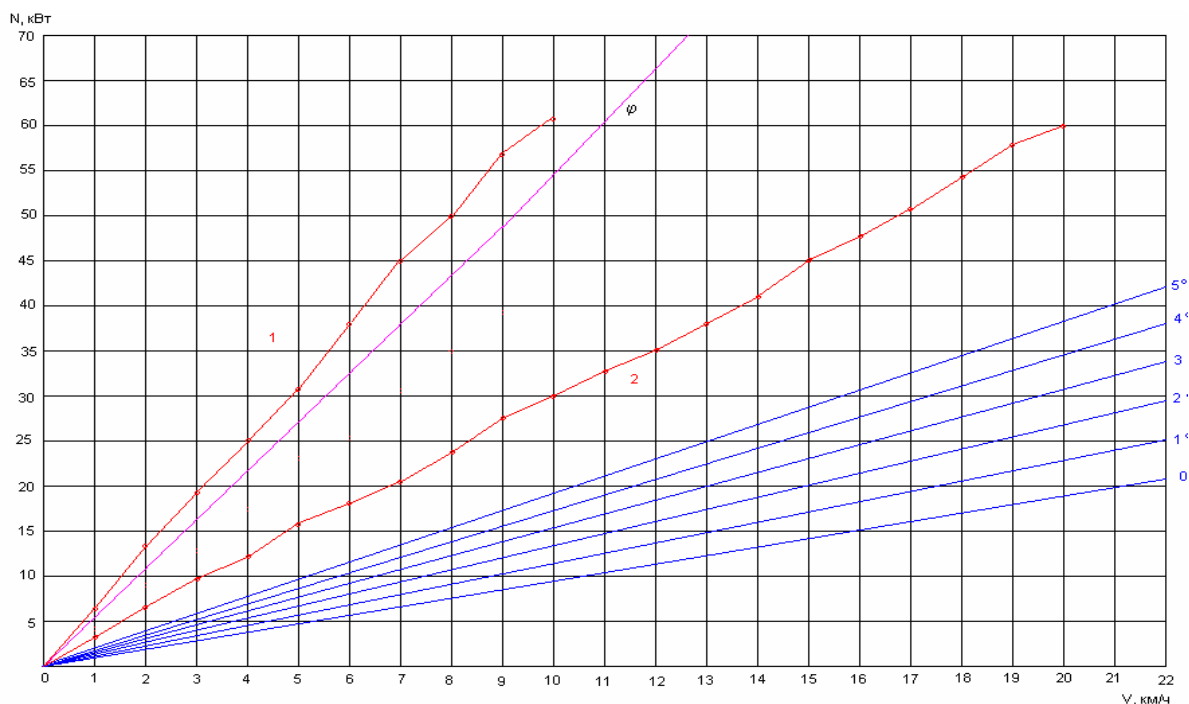


Рис. 6.15. NV-диаграмма дизельпоезда, с использованием ГОМТ №1

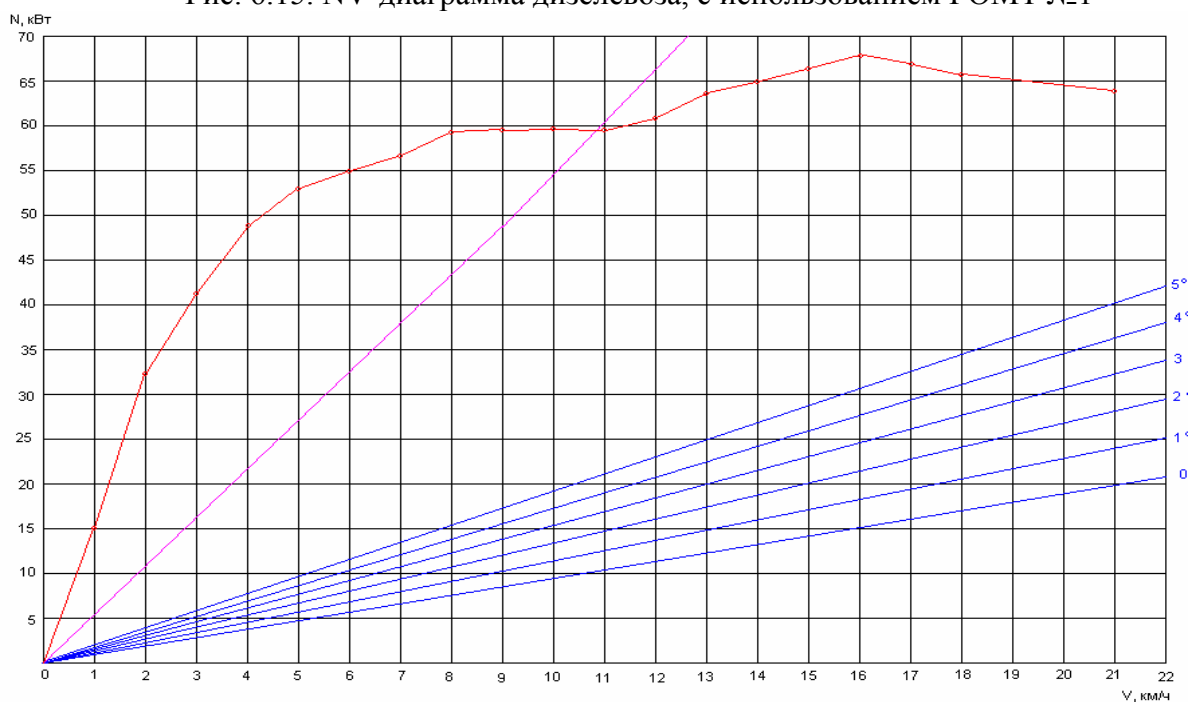


Рис. 6.16. NV-диаграмма дизелевоза, с использованием ГОМТ №2

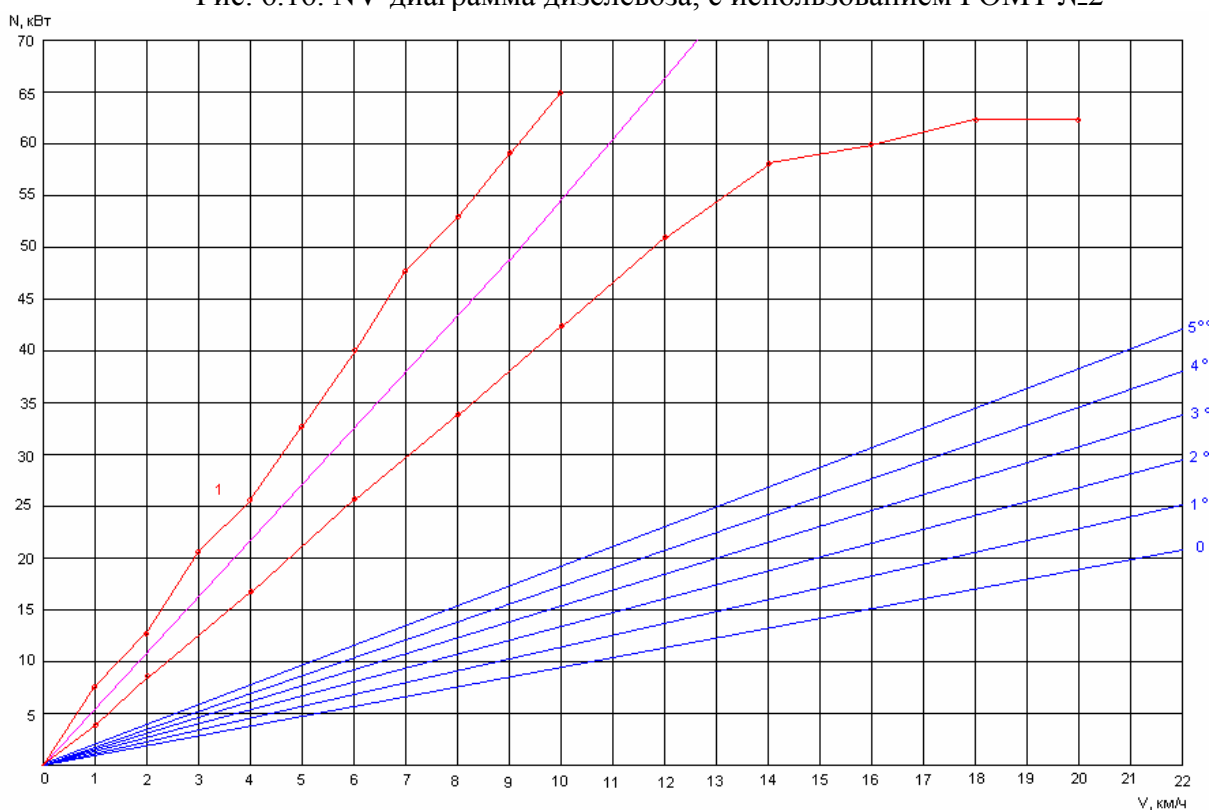


Рис. 6.17. NV-диаграмма дизелевоза, с использованием ЭМТ

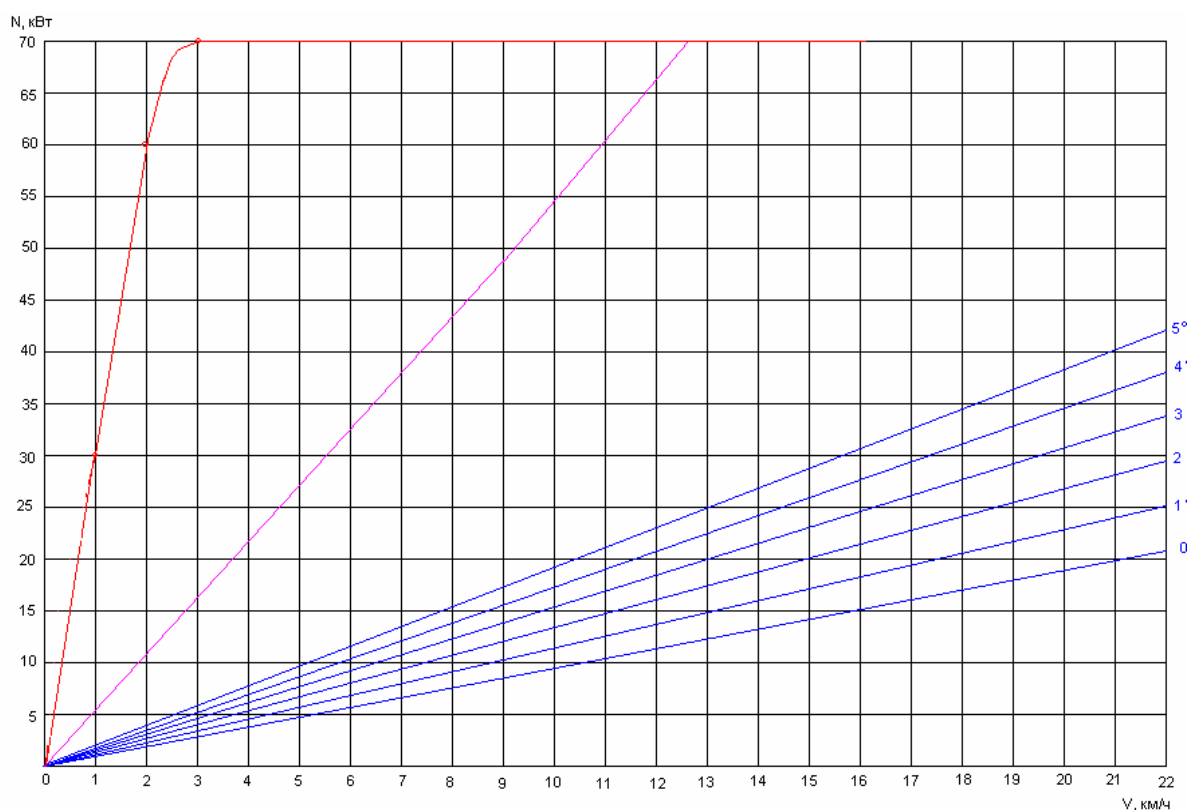


Рис. 6.18. NV-диаграмма дизелевоза, с использованием СМТ

На рис. 6.19а-6.21а e и D – параметр регулирования и номер скоростного диапазона исследуемых бесступенчатых трансмиссий. На рис. 6.19б - 6.21б представлены коды звеньев элементов структурных схем ГОМТ №1, ГОМТ №2

и ЭМТ, представленных на рис. 3.30, 4.7 и 3.33 соответственно.

Представленные на рис. 6.19-6.21 диаграммы соответствуют нештатной ситуации, возникающей при заклинивании ведущего колеса (посторонние предметы, деформация или поломка рельса и др.), при которой нагрузка на звеньях трансмиссии определяется максимальным моментом на двигателе. Тем не менее, из анализа диаграмм, приведенных на рис. 6.19-6.21 следует, что наименее поэлементно нагруженной является ГОМТ №1. Отметим, что ГОМТ №1 обладает наименьшим количеством звеньев, что в совокупности с ее меньшей нагруженностью способствует снижению массово-габаритных показателей трансмиссии в целом.

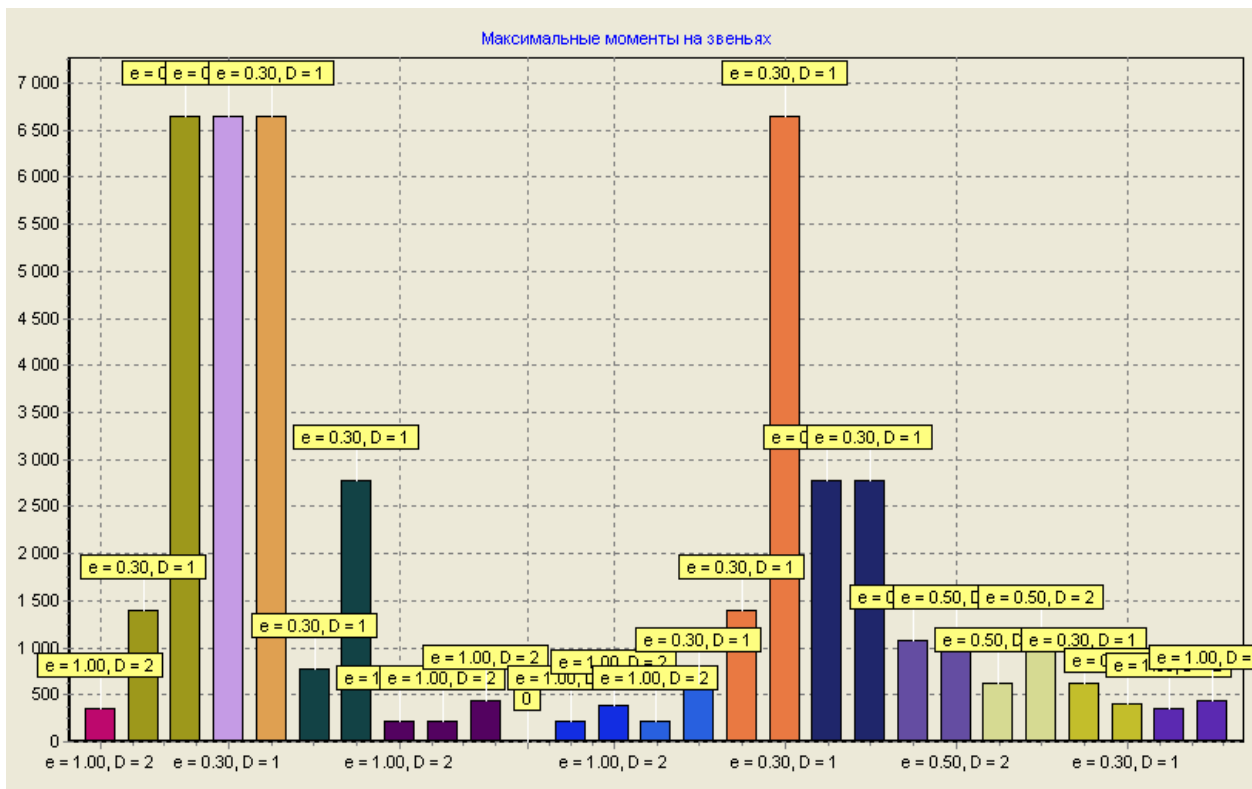
На уровне 3 (подуровень 3.3) в разделе 3.3 проведен анализ результатов построения универсальных характеристик двухпоточных бесступенчатых трансмиссий и однозначно сделан вывод о большей эффективности с точки зрения КПД трансмиссии ГОМТ №2 по сравнению с ГОМТ №1 и ЭМТ. Вне конкуренции по КПД трансмиссии, как было отмечено, является СМТ с постоянным КПД 0,955 (рис. 4.6, 4.8, 4.9, 4.10).

На уровне 3 (подуровень 3.4) в подразделе 5.4. были проанализированы динамические режимы работы всех трансмиссий и сделан вывод о том, что ГОМТ №1 и ГОМТ №2 обеспечивают стабильную линейную скорость дизель-поезда в меньшей мере, чем ЭМТ и СМТ, так как с ростом нагрузки при движении на подъем кинематический КПД ГОМТ снижается из-за объемных потерь. Среди бесступенчатых трансмиссий минимальным расходом топлива за пробег по тестовому перегону обладает трансмиссия ГОМТ №1 (см. табл. 6.1).

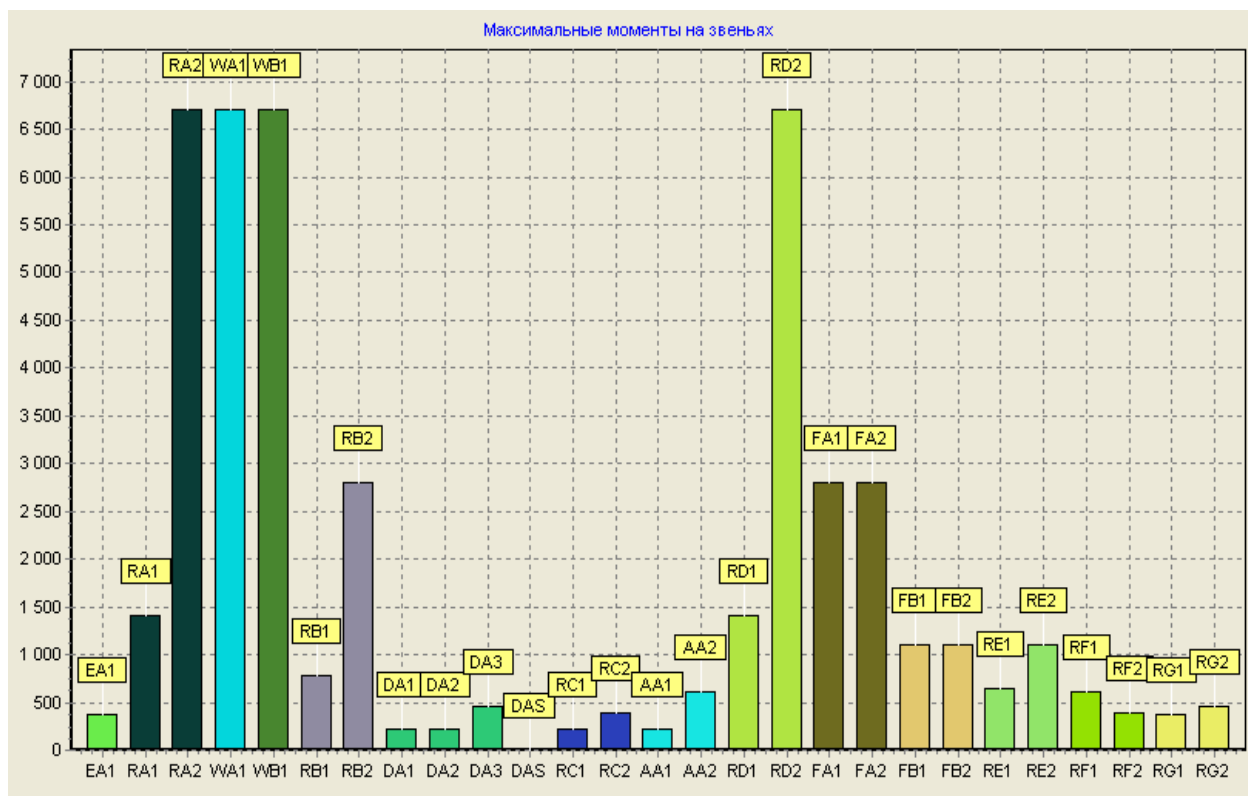
На уровне 3 (подуровень 3.4) в подразделе 5.4. были проанализированы динамические режимы работы всех трансмиссий и сделан вывод о том, что ГОМТ №1 и ГОМТ №2 обеспечивают стабильную линейную скорость дизель-поезда в меньшей мере, чем ЭМТ и СМТ, так как с ростом нагрузки при движении на подъем кинематический КПД ГОМТ снижается из-за объемных потерь. Среди бесступенчатых трансмиссий минимальным расходом топлива за пробег по тестовому перегону обладает трансмиссия ГОМТ №1 (см. табл. 6.1).

На уровне 4 производится определение рационального вектора конструктивных параметров в режиме диалога с ПЭВМ на основании максимизации первых двух критериев по динамическому фактору и КПД трансмиссии, и минимизации критериев по тепловыделениям и расходу топлива (4.10)-(4.13), (4.14)-(4.17). Результаты этих исследований приведены на рис. 6.22 – 6.25. На рис. 6.22а представлены зависимости полного КПД (кривые 1), динамического фактора (кривые 2), мощности тепловыделений в трансмиссии (кривые 3), почасового расхода топлива (кривые 4) от скорости при работе ГОМТ №1 в составе дизель-поезда массой 10 т на первом тяговом и втором транспортном диапазонах. При расчетах принято (первый столбец данных на рис. 6.22б):

- математическое ожидание эксплуатационной скорости дизель-поезда – $M[V] = 18$ км/ч (5 м/с);
- скоростной интервал построения интегральных стохастических критериев качества $V_1 = 16$ км/ч (4,44 м/с); $V_2 = 20$ км/ч (5,56 м/с);
- среднеквадратическое отклонение $\sigma[V] = 2$ км/ч (0,56 м/с).

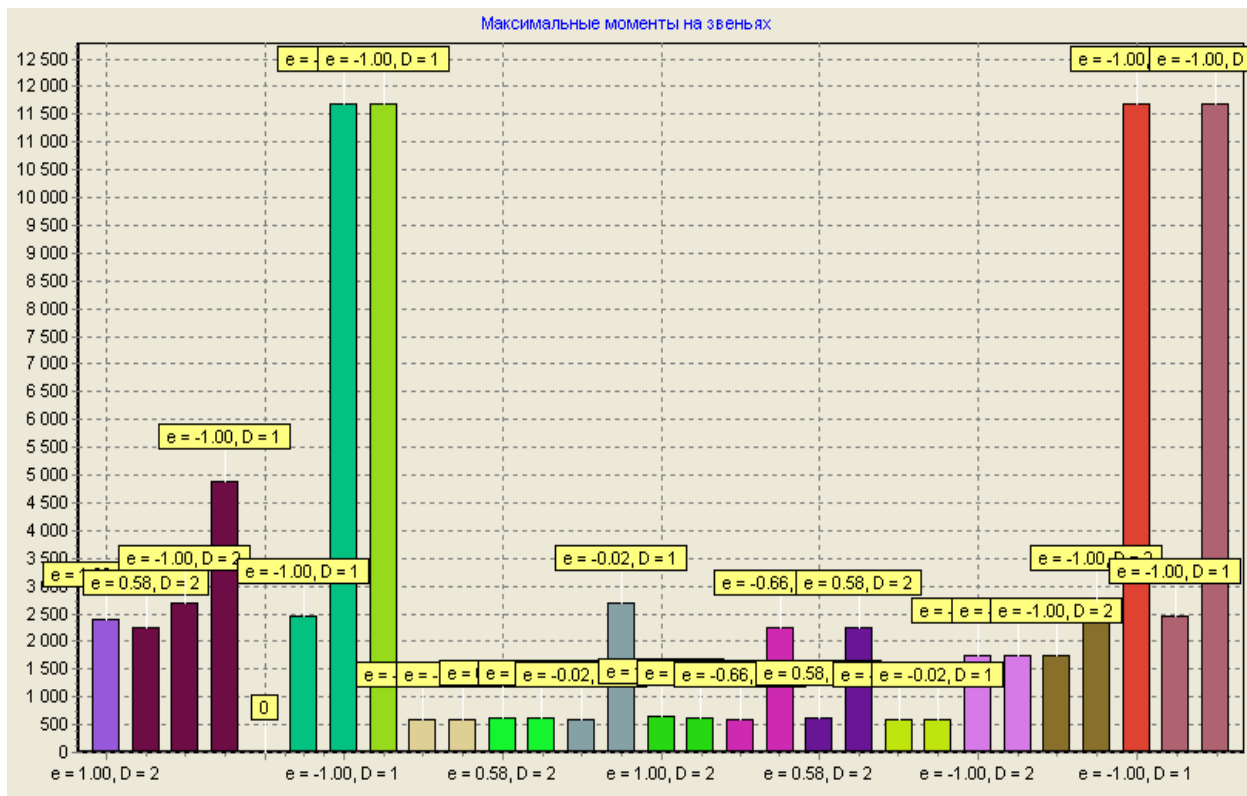


а) идентификация режимов с максимальными моментами на звеньях

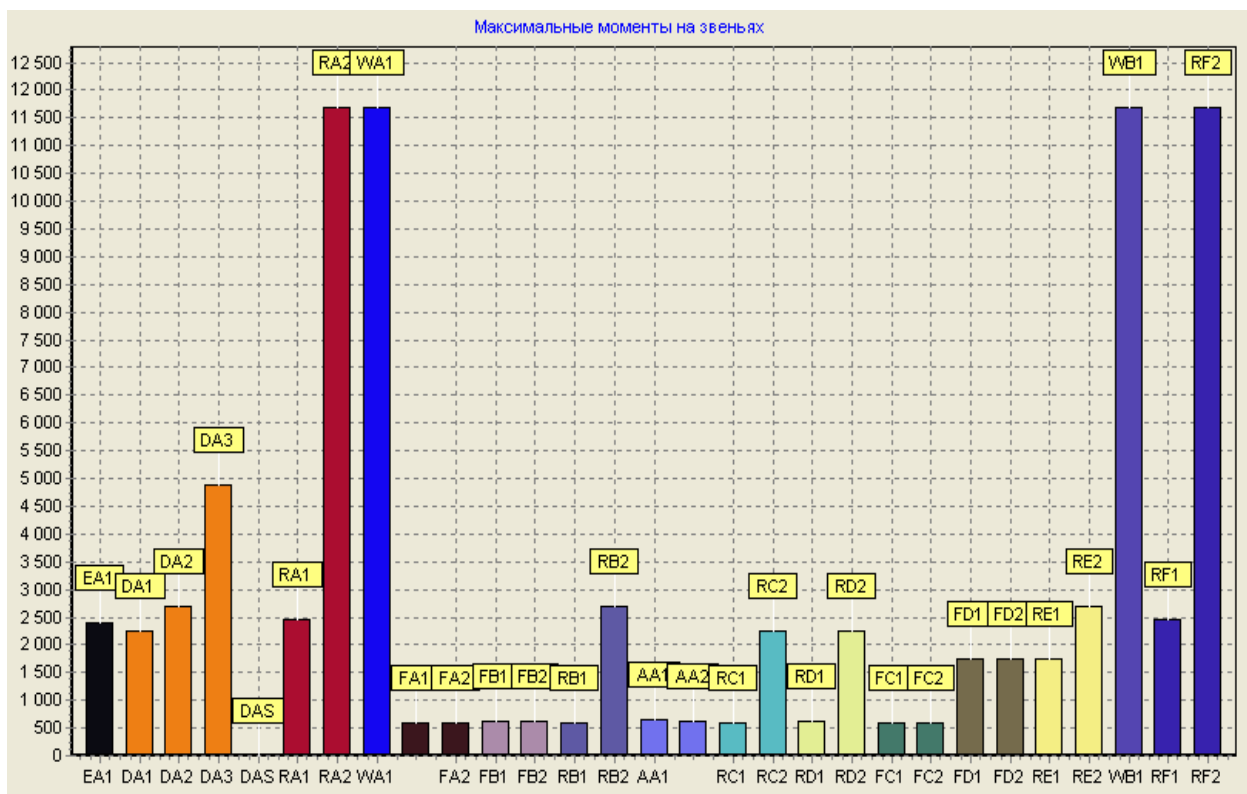


б) идентификация элементов трансмиссии с максимальными моментами

Рис. 6.19. Результаты анализа максимально возможных моментов (Нм) на звеньях ГОМТ №1 при $M_0 = 375$ Нм и $\omega = 190$ рад/с

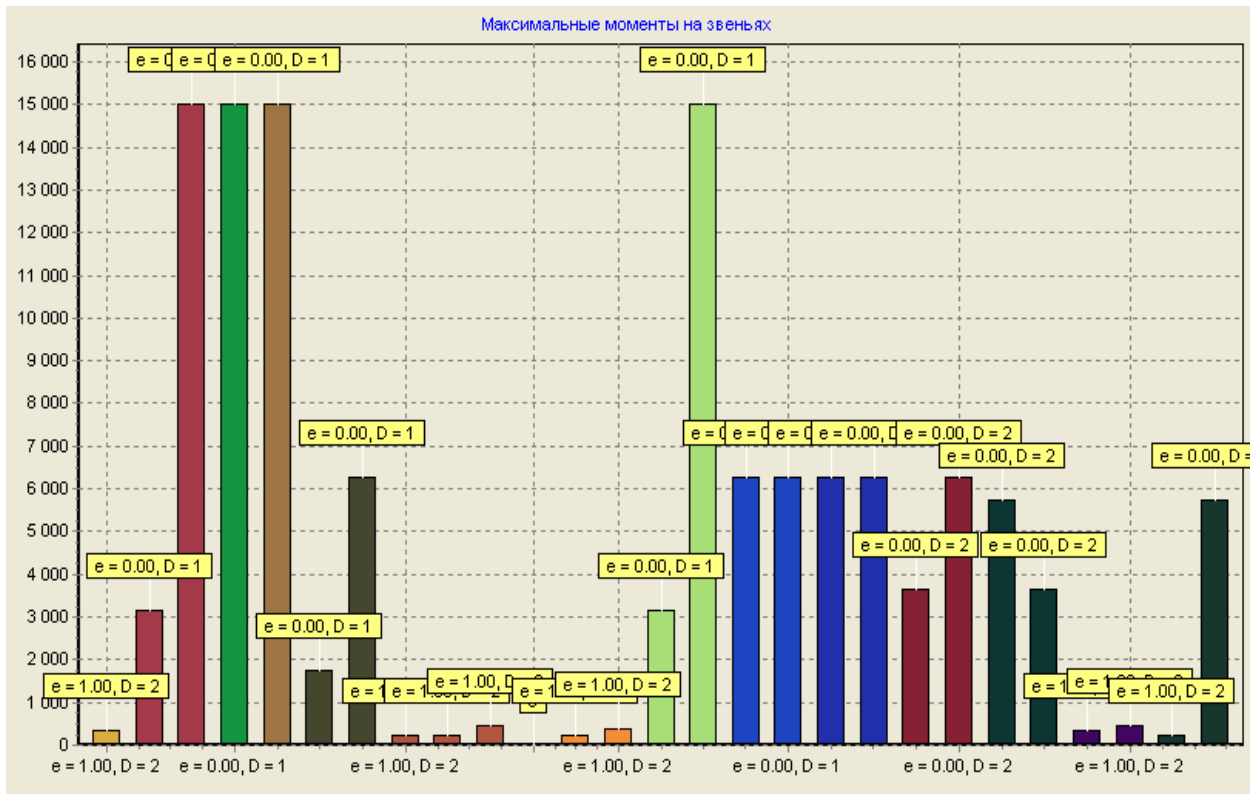


а) идентификация режимов с максимальными моментами на звеньях

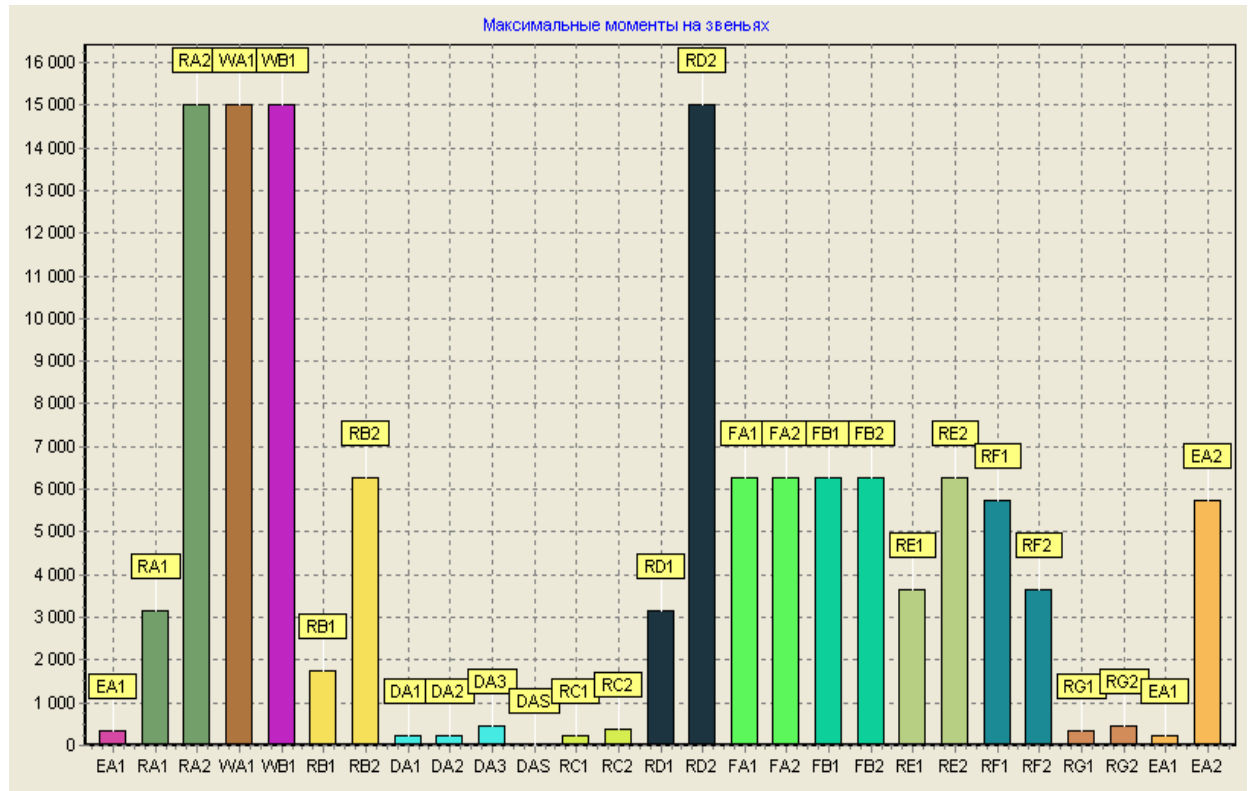


б) идентификация элементов трансмиссии с максимальными моментами

Рис. 6.20. Результаты анализа максимально возможных моментов (Н·м) на звеньях ГОМТ №2 при $M_0 = 375$ Н·м и $\omega = 190$ рад/с



а) идентификация режимов с максимальными моментами на звеньях



б) идентификация элементов трансмиссии с максимальными моментами

Рис. 6.21. Результаты анализа максимально возможных моментов (Нм) на звеньях ЭМТ при $M_\delta = 375$ Нм и $\omega = 190$ рад/с

На рис. 6.22б представлены значения интегральных критериев W_D , W_{np} , $W_{\Delta N}$, W_Q (второй столбец данных), вычисленные по группе формул (4.14)-(4.17). На том же рисунке в третьем столбце данных приведены значения стохастических интегральных критериев, вычисленных по группе формул (4.10) – (4.13). Также представлена трехмерная визуализация критериев (4.10) – (4.13).

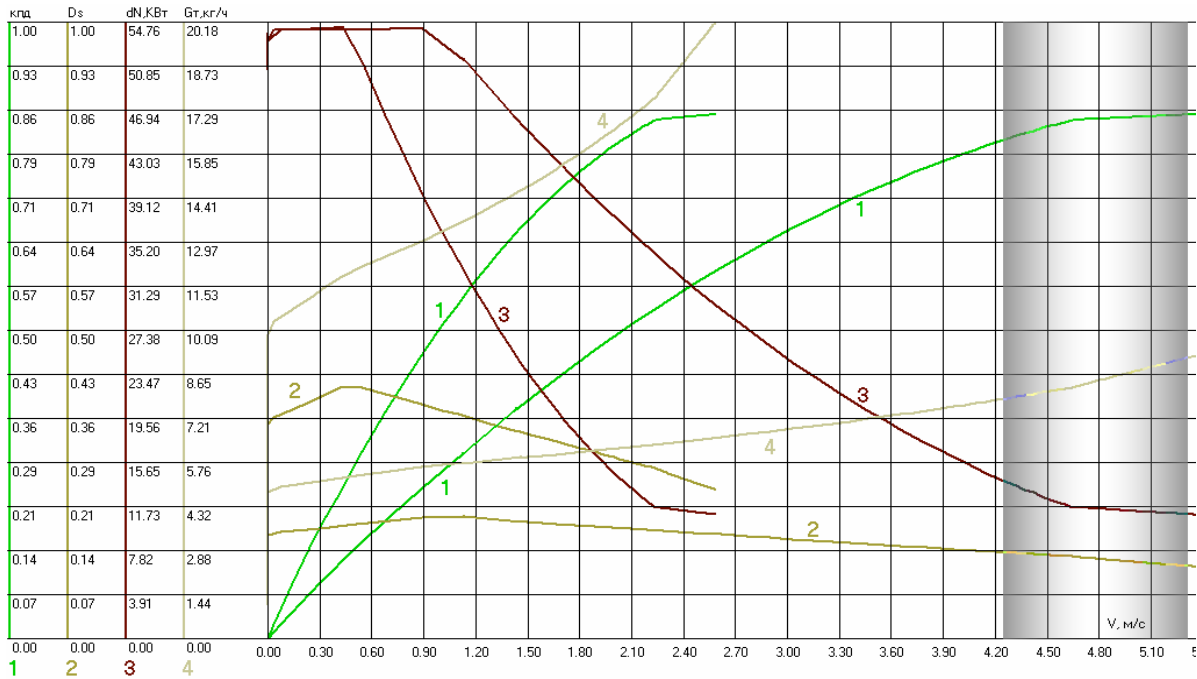
На примере схемы ГОМТ №1 проведено исследование влияния рабочего объема ГОП на технические показатели трансмиссии в составе дизелевоза. Так, на рис. 6.22в, г приведены результаты критериев качества соответственно при использовании в ГОМТ №1 ГОП с рабочим объемом $q=118,7 \text{ см}^3$ и $q=165,8 \text{ см}^3$. Как отмечалось в разделе 3.4 с ростом рабочего объема гидромашин в ГОМТ №1 увеличивалась доля мощности, проходящая через механическую ветвь, что способствовало повышению КПД. Система критериальных оценок это очень точно количественно отслеживает. Однако гидрообъемные передачи с большим рабочим объемом рассчитаны на максимальные мощности 146,6 кВт и 183,2 кВт соответственно, что существенно превосходит мощность используемого двигателя; данные ГОП обладают худшими массово-габаритными и стоимостными показателями. Значения интегральных критериев по результатам аналогичных исследований для ГОМТ №2, СМТ и ЭМТ а также динамические критерии из раздела 4 сведены в общую таблицу 6.2.

Необходимо отметить, что для вычисления критериев последняя передача ступенчатой механической трансмиссии была изменена с целью повышения максимальной скорости движения дизель-поезда до 20 км/ч – поскольку все интегральные критерии вычислялись для математического ожидания скорости движения 18 км/ч и интервала изменения скоростей 16-20 км/ч. Выбор данного интервала обоснован результатами моделирования работы дизель-поезда на тестовом перегоне, из которых следует, что значительную часть времени состав движется на максимальной скорости, обеспечиваемой трансмиссией, с периодическим снижением скорости движения при повышении нагрузки на двигатель при преодолении затяжных подъемов.

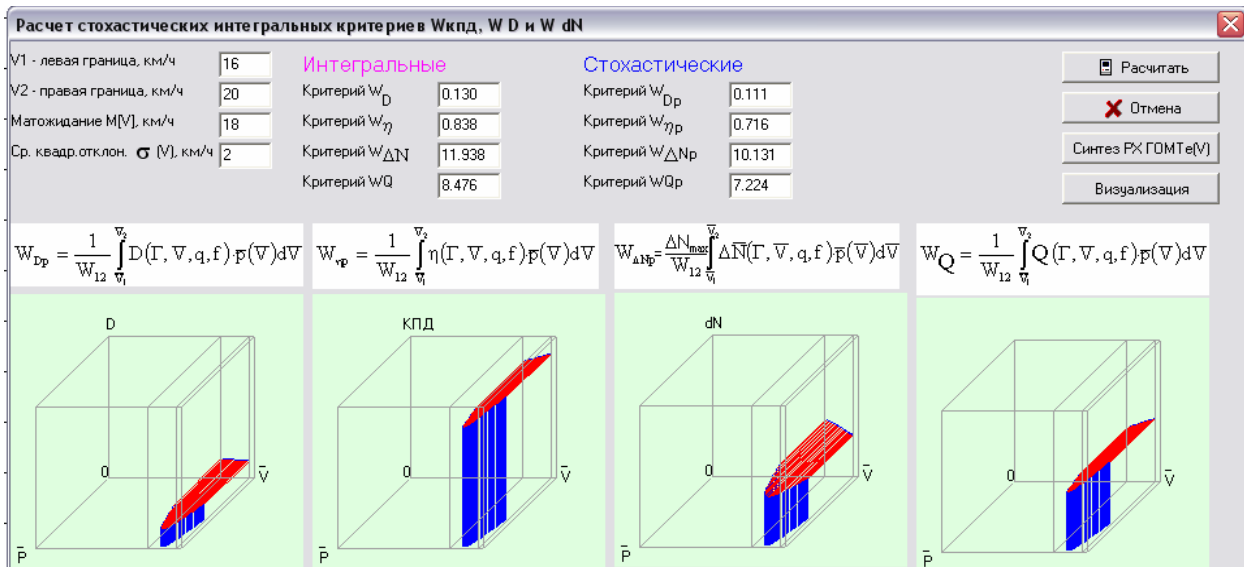
Таблица 6.2.

Сводная таблица критериев

	ГОМТ №1	ЭМТ	ГОМТ №2	СМТ
W_{Dp}	0,111	0,107	0,131	0,099
W_{np}	0,716	0,722	0,761	0,816
$W_{\Delta Np}$	10,131	20,664	6,194	2,301
W_{Op}	7,224	7,269	13,926	6,796
Производительность	1239	1234	1237	920
Расход топлива	0,852	0,961	0,998	0,823



а) полный КПД (1), динамический фактор (2), мощность тепловыделений (3), почасовой расхода топлива (4) для ГОП с $q=89 \text{ см}^3$



б) визуализация интегральных стохастических критериев

Интегральные		Стохастические		Интегральные		Стохастические	
Критерий W_D	0.132	Критерий W_{Dp}	0.113	Критерий W_D	0.131	Критерий W_{Dp}	0.112
Критерий W_{η}	0.861	Критерий $W_{\eta p}$	0.736	Критерий W_{η}	0.874	Критерий $W_{\eta p}$	0.746
Критерий $W_{\Delta N}$	10.248	Критерий $W_{\Delta Np}$	8.68	Критерий $W_{\Delta N}$	9.294	Критерий $W_{\Delta Np}$	7.941
Критерий W_Q	8.428	Критерий W_{Qp}	7.192	Критерий W_Q	8.584	Критерий W_{Qp}	7.320

в) ГОП с $q=118,7 \text{ см}^3$

г) ГОП с $q=165,8 \text{ см}^3$

Рис. 6.22. Интегральные стохастические критерии бесступенчатой ГОМТ №1

На уровне 5 проводится сравнительный анализ эргономичности альтернативных вариантов трансмиссий. Так как в любом случае, независимо от типа схемы и применяемого вариатора, КПД бесступенчатой трансмиссии не может превышать КПД СМТ, в которой вся мощность двигателя проходит исключительно через механические звенья, с относительно малыми механическими потерями на трение. Как следствие, СМТ обладает невысоким расходом топлива, мощностью тепловыделений при корректном выборе передаточных отношений коробки передач. Однако при этом нельзя исключать такой важнейший показатель, как удобство управления трансмиссией и эргономичность дизелевоза в целом. В этом отношении бесступенчатые трансмиссии значительно предпочтительней, чем СМТ. На основании уровней 1-5 наиболее эффективной трансмиссией является ГОМТ №1.

В настоящей работе в качестве основных задач не рассматривались задачи, указанные на уровнях 6-10.

Реализация структурной и кинематической схемы в трехмерную модель ГОМТ №1 шахтного дизелевоза осуществлялась в среде Solid Works 2001 на основе предварительного расчета. Аксонометрический вид полученной 3-D модели представлен на рис. 6.23.

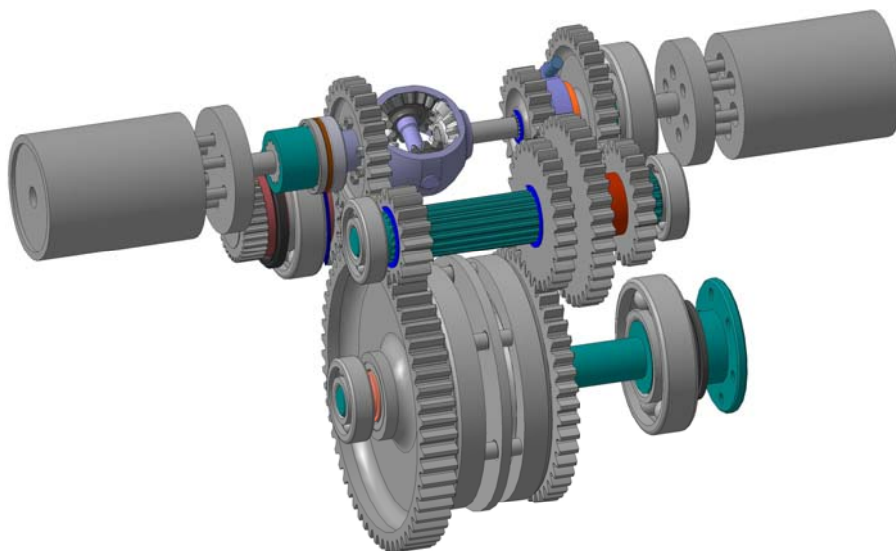


Рис. 6.23. Аксонометрический вид 3-D модели ГОМТ №1

6.4. Выводы

1. Разработана методика моделирования работы дизелевоза в динамике, с учетом стохастических зависимостей коэффициента сцепления и угла наклона опорной поверхности. В качестве частного критерия эффективности трансмиссии при проведении интегрального анализа и обосновании выбора конструктивного решения используются результаты динамического моделирования движения дизелевоза по опорной поверхности со стохастически изменяющимися параметрами.

2. Состав из дизелевоза и груженых вагонеток обладает высокой массой и

запасенной кинетической энергией. Наиболее нагруженный режим работы наблюдается на этапе разгона дизелевоза, при этом КПД гидрообъемно-механических трансмиссий принимает значения 0,1-0,7. В процессе движения по равномерному профилю требуемая сила тяги снижается и КПД гидрообъемных трансмиссий колеблется в диапазоне 0,75-0,85 в зависимости от угла наклона опорной поверхности.

3. Гидрообъемно-механические трансмиссии обеспечивают меньшую стабильность линейной скорости дизелевоза по сравнению с электромеханической и ступенчатой механической.

4. При условно равномерном движении дизелевоза между этапами разгона и торможения двигатель работает на регуляторной или частичной характеристике, поскольку требуемая мощность составляет 40–50% от максимальной. Предпочтительнее частичная характеристика, поскольку на регуляторной удельный расход топлива может превышать номинальный в 1,5 раза.

5. За счет рационального выбора времени начала торможения существует возможность экономии топлива и ресурса двигателя. Запасенная кинетическая энергия состава позволяет преодолеть 200–300 м пути без затрат топлива с незначительным снижением скорости с 20 до 15 км/ч. Основными путями повышения производительности и экономичности дизель поездов является повышение средней скорости движения и рациональный выбор времени начала торможения.

6. Представленная методика комплексной оценки трансмиссий применена для исследования четырех вариантов трансмиссий шахтного дизелевоза.

7. В результате проведенных исследований выбрана гидрообъемно-механическая трансмиссия с приводом на водило (ГОМТ №1) как обладающая оптимальным набором характеристик в комплексе: КПД, производительность, эргономичность, расход топлива, компактность и простота.

8. Возможно повышение характеристик выбранной ГОМТ за счет установки более мощных гидрообъемных передач, но это не является рациональным с точки зрения стоимости и массово-габаритных характеристик.

9. Представлены эскиз чертежа и аксонометрический вид 3-D модели ГОМТ №1, свидетельствующие о возможности технической реализации предложенной структурной схемы.

10. На основании разработанной методики, путем проведения экспертной оценки по разработанным критериям эффективности, обоснован тип трансмиссии, выбрана рациональная структурная схема, базовые элементы трансмиссии и наиболее рациональные конструктивные параметры, определено количество скоростных регулируемых диапазонов, передаточных чисел на каждом из них с точки зрения наилучшей тяговой динамики и энергетических характеристик с учетом стохастического распределения эксплуатационных скоростей. Это подтверждает возможность использования на шахтном транспорте современных бесступенчатых трансмиссий.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии на основании результатов теоретических и экспериментальных исследований выполнены разработки новых технических решений и оригинальных схем трансмиссий шахтных дизелевозов, доведенные до уровня 3-D эскизов являющихся основой для конструирования, обеспечивающие рациональные энергетические параметры двигателя и тяговые характеристики машины в рабочем диапазоне эксплуатационных скоростей.

В целом получили дальнейшее развитие методика матричного анализа и теория бесступенчатых трансмиссий.

Основные научные результаты, выводы и рекомендации:

1. Обзор и анализ современных литературных источников показывает, что перспективным направлением совершенствования локомотивного транспорта шахт является создание и применение отечественных дизелевозов. Вместе с тем, существующие расчетно-теоретические методики не позволяют дать определенные рекомендации по выбору типа трансмиссии указанного локомотива. Анализ методик расчета систем «двигатель-трансмиссия» позволяет сделать вывод о том, что применение бесступенчатых трансмиссий целесообразно с точки зрения удобства управления и возможности установки двигателя в постоянный режим минимальной затраты топлива.

Сформулированные задачи исследования направлены на научное обоснование возможности использования на шахтном транспорте современных бесступенчатых трансмиссий, для реализации наилучших энергетических характеристик и тяговой динамики дизелевоза в наиболее вероятном диапазоне эксплуатационных скоростей.

2. Результаты автоматизированного построения универсальных характеристик электрических передач (предложена и разработана информационная технология), состоящих из синхронного генератора переменного тока, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя переменного тока показывают, что генераторный режим асинхронного электродвигателя невозможен – такая электрическая передача не является в отличие от ГОП обратимой и в обратном потоке мощности не работает. Поэтому создание двухпоточной электромеханической трансмиссии, в которой центральный узел, обеспечивающий бесступенчатое регулирование, должен работать как в прямом, так и в обратном потоке мощности, с выбранной схемой замещения и системой управления невозможно. Возможно применение такой электрической передачи в двухпоточных бесступенчатых трансмиссиях, схемы и конструкции которых обеспечивают только параллельные потоки мощности, и в составе полнопоточной электромеханической трансмиссии.

3. Впервые, для анализа трансмиссий шахтных дизелевозов использована методика матричного моделирования. В ходе численного эксперимента установлено, что полнопоточные гидрообъемно-механические и электрические бесступенчатые трансмиссии имеют неприемлемо низкий КПД (0,6-0,7 – для ГОМТ, 0,64-0,71 – для ЭМТ) регламентируемый невысоким максимальным

КПД ГОП и электропередачи, и низкие тяговые и технико-экономические характеристики. Это свойственно всему классу полнопоточных трансмиссий.

Методика матричного анализа дополнена базисными матрицами синхронного генератора, частотного преобразователя, асинхронного электродвигателя и электрической передачи.

4. Доказана лемма о наличии или отсутствии циркуляций мощности в трансмиссии, что чрезвычайно важно для выбора типа используемого вариатора. Установлено, что при любой архитектуре ПМП на входе в двухпоточной ГОМ КП при движении машины вперед, циркуляции мощности в замкнутом контуре ГОМ КП отсутствуют и ГОП работает только в прямом потоке мощности. Следовательно в кинематических схемах трансмиссий допускается использование необратимых вариаторов.

В связи с отсутствием циркуляций мощности в ГОМ КП, у которых ПМП расположен на входе, такие бесступенчатые коробки передач являются более перспективными. Кроме того они обеспечивают реверсивный переход машины на задний ход без остановки на месте, что особенно важно при выполнении тяговых и маневровых работ.

5. Для использования в шахтных дизелевозах (массой 10 т и мощностью ДВС – 100 л.с.) предложены оригинальные бесступенчатые двухпоточные ГОМТ на базе отечественного объемного гидропривода ГСТ-90 и ЭМТ на базе синхронного генератора с возбуждением постоянными магнитами, частотного преобразователя и асинхронного электродвигателя. Научно обоснованы их основные конструктивные параметры, обеспечивающие наивысший возможный КПД – 0,87. Исследованы достоинства и недостатки этих трансмиссий.

6. В результате исследований по определению наиболее рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров бесступенчатых двухпоточных ГОМТ и ЭМТ, впервые предложено в классических схемах двухпоточных ГОМТ с планетарным рядом на входе, заменить его на простой симметричный дифференциал с внутренним передаточным отношением $k=-1$, что является доминирующим при перераспределении потоков мощности по ветвям трансмиссии с целью получения максимально возможного КПД.

7. Для определения наиболее рациональных или оптимальных конструктивных параметров и объективного сравнения основных технико-экономических параметров бесступенчатых гидрообъемно-механических и электромеханических трансмиссий шахтных дизелевозов предложена обобщенная интегральная система критериев, которая состоит из: модернизированных и обобщенных интегральных стохастических критериев по тяговой динамике W_{Dp} , по КПД – W_{np} , по мощности тепловыделений ΔN в трансмиссии $W_{\Delta Np}$, введенного нового критерия по топливной экономичности и уточнённых векторов конструктивных варьируемых параметров.

8. Сформулировано определение универсальных характеристик трансмиссий шахтных дизелевозов, представляющих объективную интегральную оценку всего возможного поля рабочих режимов бесступенчатых трансмиссий, работающих в составе шахтных дизелевозов и являющихся наглядной критериальной оценкой. На основе адаптированной для бесступенчатых трансмиссий

шахтных дизелевозов методики впервые построены, проанализированы и сравнены универсальные характеристики для альтернативных вариантов трансмиссий – двух ГОМТ, ЭМТ и СМТ. Анализ определил наиболее эффективную трансмиссию (ГОМТ №2) в составе шахтного дизелевоза с точки зрения КПД во всем диапазоне рабочих режимов.

9. Разработана и исследована модель движения шахтного дизелевоза, оснащенного различными трансмиссиями, которые отличаются принципом работы, структурной схемой и используемыми вариаторами в условиях разгона, торможения и равномерного движения поезда. Модель учитывает конкретные характеристики двигателя внутреннего сгорания, особенности управления элементами трансмиссии и регулировочную характеристику, высокую инерционность состава, зависимости коэффициента сцепления и угла наклона опорной поверхности. Результаты моделирования используются в качестве частного критерия эффективности трансмиссии при проведении интегрального анализа и обосновании выбора конструктивного решения. Установлено, что основными путями повышения производительности и экономичности дизель поездов является повышение средней скорости движения и рациональный выбор времени начала торможения.

10. В результате проведенных исследований разработана методика комплексной оценки трансмиссий и её программное обеспечение, выбрана гидро-объемно-механическая трансмиссия с приводом на водило (ГОМТ №1) как обладающая оптимальным набором характеристик в комплексе: КПД, производительность, эргономичность, расход топлива, компактность и простота.

Представлен аксонометрический вид 3-D модели ГОМТ №1, свидетельствующие о возможности технической реализации предложенной структурной схемы. Последнее является одним из подтверждений результатов теоретических исследований, выполненных в монографии.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов // Учеб. Пособие. – Х.:ХПИ. – 1986. – 76 с.
2. Аврамов В.П. Методика расчета параметров гидрообъемной трансмиссии полнопоточного типа в процессе разгона транспортной машины / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов, В.В. Епифанов // Конструирование и исследование тракторов. – Х.: Вища шк., – 1981. – Вып. 4. – С. 48 – 52.
3. Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Х. Айтцетмюллер // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1(6). – С. 20 – 24.
4. Аксененко В.Д. Планетарные и гидравлические передачи / В.Д. Аксененко, А.В. Петров. – М.: Изд. МО СССР, 1961. – 243 с.
5. Александров А.И. Численное решение пространственных контактных задач теории упругости с проскальзыванием и сцеплением / А.И. Александров // Колебания и прочность механических систем. Сб. научных тр. – К.: Наукова думка, 1986. – С. 109 – 114.
6. Александров Е.Е. Автоматизированное управление гидрообъемными трансмиссиями и механизмами поворота гусеничных машин / Е.Е. Александров, М.Д. Борисюк, Я.В. Грита, В.А. Кононенко. – Х.: ХГПУ. – 1995. – 176 с.
7. Александров Е.Е. Анализ двухпоточных механизмов поворота тягово-транспортных гусеничных машин / Е.Е. Александров, С.А. Лебедев // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. – Х.: ХГТУСХ. – 1999. – С. 260 – 266.
8. Александров Е.Е. Динамика самоходного транспортного средства с двухпоточной ГОМТ / Е.Е. Александров, И.В. Музыка, В.Б. Самородов // Динамика и прочность машин. – Х.: Высш. шк. – 1985. – Вып. 42. – С. 99 – 104.
9. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, А.Т. Лебедев, В.Б. Самородов и др. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.
10. Александров Е.Е. Новый подход к технологии синтеза кинематических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // Високі технології в машинобудуванні: зб. наук. пр. – Х.: ХДПУ. – 1999. – С. 6 – 8.
11. Александров Е.Е. Об использовании в сельскохозяйственных гусеничных тракторах двухпоточных гидрообъемных механизмов поворота / Е.Е. Александров, Ю.И. Волченко // Тракторная энергетика в растениеводстве: сб. науч. тр. – Х.: ХГТУСХ. – 1999. – С. 109 – 113.
12. Александров Е.Е. Об устойчивости движения гусеничной машины с двухпоточным гидрообъемным механизмом поворота / Е.Е. Александров, Ю.И. Волченко // MicroCAD-SYSTEM-98. – Х. – 1998. – С. 12 – 15.
13. Александров Е.Е. Оптимальное согласование характеристик двигателя и параметров гидротрансформатора для гидромеханических трансмиссий / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // Авиакосмическая техника и технология. – 1999. – Вып. 9. – С. 129 – 133.

14. Александров Е.Е. Проблемы многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // *Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века*, т.1. – Д. – 1999. – С. 26 – 29.
15. Александров Е.Е. Результаты моделирования разгона и неравномерного поворота гусеничной машины с бортовыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // *Вестник ХГПУ*. – 2000. – Вып. 110. – С. 25 – 33
16. Александров Е.Е. Синтез и разработка автоматизированных систем управления технологическими процессами для самоходных гусеничных машин с бесступенчатыми трансмиссиями: дисс. докт. техн. наук: 05.13.07 / Е.Е. Александров. – Х., 1986. – 390 с.
17. Александров Е.Е. Системная технология проектирования трансмиссий на основе объектно-ориентированного подхода / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // *Авиационно-космическая техника и технология. Труды Государственного аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*. – 1999. – Вып. 11. – С.39 – 42.
18. Антонов А.С. Гидрообъемные передачи транспортных и тяговых машин / А.С. Антонов, М.М. Запрегаев. – Л.: Машиностроение, 1968. – 212 с.
19. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин / А.С. Антонов. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с.
20. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472 с.
21. Бабаев О.М. Объемные гидромеханические передачи: расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
22. Бабичков А.М. Тяга поездов / А.М. Бабичков, В.Ф. Егорченко. М.: Трансжелдориздат, 1955. – 356 с.
23. Базер Э.Я. Современное состояние подземного рельсового транспорта за рубежом / Э.Я. Базер, Г.Я. Пейсахович. – М.: ЦНИЭИуголь, 1969. – 52 с.
24. Башта Т.М. Объемные гидравлические привода / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.А. Ермаков и др. – М.: Машиностроение, 1969. – 627 с.
25. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта // *Учебное пособие*. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
26. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
27. Блохин С.Е. Технологии проектирования и расчета бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / С.Е. Блохин, И.А. Таран // *Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій»*. – Тернополь: ТНТУ. – 2010. – С. 127 – 128.
28. Блохин С.Е. К вопросу об исследовании вертикальных и горизонтальных колебаний тягового агрегата / С.Е. Блохин, И.В. Данович, Ю.Н. Корсаков // *Динамика, прочность и надежность транспортных машин: сб. науч. тр.* – Брянск, 1986. – С. 137 – 141.
29. Блохин С.Е. Улучшение динамических качеств тяговых агрегатов при движении в кривых участках малых радиусов / С.Е. Блохин, И.В. Данович // *Горный журнал : Известия вузов*. – 1988. – № 4. – С. 46 – 53.

30. Брускин Д.Э. Электрические машины / Д.Э. Брускин, А.Е. Зорохович, В.С. Хвостов. – М.: Высш. шк., 1987.
31. Буато М. Современные противоюзные устройства / М. Буато // Железные дороги мира. – М., 1987. – № 4. С. 15–22.
32. Буато М. Характеристики коэффициента сцепления в режиме торможения / М. Буато // *Revue Generall des Chemins de Fer*. 1987. 106. – № 10. С. 5–16.
33. Бургвинкель П. Возможности повышения тягового усилия шахтных локомотивов / П. Бургвинкель, В. Шеперс // Глюкауф. – 1987. – №6. – С. 20 – 24.
34. Бурлыга М.Б. Универсализация математических моделей гидрообъемных передач, работающих в составе двухпоточных бесступенчатых трансмиссий / М.Б. Бурлыга // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2008. – № 5/5 (35). – С. 4 – 7.
35. Буряковский С.Г. Информационные технологии при проектировании и расчете бесступенчатых трансмиссий на базе электрических передач. Механика и машиностроение. / С.Г. Буряковский, А.В. Рогов, И.А. Таран, Б.В. Самородов // *Научно-технический журнал*. Х., НТУ ХПИ, 2008. – № 1. – С. 274 – 279.
36. Бюллетень патентных заявок Японии // По материалам сб. патентного ведомства Японии “Токко Кохо”. – 1969. – Вып. 573 – 576с.
37. Вейц В.Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В.Л. Вейц, М. З. Козловский, А.Е. Кочура – М.: Наука, 1984. – 352с.
38. Вербек Г. Современное представление о сцеплении и его использовании / Г. Вербек // *Железные дороги мира*. – М., 1974. – № 4. – С. 23–53.
39. Вериго М.Ф., Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
40. Галин Л.А. Контактные задачи теории уругости и вязкоупругости / Л.А. Галин. – М.: Наука, 1980. – 304 с.
41. Гарг В.К. Динамика подвижного состава / В.К. Гарг, Р.В. Дуккипати.: пер. с англ. / Под ред. Н.А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
42. Голубенко А.Л. Методика аналитического определения сил сцепления в контакте колеса с рельсом / А.Л. Голубенко // *Констр-ние и пр-во трансп. машин: Республ. межвед. науч. – техн. сб.* – Х.: Высшая школа, 1987. – Вып. 19. – С. 74 – 82.
43. Голубенко А.Л. Решение динамической контактной задачи с ограничением при взаимодействии колеса и рельса / А.Л. Голубенко, В.Н. Старченко // *Вісн. Східноукр. нац. ун-ту*. – 2006. – № 8 (102), Частина 1. – С. 19 – 25.
44. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко – 2-е изд. доп. и пер. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
45. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом: Монография / А.Л. Голубенко. – К.: Випол, 1993. – 448 с.
46. Голубенко А.Л. Экспериментальные исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» / Голубенко А.Л., Костюкевич А.И. // *Вестник ВНУ им. В.Даля*. – №5(147). С. 14-19.
47. Голубенко А.Л. Экспериментальные исследования тяговых качеств подрезиненных колес / Голубенко А.Л., Ткаченко В.П. // *Ворошиловгр. машиностр. ин-т*. – Ворошиловград, 1983. – 48 с- Деп. в УкрНИИТИ, 1983, - № 392 Ук-84.

48. Голутвина Т.К. О профиле бандажей колесных пар тягового подвижного состава // Вестн. ВНИИЖТ. – 1978. -№ 3. – С.31-35.
49. Гордеев А.С. Гидропривод в тепловозостроении // Труды МИИТ, 1975. – Вып. 343 – С. 3 – 11.
50. Городецкий К.И. Гидротрансмиссия тракторов XXI века / К.И. Городецкий // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1996. – № 4. – С. 12 – 13.
51. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередат / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1979. – № 9. – С. 9 – 14.
52. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – № 9. – С. 14 – 17.
53. Городецкий К.И.. Механический КПД объемных гидромашин / К.И. Городецкий // Вестник машиностроения. – 1977. – № 7. – С.19 – 23.
54. Горячева И.Г. Механика контактного взаимодействия / И.Г. Горячева. М.: Наука, 2001. – 478 с.
55. Горячкин В.П. Земледельческая механика / Горячкин В.П. // Собр. соч. - Сельхозгиз, 1937. - Т.2. - 258 с.
56. Гриневич В.П. Исследование гистерезиса характеристики сцепления при избыточных скоростях скольжения в контакте колеса и рельса/ Гриневич В.П., Коняев А.Н. // Совершенствование вспомогательного оборудования и тягово-экономических характеристик локомотивов: Науч. труды Всесоюз. н.-и. тепловор. ин-та – Коломна, 1984. – Вып.59. -С. 103-107.
57. Гром–Мазничевский Л. И. Экспериментальный трактор с автоматической гидрообъемной трансмиссией / Л.И. Гром–Мазничевский // Машиностроение. – 1963. – № 2. – С. 79 – 83.
58. Данилин А.Ф. Влияние конструкции гидроагрегатов на характеристики гидрообъемной трансмиссии и тяговые свойства транспортной машины: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.06 / МВТУ им. Баумана / А. Ф. Данилин. – М., 1970. – 21 с.
59. Данилин А.Ф. К аналитической оценке универсальных характеристик высокомоментных гидромоторов / А.Ф. Данилин, Ю.И. Ловцов, Б.А. Пылов // Изв. Вузов. – Машиностроение. – 1974. – №5. – С.85 – 87.
60. Демченко Н.Т. Дизелевозы поверхностного технологического комплекса шахты / Н.Т. Демченко, В.А. Задорожный, И.Н. Остроумов // Уголь Украины. – 1982. – № 11. – С. 28.
61. Деркач О.И. Гидротрансмиссионный блок для железнодорожного транспорта / Деркач О.И.,Бутылин А.А., Корецкий Н.А., Лизунов К.М., Кошман В.А., Сысоев А.В. // Механика и машиностроение. - 2008 г. - №1. - С. 126-130.
62. Дерюгин О.В. Обоснование рациональных параметров упруго-диссипативных связей системы подвешивания шахтного локомотива : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / О.В. Дерюгин. – Д., 2000. – 173с.
63. Дерягин Б.В. Молекулярная теория трения и скольжения / Дерягин Б.В. // Журнал физ.химии. – 1934. – Т.5. – С.1165–1176.
64. Дерягин Б.В. Адгезия твердых тел. / Дерягин Б.В., Кротова Н.А., Смилга В.П. //– М.: Наука, 1973. -280 с.

65. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
66. Дизелевоз рудничный взрывобезопасный ИД8 на колею 600мм. Руководство по эксплуатации. Донгипроуглемаш. – Донецк: 1976. – 2 с.
67. Домогацкий В.В. Выбор оптимальных параметров объемной гидропередачи для узкоколейных тепловозов: автореф. дис... канд. техн. наук : спец 05.05.01. / В.В. Домогацкий. – М. – 1978. – 26 с.
68. Епифанов В.В. Кинематические и силовые характеристики гидрообъемно-механической трансмиссии с учетом к.п.д. при прямолинейном движении транспортной машины / В.В. Епифанов, В.Б. Самородов // Теория механизмов и машин. – Х.: Вища шк. – 1982. – Вып. 32. – С. 65 – 70.
69. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
70. Зиборов К.А. К вопросу оптимизации параметров передаточных механизмов привода шахтного локомотива / К.А. Зиборов, И.А. Таран // Уголь Украины. – 2007. – № 6 – С. 17 – 19.
71. Зиборов К.А. Прогнозирование динамических свойств системы: экипаж – тяговый привод – путь для шахтного локомотива / К.А. Зиборов, И.А. Таран, О.В. Дерюгин // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2006. – № 2 (37). Часть 1 – С. 92 – 94.
72. Зиборов К.А. Условия образования и реализация силы сцепления рабочих поверхностей контактирующей пары «колесо – рельс» / К.А. Зиборов, И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 6. – С. 62 – 64.
73. Иванов-Смоленский А.В. Электрические машины / А.В. Иванов-Смоленский. – М.: Энергия, 1980.
74. Исаев И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И.П. Исаев Ю.М. Лужнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 238 с.
75. Исаев И.П. Случайные факторы и коэффициент сцепления. / И.П. Исаев. – М.: Транспорт, 1970. – 184 с.
76. Испытательная машина 2070 СМТ-1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.
77. Исследование и определение рациональных параметров ходовых систем гусеничных тракторов / [Тодоров П.П., Гудзь С.П., Рулев В.Н. и др.]. Вісник НТУ «ХП» 36. наук. пр. Автомобіле– та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП». -2004. – № 16. – С. 128 – 136.
78. Исследование режимов торможения рудничных поездов в выработках с уклонами рельсового пути более 0,005 и разработка требований к тормозным средствам локомотивов: Отчет о НИР / Днепропетровский горный институт. – Тема № 581; № ГР 74031893; Инв. № Б 382735. – Д., 1974. – 106 с.
79. Исследование тяговых и ходовых свойств тяжелых рудничных электровозов 25КР и 14КР в условиях: Отчет о НИР / ДГИ. – Тема № 38. – Д. 1964. – 129 с.
80. Ишлинский А.Ю. О проскальзывании в области контакта при трении качения // Изв. АН СССР. Отдел техн. наук. – 1956. – №6. – С.3-15.
81. Ишлинский А.Ю. Теория сопротивления перекачиванию и смежных явлений // Докл. Всесоюз. конф. по трению и износу в машинах. – М.;Л. – Изд-во АН СССР, 1940. –Т.2. –С. 255-264.

82. Ишлинский А.Ю. Трение качения // Прикл. матем. и мех. Нов. сер.- 1938. – Т.П. – Вып.2 – С.245-260.
83. Калкер И.И. Переходные явления в двух упругих цилиндрах, катящихся друг по другу с сухим трением // Прикладн. мех. Амер. общ-ва инж.-мех.; Науч. труды. – 1970. – Т.37. - № 3 –С. 102-114.
84. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / Камаев В.А. – М.; Машиностроение, 1980. – 215 с.
85. Капица П.Л. Качение цилиндра при вязкой смазке / П.Л. Капица // Ж. техн. физ. – 1955. – Т. 25, № 4. – С. 747 – 754..
86. Кацман М. М. Электрические машины и трансформаторы / М.М. Кацман. – М.: 1971. – 328 с.
87. Кацман М.М. Расчет и конструирование электрических машин / М.М. Кацман.: учеб. пособие для техникумов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 360 с.
88. Кирдяшев, Ю.Н. Многопоточные передачи дифференциального типа / Ю.Н. Кирдяшев. – Л.: Машиностроение, 1981. – 222 с.
89. Кислицын А.Л.. Синхронные машины / А.Л. Кислицын // Учеб. пособие. Ульяновск: Электромеханика, 2000. – 109 с.
90. Кисточкин Е.С. Выбор параметров объемных гидромеханических передач / Е.С. Кисточкин, А.В. Киев // Судостроение. – 1982. – № 1. – С. 31 – 34.
91. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром / Е.С. Кисточкин // Машиноведение. – 1978. – № 5. – С.32 – 36.
92. Коган А. Я. Оценка износа рельсов и бандажей колесных пар при движении подвижного состава в кривых участках пути / А.Я. Коган // Вестник ВНИИЖТ. – 1990. – № 2. С. 36 – 40.
93. Коган А.Я. Влияние конструкции и состояния пути на устойчивость колеса / А.Я. Коган, Г.И. Матусовский // Вестник ВНИИЖТ, 1982. – № 8. – С. 42 – 44.
94. Колб А.А. Динамическая модель процесса сцепления колеса с рельсом электровозов с асинхронными тяговыми двигателями / А.А. Колб, В.А. Нецветаев // Горная электромеханика и автоматика : респ. межвуз. науч.-техн. сб. – К.: Техніка, 1986. – Вып. 48. – С. 83 – 86.
95. Конвисаров Д.В. Износ металлов / Д.В. Конвисаров. – М. – Л.: ГОНТИ НКТП СССР, 1938. – 304 с.
96. Конвисаров Д.В. Исследование трения второго рода методом маятниковых колебаний / Конвисаров Д.В. // Науч. труды Сибирск. физ.-техн. ин-та. – 1949. – Vbin.28. – С21.
97. Конвисаров Д.В. К теории качения // Докл. АН СССР. Механика. – 1952. – Т.32. – № 3. – С.369-371.
98. Кононенко В.А. Об оптимальной топливной экономичности транспортной машины с гидрообъемной трансмиссией / В.А. Кононенко // Конструирование и исследование тракторов. – Х.: Вища шк., 1981. – Вып. 4. – С.66 – 70.
99. Коптовец А.Н. Обеспечение безопасности локомотивной откатки на тяжелом профиле пути / А.Н. Коптовец, И.А. Таран // Сборник научных трудов НГУ. – 2006. – № 25. – С. 120 – 125.

100. Коровчинский М.В. Прикладная теория подшипников жидкостного трения. / М.В.Коровчинский. – М.: Государственное НТИ машиностроительной и судостроительной литературы, 1954. – 186 с..
101. Котова Л.И., Теория качения цилиндра по поверхности, покрытой слоем пластичной смазки / Л.И. Котова, Б.В.Дерягин // Ж. техн. физ. – 1957. – Т. 27, № 6. – С. 1261 – 1271.
102. Крагельский И.В Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 525 с.
103. Крагельский И.В. Коэффициенты трения / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова. – М.: Машиностроение, 1962. – 220 с.
104. Крагельский И.В. Развитие науки о трении / И.В.Крагельский, И.С. Щедров. – М.: Издательство АН СССР, 1956. – 235 с.
105. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
106. Крагельский И.В. Фрикционные автоколебания / И.В. Крагельский, Н.В. Гитис. – М.: Наука, 1987. – 184 с.
107. Красеньков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красеньков, А.Д. Вашец. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
108. Кристи, М.К. Новые механизмы трансмиссий / М.К. Кристи, В.И. Красеньков. – М.: Машиностроение, 1967. – 216 с.
109. Крюков А.П. Теоретические основы анализа и синтеза схем трансмиссий с гидрообъемными передачами для гусеничных маши: Дисс. докт. техн. наук. / А.П. Крюков. – Л.: ВНИИТМ. – 1978. – 380 с.
110. Кудрявцев Н. Н. Влияние коротких неровностей колес и рельсов на динамические силы и ускорение ходовых частей вагонов / Н. Н. Кудрявцев, В. Н. Белоусов, В. М. Сасковец // Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1981. – Вып. 610. – С. 4 – 23.
111. Кузнецов Б. А. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия колеса с рельсом / Б. А. Кузнецов, А. С. Подопригора, А. К. Быля // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1960. – Вып. 4. – С. 244 – 269.
112. Кузнецов Б.А. Устойчивость вагонетки при входе в кривую / Б.А. Кузнецов // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1962. – Вып. 6.
113. Куценко С.М. Динамика установившегося движения локомотива в кривых / С.М. Куценко, А.Э. Руссо, Э.П. Елбаев и др. – Х.: Высш. шк., Изд-во при Харьк. ун-те, 1975. – 132 с.
114. Лалов В.В. Оптимизация разгонных характеристик гусеничной машины путем рационального выбора передаточных отношений трансмиссии / В.В. Лалов, Р.А. Иванов, В.Б. Самородов // Тезисы докладов IV н/техн. конференции «Актуальные проблемы в развитии транспортного машиностроения». – НРБ, г. Червен Бряг. – 1986. – С.19 – 21.
115. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / А.Т. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
116. Лебедев С.А. Нестабильность устойчивости движения на пахоте гусеничного трактора с гидрообъемным механизмом поворота / С.А. Лебедев // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. – Х.: ХГТУСХ. – 2001. – С. 88 – 94.

117. Лебедев С.А. Особенности движения гусеничного трактора с гидрообъемным механизмом поворота на пахотных работах / С.А. Лебедев // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. – Х.: ХГТУСХ.– 2002. – С. 228 – 235.
118. Лебедев С.А. Оценка динамической нагруженности элементов трансмиссии гусеничного трактора с гидрообъемным механизмом поворота / С.А. Лебедев // Вестник НТУ «ХПИ» Автомобиле- и тракторостроение : Сб. науч. тр. – Х.: НТУ «ХПИ». – № 10. – т.1 – С. 72 – 76.
119. Левин М.А. Теория качения деформируемого колеса. / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев. – М.:Наука, 1989.
120. Лейтес З.М. Техничко-экономические параметры двадцатитонного взрывобезопасного дизелевоза / З.М. Лейтес, А.И. Ющенко // Конвейерный и рельсовый транспорт в горной промышленности // ИГД им. А.А. Скочинского. Сб.статей. – М.: Недра, 1968. – 128 с.
121. Ловцов Ю.И. Влияние перекосов на объемные потери в щелях роторно-поршневых гидромашин многократного действия / Ю.И. Ловцов, А.Т. Данилин, А.Н. Герасимов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1979. – № 10. – С.79 – 83.
122. Ловцов Ю.И. К расчету гидравлических потерь в радиально-поршневом гидромоторе многократного действия / Ю.И. Ловцов // Известия вузов. Машиностроение. – 1967. – № 5. – С. 39 – 42.
123. Ловцов Ю.И. Расчет объемных потерь в распределителе поршневой гидравлической машин / Ю.И. Ловцов, А.Ф. Данилин // Вестник машиностроения. – 1968. – № 12. – С. 29 – 31.
124. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1987. – 840с.
125. Лужнов Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотива с рельсами: дис. докт.техн.наук: 05.22.07. / Ю.М. Лужнов.; Д 79 – 5/83. – М., 1978. – 402 с. Библиогр.: С. 379 – 403.
126. Лужнов Ю.М. Загрязнение поверхностей рельсов и колес подвижного состава / Ю.М. Лужнов, Н.В. Русакова, Р.Г. Черепашенец // Вестник ВНИИЖТ. – 1972. – №4. – С.38 – 40.
127. Лужнов Ю.М. Физические принципы классификации увлажнения поверхностей трения колес и рельсов / Ю.М. Лужнов // Труды МИИТ. – М.: Транспорт, 1973. – Вып. 445. – С.84 – 91.
128. Малов Р.В. Техничко-гигиеническая оценка возможности безопасной эксплуатации рудничного транспорта с дизельным приводом в угольных шахтах / Р.В. Малов, Е.И. Боженок // Уголь Украины. – 1974. –№ 3. – С.29 – 30.
129. Марков Д.П. Взаимосвязь коэффициента трения с проскальзыванием в условиях взаимодействия колеса с рельсом / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. 2003. – № 3.
130. Марков Д.П. Задир боковых поверхностей рельсов и гребней колёс / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. 2004. – № 4.
131. Марков Д.П. Коэффициенты трения и сцепления при взаимодействии колёс с рельсами / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. 2005. – №4.
132. Марков Д.П. Механизмы сцепления пары колесо – рельс с учетом фоновного трения / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 6. – С. 23 – 27

133. Марков Д.П. Оптимизация колёсно-рельсовой трибосистемы / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. 2004. – № 6.
134. Марков Д.П. Типы катастрофического износа колёсно-рельсовых сталей / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. 2004. № 2.
135. Марков Д.П. Триботехнические свойства поверхностей колесно-рельсовой пары (лабораторная оценка) / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 1995. – № 5. – С. 30 – 35.
136. Марков Д.П. Фононное трение / Д.П. Марков // Трение и износ. Т. 23. 2002. – № 6. – С. 597 – 606.
137. Математическое обоснование мероприятий, направленных на повышение объемного к.п.д. радиально-поршневого гидронасоса: Отчет о НИР по теме № 24384 / ХПИ; инв. № 101. – Х., 1978. – 102 с.
138. Машины и оборудование для угольных шахт. Справочник / Под.ред. В.П. Герасимова, В.А. Хорина. – М.: Недра. – 1979. – 416 с.
139. Медель В.Б. Взаимодействие электровоза и пути / В.Б. Медель. – М.: Транспорт, 1956. – 335с.
140. Меншутин Н.Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях / Н.Н. Меншутин. – М.: Трансжелдориздат. 1960. – 132 с.
141. Михин Н.М. Внешнее трение твердых тел / Н.М. Михин. – М.: Наука, 1977. – 219с.
142. Мишин В. В. О влиянии несовершенства пути и звеньев привода шахтного локомотива на его характеристики / В. В. Мишин, А. Л. Жупиев // Известия вузов: Горный журнал. – 1994. – № 12. – С. 85 – 89.
143. Мона А.Г. Математическая модель качения колеса по рельсу при наличии разделяющей их промежуточной среды / А.Г. Мона, И.А. Таран // Сборник научных трудов НГУ. – 2006. – № 24. – С. 97 – 105.
144. Мона А.Г. Определение характеристик качения колеса по рельсу, покрытому вязкой несжимаемой средой, методом взвешенных невязок / А.Г. Мона, И.А. Таран // Материалы межрегиональной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития транспорта в промышленных регионах». – Д. – НГУ. – 2006. – С. 10 – 11.
145. Мона А.Г. Обґрунтування та вибір раціональних параметрів дискового гальма шахтного локомотива : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Гірничі машини» / А.Г. Мона. – Д., 2005. – 20с.
146. Москаленко В.Л. Обоснование и разработка основных технических параметров шахтного дизелевоза с электрической передачей: дис.на соискание ученой степени. канд. техн. наук: спец. 05.05.06. / В.Л. Москаленко. – Краматорск. – 1988. – С 176.
147. Моссаковский В.И. О качении колесной пары // Изв. АН СССР. Отделение техн.наук. – 1957. – № 11. – С.169-172.
148. Моссаковский В.И. О перекачивании упругих цилиндров //Тр.III Всесоюз. матем. съезда: Прикл. матем. и мех. – 1959. – Т.23 – Вып. 5. – С. 989-990.
149. Мулухов К.К. Транспортные машины на горных предприятиях США. – М.: Недра, 1981. – 190 с.

150. Мур Д. Основы и применение трибоники / Д. Мур : пер. с англ. – М.: Мир, 1978. – 487с.
151. Ничке В.В. Система комплексных исследований и испытаний машин / [В.В. Ничке, О.А. Бутилин, М.О. Корецкий и др.] // Системотехника на автомобильном транспорте. Сб. науч. тр. – Х.: ХАДТУ. – С. 25 – 28.
152. Новиков Е.Е. Определение тяговой способности электровоза с учетом характеристик двигателя / Е.Е. Новиков, Л.А. Франчук // Транспортные и горные машины. – К.: Наук. думка, 1984. – С. 20 – 27.
153. О величине коэффициента трения при малых скоростях скольжения / Е.Е. Новиков, В.К. Смирнов, Е.А. Стаховский, Н.А. Бучинский // Теория и расчет горных машин : сб. науч. тр. ИГТМ АН УССР. – К.: Наук. думка, 1982. – С.39 – 51.
154. Ороховский И.И. Основные технико–экономические предпосылки применения дизелевозов в угольной промышленности до 2000г / И.И. Ороховский, Г.С. Якименко //Уголь Украины. 1969. – № 8. – С. 40 – 41.
155. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины / А.Ф. Осипов. – М.: Машиностроение, 1966. – 160 с.
156. Отделенцев Е.А. Перспективы применения гидравлических передач на шахтном локомотивном транспорте / Е.А. Отделенцев, И.А. Таран // Программа и тезисы докладов научно–практической конференции «Проблемы транспорта в горном производстве». – Д. – НГУ. – 2002. – С. 28 – 29.
157. Петров В.Г. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.Г. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
158. Петров Н.П. Влияние трения при передаче работы упругим ремнем // Изв. С. – Пб. технолог. ин-та.- 1893. – С. 1-43.
159. Петров, А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин / А.В. Петров. – М.: Машиностроение, 1966. – 381 с.
160. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению. – Машиностроение. 1969. – 243 с.
161. Пинегин С.В. Трение качения в машинах и приборах. – М., Машиностроение, 1976, - 264 с.
162. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с.
163. Поляков Н.С. Нормативные данные для выполнения тяговых расчетов по рудничной электрической тяге и проектирование шахтного подвижного состава / Н.С. Поляков, А.А. Ренгевич, Б.А. Кузнецов // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1962. – Вып.6. – С.163 – 180.
164. Пономаренко Ю.Ф. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин / Ю.Ф. Пономаренко. – М.: Недра, 1972. – 375с.
165. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков и др. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
166. Основы теории и конструирования объемных гидropередач / Под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Высш. шк., 1968. – 400 с.
167. Процив В.В. Научное обоснование новых технических решений по совершенствованию тормозной системы шахтного шарнирно-сочлененного локо-

мотива: дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / В.В. Процив. – Д., 2011. – 387 с.

168. Процив В.В. Анализ конструктивных решений, улучшающих вписывание локомотива в криволинейные участки рельсовых путей / В.В. Процив. – К., 1991. – Деп. в УкрНИИНТИ, № 1359 – Ук91. – 1991. – С. 12.

169. Процив В.В. Определение характеристик поперечной жесткости подвески рычажно-балансирного типа шахтных локомотивов / В.В. Процив // Известия вузов: Горный журнал. – 1996. – №7. – С.86 – 91.

170. Процив В.В. Сравнительный анализ различных типов подвески шахтных локомотивов по критерию реализации максимальной силы тяги на кривой / В.В. Процив // Известия вузов: Горный журнал. – 1994. – №2. – С.73 –77.

171. Ренгевич А.А. Испытания электромагнитного рельсового тормоза / А.А. Ренгевич, В.В. Климов – В кн.: Вопросы рудничного транспорта. Вып.2. М., Госгортехиздат, 1957.

172. Ренгевич А.А. Коэффициент сцепления электровозов / А.А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1961. – Вып. 5.

173. Ренгевич А.А. Реализация рудничным электровозом силы тяги и силы торможения / А.А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1962. – Вып. 6. – С. 328.

174. Ренгевич А.А. Исследование шахтного подвижного состава для его усовершенствования и уточнения методов расчета / А.А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – К.: Наук. думка, 1974. – Вып. 13. – С. 232 – 248.

175. Рогов А.В. Матричный анализ трансмиссий, в состав которых входят обгонные муфты. – Вестник НТУ «ХПИ» / А.В. Рогов // Сборник научных трудов. «Автомобиле- и тракторостроение». – Х.: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 16. – С. 51 – 57.

176. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.02 / А.В. Рогов. – Х., 2006. – 168 с.

177. Розенфельд В.Е. Теория электрической тяги / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, И.Н. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983. – 328с.

178. Рудничные дизелевозы с гидродинамическим приводом // Глюкауф. – 5 февраля 1981. – 117, № 3. – С. 82.

179. Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ / Под. ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра. – 1978. – 234 с.

180. Руководство по эксплуатации дизелевоза Д8 – 900. Донгипроуглемаш. – Донецк: 1978. – 2 с.

181. Салов В.А. Повышения тяговой и тормозной способности шахтного подвижного состава с помощью магнитных устройств // Изв.вузов. Горный журнал. – 1990. – № 2. – С. 77 – 80.

182. Самородов Б.В. Использование информационных технологий при адаптации математических моделей к объектам гидромашиностроения. / Б.В. Самородов, М.Б. Бурлыга, А.А. Коваль // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 1/5 (37). – С. 20 – 24.

183. Самородов Б.В. Методика построения универсальных характеристик гидрообъемных передач, работающих в прямом и в обратном потоках мощности в со-

ставе гидрообъемно-механических трансмиссий / Б.В. Самородов, М.Б. Бурлыга, А.В. Рогов // *Механика и машиностроение*. – 2003. – № 1. – Т. 1. – С. 293 – 301.

184. Самородов Б.В. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией / Б.В. Самородов // *Збірник наукових праць Національної гірничої академії*. – Д. НГУ. – 2005. – № 21. – С. 169 – 174.

185. Самородов Б.В. Результаты исследования эффективности и выбор адаптивных оптимизационных методов прямого поиска при синтезе гидрообъемно-механических трансмиссий / Б.В. Самородов // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2006. – № 39. – С. 46 – 53.

186. Самородов В.Б. Введение понятия базисных динамических матриц тормозных элементов трансмиссий и результаты моделирования динамики торможения транспортного средства. / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // *Вісник Кременчуцького Державного політехнічного університету*. – К.: КДПУ. – 2002 р. – № 3 (14). – С. 42 – 45.

187. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // *Труды ХГПУ*. – Х.: 1999. – Вып. 7, в 4-х частях, ч. 2. – С. 134 – 141.

188. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида / В.Б. Самородов // *Системотехніка автомобільного транспорту*. – Х.: ХГАДГУ, 1999. – С. 61 – 68.

189. Самородов В.Б. Исследование влияния различных законов регулирования гидрообъемно -механической трансмиссии на процесс прямолинейного разгона гусеничной машины / В.Б. Самородов // *Механіка та машинобудування*. – 2000. – № 2. – С. 86 – 92.

190. Самородов В.Б. К вопросу о создании комплексной экспертной оценки гидрообъемно – механических трансмиссий гусеничных машин / В.Б. Самородов // *Интегрированные технологии и энергосбережение*. – 2000. – № 2. – С. 100 – 104.

191. Самородов В.Б. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теория, проектирование, расчет, производство, эксплуатация) в 10-ти томах. Том 3: Трансмиссии, Книга 2: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / В.Б. Самородов, Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко / Под ред. Е.Е. Александрова. – Х.: ХГПУ, 1997. – 185 с.

192. Самородов В.Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2003. – № 4. – С. 3 – 19.

193. Самородов В.Б. Математическое моделирование быстроходных объемных радиально-поршневых гидромашин – элементов гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // *Механика и машиностроение*. – Х.: НТУ "ХПИ". – 1999. – № 1. – С. 167 – 172.

194. Самородов В.Б. Методика и результаты построения универсальных характеристик гидрообъемно-механических трансмиссий. / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, М.Б. Бурлыга // *Вісник Кременчуцького Державного політехнічного університету*. – Вип. 3. – 2002. – С. 46 – 49

195. Самородов В.Б. Методика определения оптимальной схемы для бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии трактора с использованием весовых коэффициентов критериев оценки / В.Б. Самородов, С.А. Шуба // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. научн. трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2010. – №33. – С. 22 – 27.
196. Самородов В.Б. Методика уточнения математической модели объемного КПД аксиально-поршневых гидронасосов. – Автомобиле– и тракторостроение / В.Б. Самородов, М.Б. Бурлыга, А.А. Коваль, А.В. Рогов // Тематический сборник научных трудов. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2008. – № 666. – С. 3 – 10.
197. Самородов В.Б. Напорные утечки рабочей жидкости между шаром-поршнем и цилиндром ротора в быстроходных радиально – поршневых гидромашинах – элементах гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Вестник ХГПУ, серия НРСТ. – 2000. – Вып. 79. – С. 28 – 31.
198. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Вестник ХГПУ. – 1999. – Вып. 47. – С. 33 – 37.
199. Самородов В.Б. О рациональном выборе передаточных отношений планетарных рядов гидрообъемно–механической трансмиссии транспортной машины / В.Б. Самородов, Л.В. Новикова, В.Г. Полуниин // Конструирование и исследование тракторов. – Х.: Вища шк.– 1985. – Вып. 6. – С. 45 – 48.
200. Самородов В.Б. Обобщение метода автоматизированного матричного анализа трансмиссий для электромеханической трансмиссии / В.Б. Самородов // Вісник Харківського державного політехнічного університету: зб. наук. пр.– Х.: ХДПУ. – 1999. – Вип. 61. – С. 140 – 143.
201. Самородов В.Б. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора/ В.Б. Самородов, А.В. Рогов//Вестник НТУ «ХПИ»: сб. научн. трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2010. – №1. – С. 8 – 14.
202. Самородов В.Б. Общая постановка задачи параметрического синтеза гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – № 1, 2002. – С. 109 – 115.
203. Самородов В.Б. Объектно-ориентированный подход к моделированию трансмиссий в области транспортного машиностроения / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // Вестник ХГПУ, серия НРСТ. – Х. – 1999. – Вып. 66. – С. 48 – 53.
204. Самородов В.Б. Организация вычислительной процедуры для определения к.п.д. и построения универсальных характеристик гидрообъемной передачи / В.Б. Самородов, В.А. Кузьминский // Депонировано ВИНТИ, «Депонированные рукописи», «Естественные и точные науки». – М.,1981. № 12. – С. 179.
205. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – 1998. – № 1. – С. 109 – 115.
206. Самородов В.Б. Проблемы и направление теоретических исследований в области гидрообъемно-механических трансмиссий в Украине / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – 1998. – № 1. – С. 105 – 109.

207. Самородов В.Б. Результаты параметрического синтеза гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничной машины / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // Механика и машиностроение. – 2002. – № 1. – С. 109 – 115.
208. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида / В.Б. Самородов // Вестник ХГПУ. – 1999. – Вып. 46. – С. 51 – 54.
209. Самородов В.Б. Тяговый розрахунок гусеничної машини з дизельним двигуном та повнопотоковою гідро-механічною трансмісією: Навчальний посібник / В.Б. Самородов, В.В. Епифанов, В.П. Панкратов – Х.: ХДПУ. – 1996. – 59 с.
210. Самородов В.Б. Универсальные характеристики гидрообъемной передачи транспортной машины в обратном потоке мощности / В.Б. Самородов, В.А. Кузьминский // Конструирование и исследование тракторов. – Х.: Наукова думка. – 1982. – Вып. 5. – С. 40 – 44.
211. Самородов В.Б. Уточненная методика определения потерь в планетарных механизмах передач и результаты исследования потоков мощностей в гидрообъемно-механических трансмиссиях / В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич, А.В. Рогов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – Х.: НТУ “ХПИ”. – 2001. – № 4. С. 76 – 83.
212. Самородов В.Б., Деркач О.И., Колодяжный А.В. Разработка бесступенчатой трансмиссии трактора класса 1,4 классической компоновки // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – №18. – С. 38-44.
213. Сердюк А.А. Качение колеса по рельсу с разделяющей их промежуточной средой / А.А. Сердюк // Науковий вісник НГА України. – 1999. – № 2. – С. 77 – 79.
214. Сердюк А.А. Научное обоснование технических решений по повышению ходовых характеристик шахтных локомотивов: дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / А.А. Сердюк. – Д., 2000. – 350с.
215. Смирнов А.А. Применение объемных гидропередач в силовом приводе маневровых тепловозов / А.А. Смирнов, В.Г. Шулаков // Труды МИИТ, 1969. – Вып. – 316 – С.103 – 110.
216. Справочник по шахтному транспорту / Под ред. Г.Я.Пейсаховича и И.П.Ремизова, М.: Недра. 1977. – 624 с.
217. Старожук И.А. Влияние типа механизмов поворота трактора на напряженность труда тракториста / И.А. Старожук, Г.С. Цейтлина, В.С. Сафронов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – № 2. – С. 12 – 14.
218. Старченко В.М. Деякі питання теорії контактної взаємодії колеса і рейки / В.М. Старченко: Монографія. – Луганськ: Вид-во СУНУ ім. В. Даля, 2006. – 120 с.
219. Степанов А.Д. Передачи мощности тепловозов / А.Д. Степанов, В.А. Васильев, Б.Г. Кузнецов и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 478 с.
220. Таран И.А. Аккумуляторный электровоз с модульным приводом / И.А. Таран, А.И. Самойлов // Уголь Украины. – 2004. – № 2 – С. 46 – 47.
221. Таран И.А. Анализ динамики дизелевозов со ступенчатыми механическими, электромеханическими и гидрообъемно-механическими трансмиссиями / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 1. – С. 55 – 59.

222. Таран И.А. Влияние промежуточной среды на взаимодействие тормозной колодки и колеса / И.А. Таран // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 1997. – № 2 (Спец. выпуск). – С. 33 – 35.
223. Таран И.А. Динамика разгона шахтного дизелевоза с объёмной гидромеханической трансмиссией / И.А. Таран // *Уголь Украины*. – 2007. – № 3 – С. 21 – 23.
224. Таран И.А. Динамические процессы полнопоточной гидрообъёмной трансмиссии шахтного локомотива / И.А. Таран // *Науковий вісник НГУ*. – 2005. – № 3 – С. 50 – 53.
225. Таран И.А. Динамические характеристики шахтного дизелевоза с электрической трансмиссией / И.А. Таран, О.С. Лапенко // *Научно-технический сборник Криворожского технического университета “Розробка рудних родовищ”*. – Вып. 90. Кривой Рог, 2006. – С. 263 – 268.
226. Таран И.А. Исследование влияния характеристик колебательного процесса фрикционной пары на коэффициент трения / И.А. Таран, А.В. Новицкий // *Науковий вісник НГУ*. – 2006. – № 10 – С. 59 – 63.
227. Таран И.А. К вопросу о выборе типа силовой передачи шахтного локомотива с дизельным двигателем / И.А. Таран // *Науковий вісник НГУ*. – 2006. – № 2 – С. 45 – 51.
228. Таран И.А. К вопросу о динамике шахтного дизелевоза на криволинейных участках пути / И.А. Таран // *Вісник СУНУ імені В.Даля* – 2007. – 6 (112). – С. 89 – 93.
229. Таран И.А. К вопросу очистки дизельного выхлопа шахтного локомотива / И.А. Таран, Т.Л. Захлестова // *Сборник научных трудов “Вісник Криворізького технічного університету”*. – Кривой Рог, 2005. – Вып. 14. – С. 210 – 215.
230. Таран И.А. Квазистатический анализ полнопоточной электромеханической трансмиссии шахтного дизелевоза / И.А. Таран // *Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України*. – Д., 2010. – Вип. 85. – С. 69 – 76.
231. Таран И.А. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // *Сборник научных трудов по материалам международной научно-практической конференции «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2007»*. – Т. 1. – Транспорт. – Одесса: Черноморье, – 2007. – С. 32 – 36.
232. Таран И.А. Конструктивные параметры двухпоточных гидрообъёмно-механических и электрических бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2010. – № 12 – С.
233. Таран И.А. Математическая модель боковых колебаний шахтного локомотива / И.А. Таран // *Науковий вісник НГУ*. – 2008. – № 11 – С. 75 – 79.
234. Таран И.А. Математическая модель колесного транспортного средства с механической трансмиссией / И.А. Таран // *Науковий вісник НГУ*. – 2004. – № 4 – С. 65 – 69.
235. Таран И.А. Математическая модель пространственных колебаний динамической системы «дизелевоз-прицепная часть» / И.А. Таран // *Сборник научных трудов “Вісник Криворізького технічного університету”*. Кривой Рог, 2005. – Вып. 10. – С. 124 – 128.

236. Таран И.А. Математическая модель шахтного локомотива с гидростатической трансмиссией / И.А. Таран, В.П. Франчук, I.В. Вернер, А.В. Говорун // Сборник научных трудов НГУ. – 2004. – № 19. Том 5. – С. 285 – 290.
237. Таран И.А. Математические модели гидрообъемной и ступенчатой механической трансмиссии шахтного дизелевоза / И.А. Таран // Збірник матеріалів «Форуму гірників 2005» – Д., РВК НГУ. С. 138 – 145.
238. Таран И.А. Методика автоматизированного конструирования бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Вісник Криворізького технічного університету. Збірник наукових праць. Кривий Ріг, 2010. – Вип. 25. – С. 206 – 210.
239. Таран И.А. Методика автоматизированного конструирования трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Уголь Украины. – 2010. – № 12 – С.
240. Таран И.А. Методика анализа динамики шахтного локомотива с дизельным двигателем / И.А. Таран // Матеріали Міжнародної науково–практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINT – 2010)». Т. 1. – Херсон: Вид. ХДМІ, 2010. – С. 212 – 217.
241. Таран И.А. Методические основы построения матричных моделей электрических трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Подъемно-транспортная техника. – 2008. – № 2 – С. 80 – 88.
242. Таран И.А. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров беступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 12. – С. 43 – 46
243. Таран И.А. Некоторые результаты математического моделирования системы «двигатель-трансмиссия-дизелевоз» / И.А.Таран // Подъемно-транспортная техника. – 2005г. – № 4 – С. 53 – 60.
244. Таран И.А. О применении свинцовых источников питания на аккумуляторных локомо-тивах / И.А. Таран, А.И. Самойлов // Уголь Украины. – 2004. – № 1 – С. 26 – 27.
245. Таран И.А. Относительное проскальзывание колеса и рельса при наличии промежуточной среды / И.А. Таран, К.А. Зиборов // Науковий вісник НГУ. – 2007. – №7. – С. 49 – 52.
246. Таран И.А. Повышение устойчивости движения шахтного локомотива в кривых малого радиуса / И.А. Таран, А.В. Новицкий, В.В. Литвин // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний збірник наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2007. – Вип. 33. – 361 с.
247. Таран И.А. Построение и анализ универсальных характеристик гидropередач на базе аксиально– и радиально–поршневых гидромашин как элементов трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Матер. міжнар. конф. «Форум гірників – 2009», том 1. – Д.: НГУ, 2009. – С. 230 – 235.
248. Таран И.А. Применение обобщенных интегральных стохастических критериев для комплексной экспертной оценки трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників С 2010». Д.: НГУ. – 2010. – 278 с.
249. Таран И.А. Принцип и алгоритм работы системы регулирования при применении на шахтных локомотивах ГОТ и ГОМТ / И.А. Таран // Академический весник КрТО МАКНС. – 2007. – № 19. – С. 71 – 75.

250. Таран И.А. Результаты автоматизованого аналізу гідрооб'ємномеханічної трансмісії шахтного дизелевоза / И.А. Таран // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. – К.:НТУ. – 2010. – Вип. 7. – С. 172 – 177.
251. Таран И.А. Система интегральных стохастических критериев для трансмиссий транспортных средств / И.А. Таран // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник наукових праць / Луцький національний технічний університет. – Л., 2010. – Вип. 28. – С. 519 – 523.
252. Таран И.А. Сравнение универсальных характеристик объемных и электрических передач как основных элементов трансмиссии дизелевоза / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 10. – С. 70 – 72.
253. Таран И.А. Среднеинтегральный КПД бесступенчатых двухпоточных трансмиссий шахтного дизелевоза / И.А. Таран // Сучасні технології а промислового виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції: у трьох частинах. Суми: Вид. СумДУ, 2010 – С. 155 – 156.
254. Таран И.А. Теоретические основы автоматизированного структурного синтеза и технология матричного моделирования трансмиссий / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 11. – С. 64 – 71.
255. Таран И.А. Технология автоматизированного матричного анализа трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 6. – С. 36 – 42.
256. Таран И.А. Универсальные характеристики трансмиссий шахтных дизелевозов / И.А. Таран // Вісник СУНУ імені В.Даля – 2010. – 7 (149). – С.186 – 193.
257. Таран И.А. Условия образования и реализации силы тяги при наличии в зоне контакта пары колесо-рельс промежуточной среды / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2008. – № 10 – С. 66 – 71.
258. Таран И.А. Формирование неоднородных тепловых полей в фрикционной паре колесо-рельс рудничных локомотивов / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 8 – С. 64 – 66.
259. Таран И.А. Эквивалентная математическая модель колесного транспортного средства / И.А. Таран // Научно-технический сборник Криворожского технического университета “Розробка рудних родовищ”, вып. 86. Кривой Рог, 2004. – С. 131 – 133.
260. Таран И.А., Применение объёмных гидропередач в силовом приводе шахтных локомотивов / И.А. Таран, И.В. Вернер // Науковий вісник НГУ. – 2005. – № 1 – С. 60 – 63.
261. Таран І.О. Матричний аналіз електричної трансмісії колісної машини / І.О. Таран // LXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К.: НТУ, 2010. – С. 58.
262. Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ: Отчет о НИР (промежуточн.) / Академия наук технологической кибернетики Украины, Научно-прикладное объединение «Политехник»; инв. № 12. – Х. – 2000. – 242 с.

263. Угольная промышленность Великобритании и Франции / Под. ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра, 1971. М 368 с.
264. Физико-химическая механика сцепления / под ред. Исаева И.П. – Тр. МИ-ИТ. 1973. – Вып. 445. – 186 с.
265. Филичкин, Н.В. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин: учебное пособие / Н.В. Филичкин. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 175 с.
266. Халангот Д.В. Рудничный взрывобезопасный дизельный локомотив Д–8 / Д.В. Халангот, И.И. Ороховский, Б.П. Дьяченко // Уголь Украины. – 1975. – № 3. – С. 37 – 38.
267. Хантер С. Контактная задача качения жесткого цилиндра по вязкоупругому полупространству / С. Хантер // Прикладная механика. Тр. Америка общества инженеров-механиков. – М.: Мир, – 1961. – т. 28. – № 4. – С. 146 – 153.
268. Цитович, И.С. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, В.Б. Альгин, В.В. Грицкевич. – Минск: Наука и техника, 1987. – 224 с.
269. Чиликин М.Г. Общий курс электропривода / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
270. Чичинадзе А.В. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гинзбург, З.В. Игнатъева / Отв. ред. И.В. Крагельский. – М.: Наука, 1979. – 268 с.
271. Шабанов, К.Д. Замкнутые дифференциальные передачи / К.Д. Шабанов – М.: Машиностроение, 1972. – 160 с.
272. Шахтарь П.С. Рудничные локомотивы / П.С. Шахтарь. М.: Недра, 1982. – 296 с.
273. Шахтные дизельные локомотивы Д 105 // Глюкауф. – 2 июня 1977. – 113, № 11. – С. 4.
274. Электровоз аккумуляторный АМ8Д. Руководство по эксплуатации: АМ8Д.00.00.000 РЭ / Министерство угольной промышленности СССР. Дружковка, 1980. – 111 с.
275. Этелис М.Т. Пневмоколесный дизелевоз для гидрошахт / М.Т. Этелис, В.Г. Белоус, А.И. Лебедев, О.Б. Ененко // Уголь Украины. – 1964. – № 11. – С. 34.
276. Юдик В.А. Теория машин и механизмов / В.А. Юдик, Л.В. Петракас. – М.: Высш. шк., 1977. – 506 с.
277. Ющенко А.И. Справочник машиниста рудничного локомотива / А.И. Ющенко, В.П. Гудалов. – М.: Недра. – 1981. – 200 с.
278. Air Cooled Diesel Engines for Underground Mining Application. “Quarry, Mine and Pit”. – 1979, 18. – № 10, 21.
279. Alexandrov Y.Y. The ecological aspect of automatization of transport facilities transmissions / Y.Y. Alexandrov, V.B. Samorodov // “ENVIRO –2000”, New Delhi. – 1992.
280. Carter F. W. On the action of locomotive drivin wheel / F.W. Carter // Proceedings of Royal Society of London. Ser. A. – 1926. – V. 112. – P. 151 – 157.
281. Diesel power underground–productivity potential sparks health controversy. “Mining Engineerin”. – 1979, 31, № 4. С. 370 – 375.

282. Dieselhydraulische Grubenlokomotive."DET – die Eisenbahntechnik", 1979, 27. – № 12, 521.
283. Drutowski R.C. Energy Losses of Balls Rolling on Plates//Trans. ASME. – 1959. – Ser.D. – V.81. – P.16-35.
284. Fauser Hermann. Gruben lokomotiven und ihre Kennlinien "Gluckauf-Forschungshefte", Juni 1981, 42, № 3. – С.98 – 111.
285. Fromm H. Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben//Zeitschrift f. angew. Mathematik u. Mechanik. – 1927. – Bd. 7. – H.1. – S.27-58.
286. Greenwood J.A., Minshall H., Tabor D. Hysteresis Losses in Rolling and Sliding Friction //Proc. Roy. Soc. Ser.A. -1961.- V.259. -Nr. 1299. - P.480-507.
287. Jonson K.L. The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane. –Journal of applied mechanics, 1958. – v. 25, № 7, P. 339 – 346.
288. Kalker J. J. Survey of wheel-rail rolling contact theory / J.J. Kalker // Vehicle System Dynamics. – 1979. – V. 8. – P. 317 – 379.
289. Kalker J.J. Über die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad und Schiene//ZEV-Glaser Annalen. – 1978. – V.102. – Nr.7/8. – S.214-218.
290. Koffman I.L. Gummigefederte Lokomotivräder. – DET. 1974, 22, Nr1, s27-30.
291. Krettek O.Wo stehen wir in der Erforschung des Kraftschlusses//ZEV-Glaser Annalen.- 1973. V.97.- H.1.-S.19-28.-H.4.-S.157-158.
292. Locomotive is safe underground. "World Mining", 1980, 34. – № 3, 19.
293. Mine locomotion. "The Colliery guardian". 1982. – № 4. 172 с.
294. Neue Grubenlokomotiven mit hydrodynamischer und hydrostatischer Drehmomentübertragung. "Rangiertechnisches und Gleisanschlusstechnisches". 1980 – 1981. – № 40, 51.
295. New larger diesel engine. "The Mining Journal", 1980, 294, № 7549, 337, 338.
296. Rail Transport in today Mining industry // Mining Technology 1986 vol.68 №784 p.67-74
297. Steady-state and dynamic predictions of the curving performance of forced-steering rail vehicles. / J. A. C. Fortin, R. J. Anderson // Vehicle Syst. Dyn. – 1983. – № 1 – 3. – P. 127 – 130.
298. Tadao Ohyama. Tribological studies on adhesion phenomena between wheel and rail at high speeds // Wear. – 1991. – V. 144. – P. 263 – 275.
299. Tabor D/ The Mechanism of Rolling Friction//J.Amer. Soc.Lubricat. Part 11/The Elastic Range/Proc. Roy. Soc. Ser.A. – 1955. – V.229. – P. 198-220.
300. Underground rack locomotive. "Diesel Engineers and Users Association", 1977. – № 795, 198, 199.
301. Underground transport: comparing technology. "Mining Equipment". – 1983. – № 7. – С. 64 – 67.
302. W. Va. Legislature kills use of diesels underground. "Coal Age". – 1979. – 84. – № 4, 49.
303. What is the future of underground locomotive haulage? "Mining Equipment". 1980. 4. №. 3. 19
304. Официальный сайт компании Fendt. Режим доступа к сайту:www.fendt.com (http://fendt.co.uk/downloadcenter_brochurespdf.asp).

Наукове видання

Таран Ігор Олександрович

ТРАНСМІСІЇ ШАХТНИХ ДИЗЕЛЕВОЗІВ

Монографія

(Російською мовою)

Друкується в авторській редакції.

Підписано до друку 02.07.2012. Формат 30x42/4.
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 15,0.
Обл.-вид. арк. 19,3. Тираж 300 пр. Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано
у Державному ВНЗ «Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.