

*На правах рукописи*

**БАЛАБИН Валентин Николаевич**

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ  
ПРИВОДОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЛОКОМОТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ  
ВНУТРЕННЕГО СТОРАНИЯ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ**

Специальность:

05.02.02 — Машиноведение, системы приводов и детали машин;

Автореферат  
диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

Москва, 2010

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный университет путей сообщения» (МИИТ).

Научный консультант: доктор технических наук, профессор  
**Коссов Валерий Семенович**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
**Ковальский Виктор Федорович**

доктор технических наук, профессор  
**Ковалевский Виталий Иванович**

доктор технических наук, профессор  
**Просвилов Юрий Евгеньевич**

Ведущая организация: «Петербургский государственный университет  
путей сообщения»

Защита диссертации состоится \_\_\_ июнь 2010 г. в \_\_\_\_ час \_\_\_ мин на заседании диссертационного совета Д 218.005.08 при Московском государственном университете путей сообщения по адресу: Москва, ул. Образцова 15, МИИТ ауд. 2501.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью учреждения, просим направлять по адресу совета университета

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 218.005.08,  
доктор технических наук, доцент

\_\_\_\_\_ А.В.Саврухин

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы** заключается в использовании новых видов привода клапанов газораспределения локомотивных двигателей внутреннего сгорания (ЛДВС) с целью совершенствования их эксплуатационных характеристик.

Решение проблем, связанных с повышением топливной экономичности и улучшением экологических факторов, потребовало новых подходов, основанных на улучшении характеристик ЛДВС.

Новые технические решения по вспомогательным установкам локомотивов, повышение экологической безопасности, и топливной экономичности, потребовало развития микропроцессорных систем управления ЛДВС, в том числе регулирование приводов органов газораспределения и систем топливоподачи.

В практике отечественного двигателестроения стало активно развиваться новое направление: микропроцессорное управление системами приводов ЛДВС.

**Цель диссертационной работы** - создание и исследование регулируемых приводов газораспределения локомотивных двигателей внутреннего сгорания нового поколения

**Задачи исследований**, которые поставлены и решены в работе по достижению цели:

- выполнен анализ перспектив развития приводов нового поколения для транспортных средств и энергетических установок, применительно к автономным локомотивам;
- сформулированы и научно обоснованы принципы адаптивности ЛДВС (прежде всего механизмов газораспределения) к эксплуатационным тяговым режимам тепловозов, путем замены традиционного привода клапанов газораспределения на альтернативный, немеханический привод;
- определены факторы взаимной корреляции и ковариации основных технико-экономических параметров ЛДВС и их влияние на выбор фаз газораспределения (ФГР);
- разработаны основные технические и конструктивные положения концепции перехода от традиционного механического на прогрессивные электромагнитный и электрогидравлический виды приводов газораспределения перспективных ЛДВС нового поколения;
- проведен комплекс стендовых и моторных испытаний электромагнитного и электрогидравлического приводов газораспределения транспортных ДВС;
- обоснование понятие концепции ЛДВС нового поколения и основные направления их развития;
- выполнена оценка технико-экономической эффективности от внедрения предложенных в работе технических решений.

**Направления исследований**, вытекающие из сформулированной цели и решаемые в процессе выполнения работы:

1. Расчетно-теоретические и экспериментальные исследования с использованием моделирования процессов в приводе механизма газораспределения и выбор оптимальных значений конструкционных параметров при проектировании альтернативных видов привода.

2. Теоретическая и экспериментальная проработка альтернативных, немеханических видов привода клапанов и систем управления процессами газообмена ЛДВС.

3. Анализ влияния выбранных параметров газораспределения на достигнутые технико-экономические показатели основных серий транспортных дизелей. Определение конвергентности, взаимной корреляции и ковариации влияния основных технико-экономических параметров двигателей на выбор ФГР при механическом и альтернативных типах приводов.

4. Разработка технических решений по совершенствованию существующих приводов механизмов газораспределения ЛДВС с целью повышения топливной экономичности и надежности в эксплуатационных условиях.

5. Создание прогрессивных систем электрогидравлического (ЭГПК) и электромагнитного (ЭМПК) приводов клапанов газораспределения ЛДВС. Разработка конструктивных и эксплуатационных параметров ЭГПК и ЭМПК для ЛДВС нового поколения различных мощностных и скоростных градаций.

6. Анализ эксплуатационных режимов локомотивов и рассмотрение концептуальных вопросов повышения эффективности работы ЛДВС.

**Методы исследований.** В диссертационной работе использованы теоретические и экспериментальные методы исследования, базирующиеся на данных некоторых известных теоретических положениях технологии машиностроения, термодинамики и математического моделирования. Используются методы теорий линейных и нелинейных систем, теории оптимального управления, гидромеханики и теории сплошных сред, методы теории поля, проектирования систем управления и методы компьютерного моделирования. Применены пакеты Mathcad и Excel. Применены современные информационные технологии и интернет-ресурсы, электронные журналы и различные виды электронных публикаций.

При обработке экспериментальных данных, применялись методы наименьших квадратов.

**Достоверность полученных результатов** подтверждается корректностью разработанных математических моделей, сходимостью полученных теоретических результатов с данными экспериментов на стендовых установках, а также согласованностью с некоторыми результатами исследований, выполненных в разные годы ведущими научными и производственными коллективами.

Достоверность новизны технических решений подтверждается получением 23 патентов и авторских свидетельств на изобретения.

**Научная новизна** заключается в создании новых видов привода газораспределения, оптимизирующих эксплуатацию локомотивных ДВС. Впервые для перспективного тягового подвижного состава предложены варианты совершенствования локомотивных ДВС, связанные с введением новых объектов регулирования газообмена.

**Практические рекомендации** заключены в использование адаптивности ЛДВС к эксплуатационным режимам локомотива, прежде всего процессов газообмена при использовании новых видов привода механизма газораспределения. Это позволит повысить эффективный КПД, снизить удельный эффективный расход топлива на основных эксплуатационных режимах: частичных нагрузках, переходных режимах и холостом ходу.

**Практическая значимость** результатов исследований состоит в выборе конструктивных параметров альтернативных приводов механизмов газораспределения (ПМГР). Результаты исследования ориентированы на создание новых альтернативных типов привода органов газораспределения и систем управления, а также послужили основой для создания:

- метода оценки влияния основных технико-экономических параметров ЛДВС на выбор ФГР и закона движения клапанов ПМГР при адаптивности к изменяющимся эксплуатационным условиям;
- моделей альтернативных немеханических систем ПМГР перспективных ЛДВС;
- способов плавного и дискретного регулирования ФГР при немеханических системах ПМГР, позволяющих снизить удельный расход топлива и улучшить эксплуатационные показатели ЛДВС;

Результаты могут представлять значительный интерес для задач экологического характера, поскольку именно процессы газообмена ЛДВС являются доминирующими в улучшении этих параметров.

**Практические разработки** предназначены для использования в перспективных конструкциях ЛДВС. Методики, алгоритмы и схемные решения могут применяться в научных, производственных и учебных целях.

**Практический эффект** заключается в снижении удельного эффективного расхода дизельного топлива на эксплуатационных режимах ЛДВС в среднем на 4...8%.

**Реализация результатов** выполнена в разное время на НПО «Тепловозпутьмаш» (ВНИКТИ), НИИ двигателей (Москва), Барнаульском заводе транспортного машиностроения, Камбарском машиностроительном заводе. Отдельные положения исследований использованы ОАО «Коломенский завод».

Предложены направления оптимизации конструктивных параметров привода механизма газораспределения с точки зрения улучшения качества переходных процессов в силовых энергетических установках локомотивов, заключаю-

щихся в сокращении длительности переходных процессов при изменении скоростных и нагрузочных режимов.

Разработаны рекомендации по использованию регулирования ФГР и закона движения клапанов для конкретных ЛДВС.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертации докладывались и получили положительную оценку на конференциях и научных форумах:

- конференции «Основные направления развития силовых энергетических установок тепловозов», проводимая руководством Латвийской железной дорогой (Латвия, Рига, 10-14 марта 2003 г.);
- Международном конгрессе «Mech-2003»: «Механика и трибология транспортных систем-2003» (Выставочный комплекс на Красной пресне);
- научно-практической конференции-выставки «Триботех 2003» с международным участием» (Выставочный комплекс на Красной пресне);
- научно-практической конференции «Инновации в эксплуатации и развитии инфраструктуры железнодорожного транспорта» (Москва, ВНИИЖТ, 24-25 июня 2004 г.);
- международной научно-технической конференции «Научные проблемы и перспективы развития ремонта, обслуживания машин, восстановления и упрочнения деталей», (Москва, ГОСНИТИ, 8-9 декабря 2004 г.);
- международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения», (Челябинск, ЮУрГУ 26-28 апреля 2006 г.);
- VII научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», Гомель, Белоруссия, 2006 г.;
- IV Международной научно-практической конференции «Проблемы безопасности на транспорте», Гомель, Белоруссия, 2007 г.;
- VIII научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», МИИТ, 2007, V-4.
- III Международной научно-технической конференции: «Эффективность, надежность и безопасность энергетических установок (Энергоустановки – 2008)», Украина, Севастополь-Батилиман.

**Публикации.** Основное содержание диссертации отражено в 44 научных работах, в том числе в 23 патентах и авторских свидетельствах на изобретения.

**Материалы диссертации** используются в учебном процессе при подготовке студентов по специальности «Локомотивы» Московского государственного университета путей сообщения.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и списка использованной литературы из 180 наименований. Содержит

жание диссертации изложено на 292 страницах машинописного текста, содержит 18 таблиц, 74 рисунка, 1 приложение.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность рассматриваемых задач, научная новизна разработанных методов, показана практическая значимость полученных результатов и кратко описано содержание диссертации.

Решение проблем, связанных с повышением топливной экономичности и улучшением экологических факторов, потребовало новых подходов, основанных на улучшении характеристик ЛДВС.

Новые технические решения по вспомогательным установкам локомотивов, повышение экологической безопасности, и топливной экономичности, потребовало развития микропроцессорных систем управления ЛДВС, в том числе регулирование органов газораспределения и систем топливоподачи.

В практике отечественного двигателестроения стало активно развиваться новое направление: микропроцессорное управление системами приводов ЛДВС.

Обоснована возможность повышения экономических и экологических показателей работы ЛДВС за счет применения управляемых приводов газораспределения.

**Первая глава** посвящена анализу и перспективам развития приводов нового поколения для транспортных средств и энергетических установок.

Применительно к автономным локомотивам рассмотрены перспективные направления развития силового привода общего назначения.

Основные тенденции развития гидропривода, следующие:

- интенсивное сращивание гидроприводов с цифровыми электронными системами управления, применение «интеллектуальных» элементов гидропривода со встроенными микропроцессорами;
- повышение рабочего давления (шестеренные и пластинчатые насосы — до 30 МПа, аксиально-поршневые и **ролико-лопастные** — до 42 МПа, радиально-поршневые — до 70 МПа);
- расширение номенклатуры в основном в сторону миниатюризации (например, у миниатюрной **ролико-лопастной** гидромашины РЛГ-1 достигнута максимальная частота вращения 30 000 мин<sup>-1</sup>).
- улучшение эксплуатационных показателей; унификация параметров и размеров (стандарты ISO); повышение качества на основе сертификации производства по ISO 9000 и стандартизации методов испытаний; повышение безопасности; широкое использование компьютерного проектирования и испытаний хорошо идентифицированных компьютерных моделей.

Широкое распространение силового гидропривода объясняется тем, что этот привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин. Говоря о преимуществах гидропривода, следует отметить простоту автоматизации работы гидрофицированных механизмов, возможность автоматического изменения их режимов работы по заданной программе.

В России при участии автора диссертации был создан унифицированный ряд гидравлических **ролико-лопастных** гидромашин (РЛГ) с техническими параметрами, соответствующими современному мировому уровню развития. На сегодняшний день они включают 6 базовых моделей из 20 типоразмеров с рабочими объемами от 0,5 до 2000 см<sup>3</sup>/об. РЛГ предназначены для использования в приводах вспомогательного оборудования локомотивов.

Развитие электроники и микропроцессорной техники привело к существенному росту возможностей реализуемых алгоритмов и программ, вследствие чего логические свойства бортовых устройств локомотивов мало уступают персональным и стационарным компьютерам. К тому же резко возросли показатели надежности электронных устройств и снизилась себестоимость их производства.

В главе рассмотрены некоторые особенности применения силового электромагнитного и электрогидравлического проводов.

Во **второй главе** рассмотрены существующие системы привода клапанов газораспределения транспортных двигателей, дан анализ особенностей применения механического привода и регулирования фаз газораспределения. Приведены результаты конкретных технических решений по совершенствованию механического привода клапанов (МПК) газораспределения современных двигателей внутреннего сгорания с целью повышения топливной экономичности и надежности.

Вопросами альтернативного привода газораспределения для ЛДВС занимались в разное время ученые и специалисты: Бородулин И.П., Васильев В.Н., Виноградов А.С., Гриценко Н.Д., Левин Г.И., Маханько М.Г., Третьяков А.П., Улановский Э.А., Фомин Ю.Я., Фроликов И.И., Хуциев А.И.

Проблему регулирования ФГР при МПК в разное время подробно исследовали ученые: Аладышкин В.Я., Афанасьев В.Г., Берман А.А., Богачев В.Г., Братченко А.В., Глаголев Н.М., Дзедин О.П., Камкин С.В., Лемещенко А.Л., Леонов Д.И., Мороз В.И., Патрахальцев Н.Н., Пыжанкин Г.В., Серафимов Д.Г., Станиславский Л.В., Строков В.Л., Суранов А.В., Тарасов А.М., Толкачев Н.А., Усачев Е.И., Хмельницкий Ю.Н., Хохлов О.И., и другие.

В главе рассмотрены положительные качества и недостатки современного МПК, являющегося основным на транспортных дизелях, в том числе и ЛДВС.

Длительная эксплуатация транспортных дизелей на частичных нагрузках и холостом ходу, то есть при работе на неоптимальных ФГР приводит к увеличению забросов газа во впускной ресивер, отложению нагара и, в результате, к перегреву деталей при переводе двигателя на номинальный режим работы.

Совершенствование МГР является эффективной мерой повышения экономичности транспортных дизелей в эксплуатации, на частичных и переходных режимах.

В случае резкого изменения нагрузки необходимо адекватное быстрое изменение «времени-сечения» клапанов газораспределения для обеспечения требуемого коэффициента избытка воздуха. В этих условиях важнейшим требованием является согласование характеристик систем топливоподачи, газообмена и наддува.

Качество переходных процессов, протекающих в двигателе, существенно зависит от настройки параметров газообмена. При неустановившихся и частичных долевых режимах работы ухудшаются все технико-экономические показатели, связанные с наполнением и очисткой цилиндров.

Перспективные конструкции приводов ФГР позволят повысить уровень автоматизации дизелей. Известно, что наряду с разработкой традиционных задач автоматизации двигателей необходимо развитие работ в новых направлениях, в частности, по оптимизации управления двигателями на эксплуатируемых режимах и при изменении внешних условий.

По месту расположения регуляторов ФГР можно выделить четыре способа: расположение регулятора между коленчатым и распределительным валами (обозначение **КВ>РВ**); расположение между распределительным валом и толкателем (**РВ>ТОЛ**); расположение на участке от толкателей до клапана (**ТОЛ>КЛ**); расположение непосредственно в клапане (**КЛ>КЛ**).

Выполненные патентно-информационные исследования новых конструкций механического привода клапанов, показали, что их можно применять для ограниченных целей и задач, не решающих общих проблем повышения топливной экономичности во всем диапазоне регулирования и не обеспечивающих жесткие экологические требования.

Эти недостатки, безусловно, являются тормозом дальнейшего развития МПК газораспределения и предопределяют исследования других альтернативных типов привода.

В качестве критики традиционного механического привода рассмотрены вопросы влияния неравномерности вращения распределительного вала на ФГР клапанов. Скручивание вала на переходных режимах допускает рассогласование ФГР по крайним цилиндрам многоцилиндрового ЛДВС до 4<sup>0</sup> п.к.в.

Это положение подтверждено современной системой мониторинга дизелей (СМД), созданной при участии автора диссертации.

В главе приведен анализ существующих схем механизмов с регулированием фаз газораспределения. На сегодняшний день ряд ведущих компаний проводят полномасштабные исследования систем регулирования ФГР и хода клапанов.

Чаще всего упоминаются системы: VALVETRONIC и «Vanos» (Variable Nockenwellen Steuerung) фирмы BMW; VVT (Variable Valve Timing) и VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control) фирмы Honda; MIVEC фирмы Mitsubishi; VVL (Variable Valve Event & Lift System) или (VEL) фирмы Nissan Neo; VVC (Variable Valve Control) фирмы Rover; Valvematic компании Toyota и другие.

Рассмотрены некоторые особенности применения этих систем на транспортных ДВС.

Оптимальные ФГР современных двигателей, как правило, определяют экспериментальным путем при комплексной стендовой доводке модели двигателя. Однако современное развитие микропроцессорной техники позволяет применить и расчетные методы ФГР для номинального режима работы, основанные на уравнениях весового, объемного и энергетического баланса газов.

Влияние геометрии органов газообмена и ФГР на показатели транспортных ДВС подробно исследовали ученые: Аладышкин В.Я., Богачев В.Г., Хохлов О.И., Строков В.Л., Толкачев Н.А., Афанасьев В.Г., Серафимов Д.Г., Камкин С.В., Евстифеев Б.В., Лемещенко А.Л., Улановский Э.А., Дзедин О.П., Суранов А.В., Пыжанкин Г.В., Мороз В.И., Братченко А.В., Хмельницкий Ю.Н., Леонов Д.И. и другие.

Были сформулированы общие требования по выбору ФГР для транспортных двигателей любой конфигурации и назначения.

Мотивированные требования для ЛДВС:

- регулированию ФГР должна сопутствовать высокая топливная экономичность при оптимальных величинах «время-сечения» на любых скоростных и нагрузочных режимах;
- возможность плавного изменения диапазонов регулирования и быстродействия движения клапанов при соблюдении устойчивости регулирования;
- точность позиционирования и идентичность закона движения КГР по цилиндрам;
- стабильность работы и высокие значения моторесурса при различных скоростных, мощностных и температурных режимах.

Выбор ФГР является сложной технической задачей и зависит от степени форсирования дизеля по давлению наддува, частоты вращения коленчатого вала, типа применяемого привода кулачковых валов, выбранных профилей кулачков и ряда других факторов.

Выполнен анализ влияния выбранных параметров газораспределения на достигнутые технико-экономические показатели основных серий транспортных дизелей. Всего были рассмотрены данные 131 двигателя с наддувом и 67 – без наддува.

Мощностной диапазон для двигателей с наддувом: 50...4110 кВт, для безнаддувных: 45...880 кВт. Диапазон частот вращения коленчатого вала для двигателей с наддувом: 350...2100 мин<sup>-1</sup>, соответственно для двигателей без наддува: 230...2400 мин<sup>-1</sup>.

Впервые исследованы возможные комбинации из параметров:  $N_e$ ;  $n_d$ ;  $g_e$ ;  $P_S$ ;  $Z$ ;  $V_h$ , с различными ФГР. Общий диапазон регулирования ФГР по двигателям с наддувом:  $\varphi_1 - 29...94^0$  пкв (опережение открытия выпускного клапана);  $\varphi_2 - 3...87^0$  пкв (опережение открытия впускного клапана);  $\varphi_3 - 8...75^0$  пкв (запаздывание закрытия выпускного клапана);  $\varphi_4 - 22...56^0$  пкв (запаздывание закрытия впускного клапана). По двигателям без наддува:  $\varphi_1 - 18...60^0$  пкв;  $\varphi_2 - 5...37^0$  пкв;  $\varphi_3 - 5...32^0$  пкв;  $\varphi_4 - 20...50^0$  пкв.

Выполнено сравнение среднеквадратичного отклонения, являющегося мерой рассеяния для двух переменных, с отклонением для одной переменной.

Использован метод наименьших квадратов, выражающий минимум расстояния в N-мерном пространстве при евклидовой метрике  $N = n + 1$ . Где n-номер последнего элемента вектора данных:

$$\varepsilon^2 = \sum_{j=0}^n [f(Vx_j, Vy_j) - Vz_j]^2 \quad (1)$$

полученная фигура представляет собой эллиптический конус или эллиптический параболоид.

При обработке данных, характеризующих существующие дизели, возникает проблема, связанная с наличием в массиве данных одновременно случайных отклонений от предполагаемой функциональной зависимости и отклонений, обусловленных функциональной зависимостью от некоторых известных или неизвестных параметров. Известный математический аппарат теории вероятностей, применяющийся для обработки результатов опытов или наблюдений, не позволяет отделить эти два вида отклонений друг от друга. Если бы число влияющих параметров было бы велико, а их влияние сравнимо и независимо, то обусловленные зависимостью от параметров отклонения подчинялись бы нормальному закону распределения, однако ни число параметров (например, только два - длина коллекторов и проходные сечения клапанов), ни степень их влияния неизвестны.

Если функция известна, то, применяя к массиву данных обратную функцию, можно получить данные в форме, пригодной для обработки путем вычисления коэффициентов корреляции. Если функция неизвестна (имеющийся случай), можно, задаваясь различными видами функции, искать максимум коэффициента корреляции. Однако в этом случае чаще других применяется метод наименьших квадратов.

В имеющемся случае полученные оценки параметров будут содержать некоторую ошибку. Вместе с тем, вид самой функции точно неизвестен и выбирается на основании ряда предположений, поэтому даже точные значения параметров не дадут нулевых отклонений. Приходится ввести еще одно допущение – считать ошибку в оценке параметров, обусловленную невыполнением условий, малой в сравнении с ошибкой, обусловленной незнанием точного вида функции.

На рис.1. представлены поверхности второго порядка  $(N_e; n_d)$  и сечения отдельных ФГР.

Поверхности второго порядка  $(N_e; n_d)$  отдельных ФГР

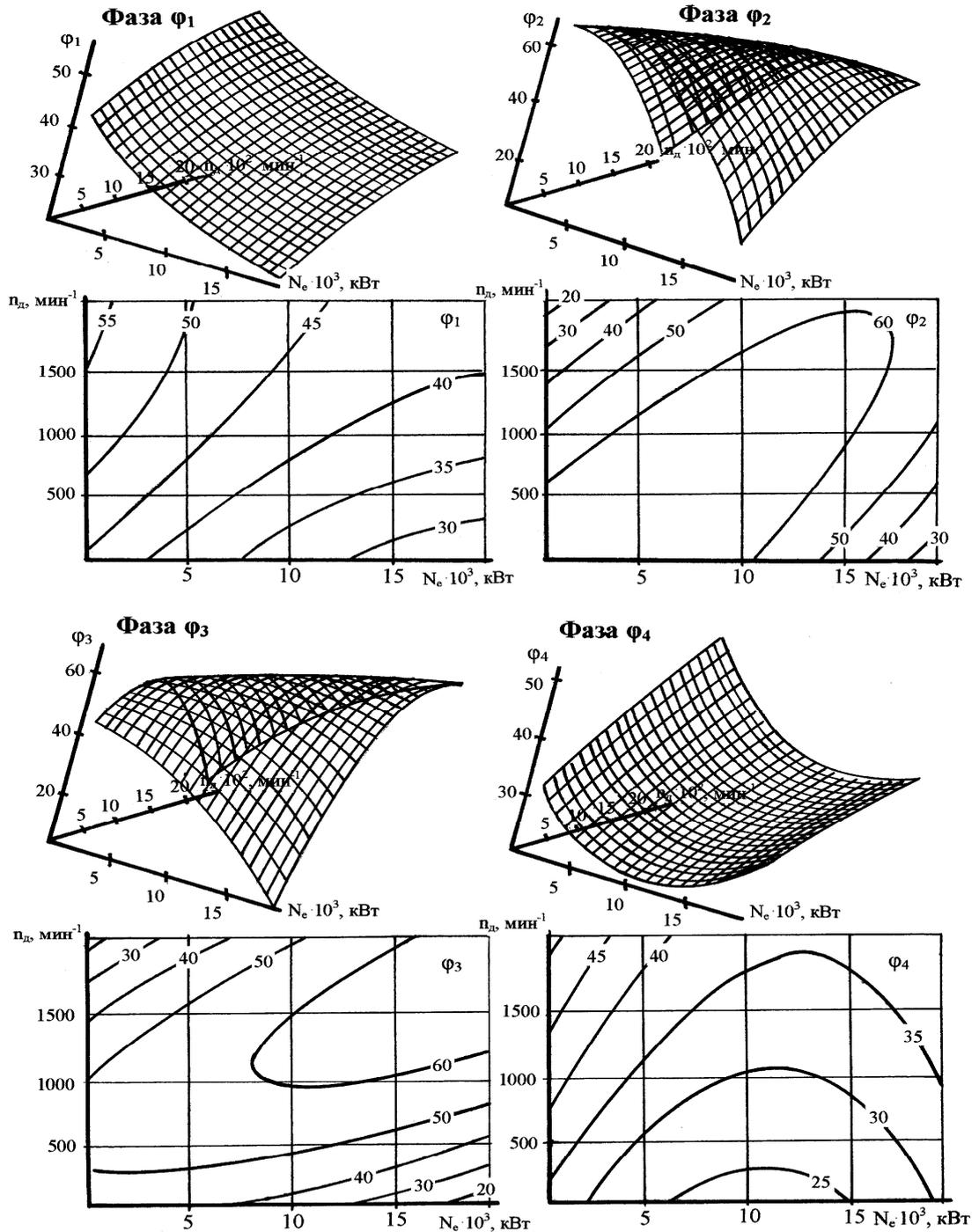


Рис.1.

Для  $\varphi_1$  - поверхность регулярная. Зависимость нарушается при малых  $N_e$ , а при больших мощностях имеет форму, значительно отличающуюся от поверхности второго порядка при среднем значении рассеяния и, соответственно, сильном влиянии прочих факторов.

Зависимость фазы  $\varphi_2$  при больших  $N_e$  имеет форму, отличающуюся от поверхности второго порядка. При этом рассеяние по  $N_e$  и  $n_\delta$  очень велико.

Зависимость фазы  $\varphi_3$  нарушается при малых  $N_e$ . Возможно влияние на фазу других не анализируемых факторов.

У фазы  $\varphi_4$  рассеяние значительно меньше, чем, например, у фазы  $\varphi_3$ . Мощность и частота вращения являются доминирующими факторами. Однако возможно сильное влияние на фазу прочих факторов.

Дальнейшие вариационные расчеты показали, что минимальное среднеквадратичное отклонение фазы  $\varphi_3$  в группе параметров:  $n_\delta^{0,23} \cdot P_H^{-0,29} \cdot V_h^{0,25}$  составляет  $\sigma = 6,616$ , а фазы  $\varphi_4$  в группе параметров:  $n_\delta \cdot P_H^{-0,25} \cdot V_h^{-0,33}$  - соответственно  $\sigma = 6,717$ .

Среди выбранных параметров максимальное влияние на выбор ФГР оказывают  $n_\delta$ ;  $P_H$  и  $V_h$ .

**В третьей главе** рассмотрены особенности немеханических типов приводов клапанов газораспределения.

Наличие гибкого звена между органами газораспределения и коленчатым валом позволяет существенно упростить и повысить эффективность выбора оптимальных ФГР для транспортного дизеля, а также в условиях стендовых испытаний на дизелестроительных заводах точнее проводить выбор эксплуатационных фаз.

На рис.2. представлена классификация альтернативных механизмов газораспределения транспортных двигателей. Кроме этого существуют небольшие группы МПК с пневмо-, гидро- и электромагнитными элементами.

Проблемами создания систем альтернативного привода сегодня занимаются около шестидесяти двиглестроительных фирм, в том числе ведущие в этой области: Alstom Engines Ltd., Cummins Engine Co., Daimler Chrysler Ag, Detroit Diesel Co., Honda Power Equipment, Iveco SPA, MAN, B&W Diesel AG, MTU Friedrichshafen GmbH, MAK Motoren GmbH & Co KG, Farymann Diesel GmbH, Perkins Engines Co., Peugeot Citroën Moteurs SA, Rolls-Royce PLC, Caterpillar Overseas S.A, Detroit Diesel Co., SEMT Pielstick SA, Volkswagen AG, AB Volvo Penta, IVECO SPA, Scania, Wartsila NSD Co.

Относительно ЛДВС в России известны исследования, проводимые ОАО «Коломенский завод» и ВНИКТИ (г. Коломна).

Перечисленные типы приводов, в свою очередь, отличаются конструкцией органов газораспределения, возможностью изменения моментов открытия и посадки клапанов в зависимости от эксплуатируемого режима ЛДВС.

## Классификация альтернативных механизмов газораспределения транспортных двигателей

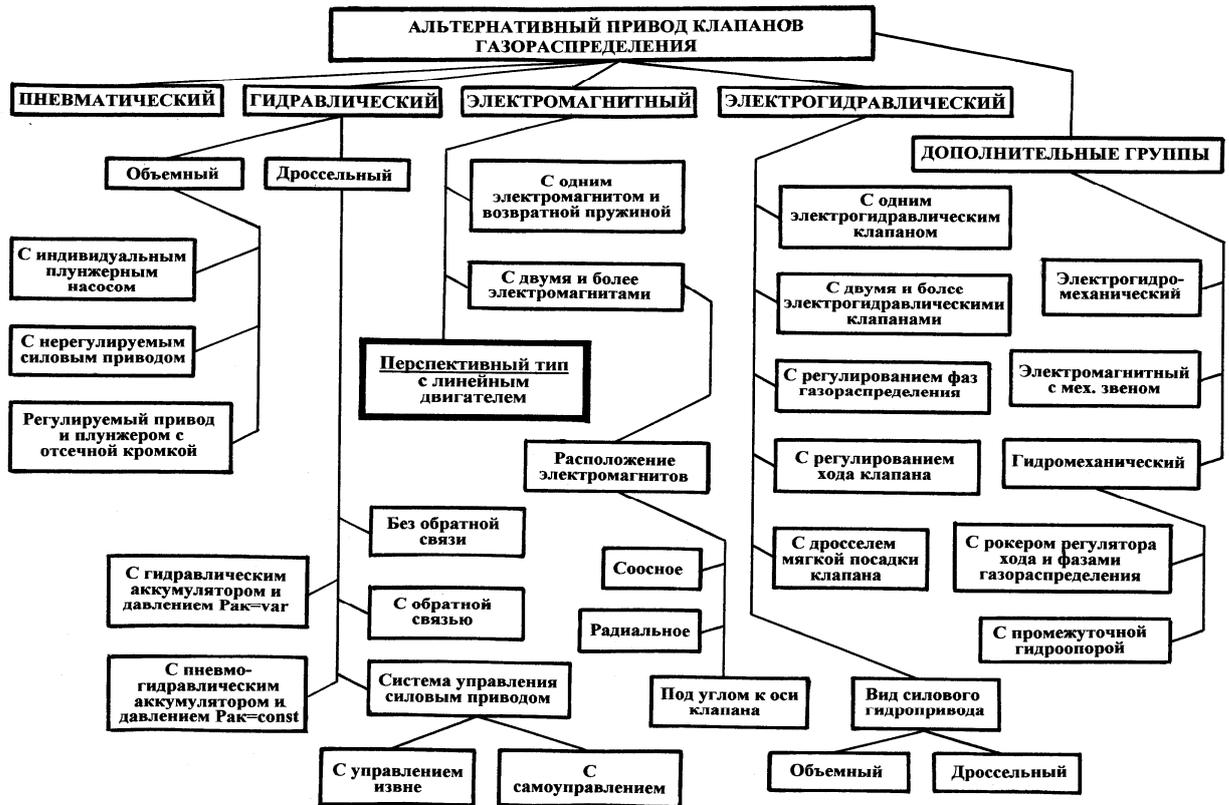


Рис.2.

В четвертой главе приведены уточненные методы расчета газообмена ЛДВС и альтернативных немеханических типов привода клапанов газораспределения газообмена ЛДВС с использованием математических моделей.

Расчет оптимальных ФГР при создании систем автоматического управления клапанами газораспределения с ЭМПК или ЭГПК должен базироваться на математической модели процессов газообмена. Однако до настоящего времени математические модели строились с использованием многочисленных допущений ввиду чрезвычайной сложности задачи. В частности, не учитывались некоторые термодинамические эффекты при продувке, локальные изменения свойств газов и т.д.

Составлена уточненная математическая модель, учитывающая все основные явления, происходящие при газообмене. Общий вид объединенной укрупненной блок-схемы математической модели расчета газообмена ЛДВС и альтернативных немеханических типов привода клапанов газораспределения представлен на рис.3.

Общая структура математической модели газообмена для оптимизации ФГР при различных типах привода

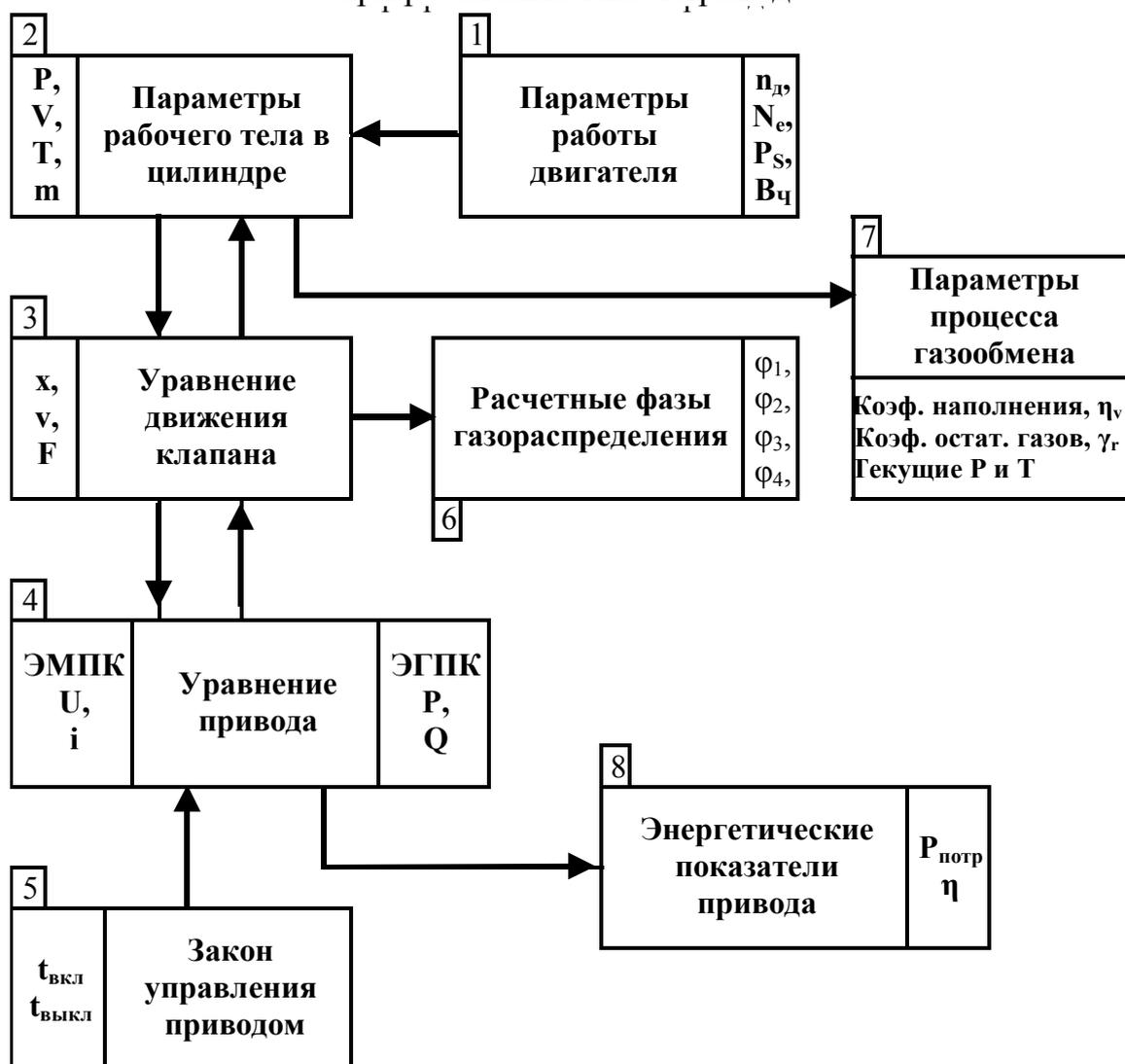


Рис.3.

Содержание структуры математической модели

***Входные параметры – фиксированные и управляющие***

1. Блок задания параметров работы ДВС.
2. Блок расчета параметров рабочего тела в зависимости от времени и угла пкв. Используются методы Гриневецкого-Майзинга с уточнением кафедры ДВС МВТУ.
3. Блок уравнения движения клапана. Учитываются все силы, приложенные к КГР: силы давления газов по обе стороны тарелки клапана, силы инерции, силы упругости возвратных пружин, и электромагнитная сила приводного силового ЭМ. Трением в направляющих пренебрегают, а демпфирование учтено косвенно через электромагнитные процессы.
4. Блок уравнения привода. Содержание блока зависит от типа привода. Для ЭМПК используются в качестве переменных – напряжение на обмотке и сила тока в обмотке. Для ЭГПК – давление в силовом ГЦ и других точках системы, и

расход жидкости в трубопроводах. Давления и расходы являются функциями не только времени, но и координат вдоль трубопроводов.

5. Блок задания закона управления приводом. Задается закон управляющего воздействия (Закон подачи напряжения на силовой ЭМ или закон перемещения ЗО ЭГК).

**Выходные параметры:**

6. Целевые (расчетные ФГР).
7. Дополнительные параметры процессов газообмена.
8. Дополнительные параметры - энергетические показатели привода: потребляемая приводом мощность и КПД.

Составлена математическая модель, наиболее полно учитывающая основные явления, происходящие при газообмене и регулировании внутренних ФГР.

Процесс газообмена рассматриваем как процесс перетекания газов в системе из нескольких резервуаров, связанных трубопроводами, причем начальные давления (а также некоторые другие параметры) различны.

Схема моделирования процессов продувки представлена на рис.4.

Схема моделирования процессов продувки

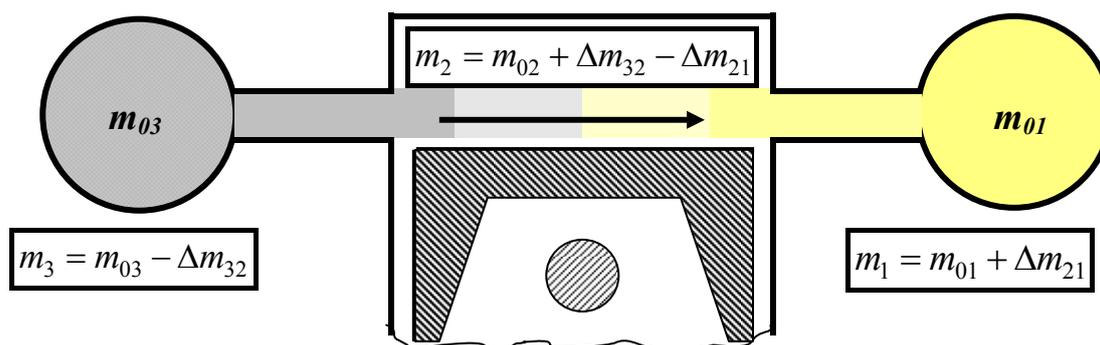


Рис.4.

Здесь решена задача для трех резервуаров, каковыми являются впускной коллектор (индекс 3), пространство цилиндра (индекс 2) и выпускной коллектор (индекс 1).

Исследования показали, что если продувка начинается и заканчивается при одном и том же объеме, то суммарная энергия системы не изменится, по какому бы закону не менялся объем между начальной и конечной точками.

Вместе с тем, распределение энергии между элементами системы, и, прежде всего температура и давление в цилиндре от изменения объема будут зависеть весьма существенно.

Полученная система содержит пять дифференциальных уравнений – три уравнения сохранения энергии:

$$\begin{cases} c_p \cdot T_2 \cdot dm_{21} = d(m_1 \cdot c_V \cdot T_1) \\ c_p \cdot T_3 \cdot dm_{32} - c_p \cdot T_2 \cdot dm_{21} = d(m_2 \cdot c_V \cdot T_2) \\ -c_p \cdot T_3 \cdot dm_{32} = d(m_3 \cdot c_V \cdot T_3) \end{cases} \quad (2)$$

и два уравнения с шестью неизвестными функциями – температурами и массами рабочего тела:

$$dm_{32} = G_{32}(t, p_3, p_2, m_3, V_3) \cdot dt; \quad dm_{21} = G_{21}(t, p_2, p_1, m_2, V_2) \cdot dt \quad (3, 4)$$

Система замыкается шестым уравнением – законом сохранения массы:

$$m_{01} + m_{02} + m_{03} = m_1 + m_2 + m_3 \quad (5)$$

Далее, при объединении уравнений получаем глобальную систему уравнений газообмена (6):

$$\begin{cases} \frac{dT_1}{dt} = T_2^{3/2} \cdot \left(k - \frac{T_1}{T_2}\right) \cdot \frac{S_{21}(t)}{V_2(t)} \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_1 \cdot T_1 \cdot V_2(t)}{m_2 \cdot T_2 \cdot V_1} \right) \\ \frac{dT_2}{dt} = T_3^{3/2} \cdot \left(k - \frac{T_2}{T_3}\right) \cdot \frac{m_3}{m_2} \cdot \frac{S_{32}(t)}{V_3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_2 \cdot T_2 \cdot V_3}{m_3 \cdot T_3 \cdot V_2(t)} \right) - \\ - T_2^{3/2} \cdot (k-1) \cdot \frac{S_{21}(t)}{V_2(t)} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_1 \cdot T_1 \cdot V_2(t)}{m_2 \cdot T_2 \cdot V_1} \right) - T_2 \cdot R_2 \cdot d(\ln V_2(t)) \\ \frac{dT_3}{dt} = -T_3^{3/2} \cdot (k-1) \cdot \frac{S_{32}(t)}{V_3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_2 \cdot T_2 \cdot V_3}{m_3 \cdot T_3 \cdot V_2(t)} \right) \\ \frac{dm_1}{dt} = S_{21}(t) \cdot \frac{m_2}{V_2(t)} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2 \cdot T_2}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_1 \cdot T_1 \cdot V_2(t)}{m_2 \cdot T_2 \cdot V_1} \right) \\ \frac{dm_2}{dt} = S_{32}(t) \cdot \frac{m_3}{V_3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2 \cdot T_3}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_2 \cdot T_2 \cdot V_3}{m_3 \cdot T_3 \cdot V_2(t)} \right) - \\ - S_{21}(t) \cdot \frac{m_2}{V_2(t)} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2 \cdot T_2}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_1 \cdot T_1 \cdot V_2(t)}{m_2 \cdot T_2 \cdot V_1} \right) \\ \frac{dm_3}{dt} = -S_{32}(t) \cdot \frac{m_3}{V_3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R_2 \cdot T_3}{k-1}} \cdot \xi \left( \frac{m_2 \cdot T_2 \cdot V_3}{m_3 \cdot T_3 \cdot V_2(t)} \right) \end{cases} \quad (6)$$

Необходимо отметить, что некоторые из известных к настоящему времени методик расчета процессов газообмена являются частными случаями системы глобальных уравнений (6).

Расчеты позволяют точно вычислять коэффициент наполнения и индикаторную мощность двигателя при регулировании ФГР, а также определить прямые затраты энергии на альтернативный немеханический привод клапанов газораспределения.

### Расчет электромагнитного привода КГР

Предложены теоретические исследования ЭМПК газораспределения. Именно ЭМПК может решить все существующие проблемы регулирования ФГР в ши-

роком диапазоне. Кроме того, при ЭМПК реализуются оптимальные энергетические и экологические показатели дизеля при любых режимах работы.

ЭМПК включает два основных элемента - блок формирования импульсов и исполнительный узел. БФИ представляет собой электронную систему, выполненную на аналоговых или цифровых полупроводниковых элементах и предназначенную для получения импульсов определенной формы, величины и продолжительности в зависимости от параметров, по которым производится регулирование ФГР или закона движения клапанов.

Так как ЭМПК является силовым, то необходимо обеспечить требуемый закон движения якоря, определяемый законом перемещения клапанов газораспределения. Учитывая специфику работы ЭМПК, в частности, необходимость обеспечения полного выхода клапанов для большинства двигателей на 10-25 мм, проектирование силовых электромагнитов является сложной задачей.

Расчет выполнен для выпускного клапана, который работает в наиболее тяжелых условиях. В этом случае ЭМПК необходимо рассчитывать на значительное противодействие газа в начальный момент открытия. На основании этого создана математическая модель, которая учитывала все основные влияющие факторы.

Основная зависимость для рассматриваемой системы:

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} x(t) = F_{ЭМ} [x(t), i] - \Delta p(t) \cdot S_0 - k_{ПР} \cdot [x(t) + x_0] \quad (7)$$

где  $m$  - масса всех подвижных деталей системы, кг;  $x(t)$  - перемещение клапана, м;  $F_{ЭМ}$  - сила, действующая на якорь электромагнита, Н;  $i$  - ток в обмотке электромагнита, А;  $\Delta p$  - перепад давлений по обе стороны тарелки клапана, Па;  $S_0$  - площадь тарелки клапана, м<sup>2</sup>;  $k_{ПР}$  - жёсткость возвратной пружины, Н/м;  $x_0$  - предварительная затяжка пружины, мм.

Для ЭМПК наибольшее значение отводится расчету электрической части привода.

Уравнение электрического состояния цепи:

$$u = i(t) \cdot r + \frac{d}{dt} L(x) \cdot \frac{d}{dt} x(t) \cdot i(t) + L[x(t)] \cdot \frac{d}{dt} i(t) \quad (8)$$

Для расчета перепада давлений внутри цилиндра и в выпускном патрубке, использовано интегральное уравнение неразрывности газового потока.

$$\frac{p_1(t) \cdot M \cdot V_{ц}}{R \cdot T_1} = m_0 \cdot \int_0^t S_{кЛ}(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{p_1^2 \cdot M}{R \cdot T_1} \cdot \left[ \left( \frac{p_k}{p_1(t)} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_k}{p_1(t)} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} dt \quad (9)$$

Пользуясь теоремой о дифференцируемости определённого интеграла с переменным верхним пределом и после преобразований выражение будет иметь вид:

Для нахождения параметров движения клапана сопутствующие уравнения были решены методом Рунге-Кутты с фиксированным шагом:

Система уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{\sum m} \cdot \left[ \frac{(wi)^2}{2} \cdot \Delta'(x) - (p - p_k) \cdot s_0 - F_{comp}(v, s) \right] \\ \frac{dp}{dt} = - \frac{s_{кЛ}(x)}{V_u(t)} \cdot p \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_1}{M}} \cdot \xi \left( \frac{p_k}{p} \right) \\ \frac{di}{dt} = \frac{1}{w^2 \cdot \Lambda(x)} \cdot [u - i(w^2 \cdot \Lambda'(x) \cdot v + r)] \end{cases} \quad (10)$$

где  $x$  – перемещение клапана;  $v$  – скорость движения клапан;  $p$  – давление газов в цилиндре;  $I$  – ток в обмотке силового электромагнита.

Математическая модель позволяет определять влияние свыше 30 различных конструктивных и режимных параметров на мощностные и экономические показатели ЭМПК.

На рис.5 и 6. представлены результаты расчета хода клапана при изменении числа витков  $W$  обмотки силового электромагнит и максимального подъема клапана  $h_{кл}$ .

Здесь расчетные параметры:

- $h_{кл}$ , мм - высота подъема клапана
- $d_{пр}$ , мм - диаметр обмоточного провода
- $\varphi_1$ , ° п.к.в. - фаза опережения открытия выпускного клапана
- $\varphi_3$ , ° п.к.в. - фаза запаздывания закрытия выпускного клапана
- Е, Дж - потребляемая выпускным клапаном электроэнергия
- $P_{ср}$ , Вт - средняя потребляемая мощность СЭ
- $I_{max}$ , А - максимальный ток СЭ
- $P_{max}$ , Вт - максимальная мощность, потребляемая СЭ
- $\eta_{эм}$ , % - КПД СЭ привода выпускного клапана

Результаты расчета хода клапана при изменении числа витков  $W$  обмотки

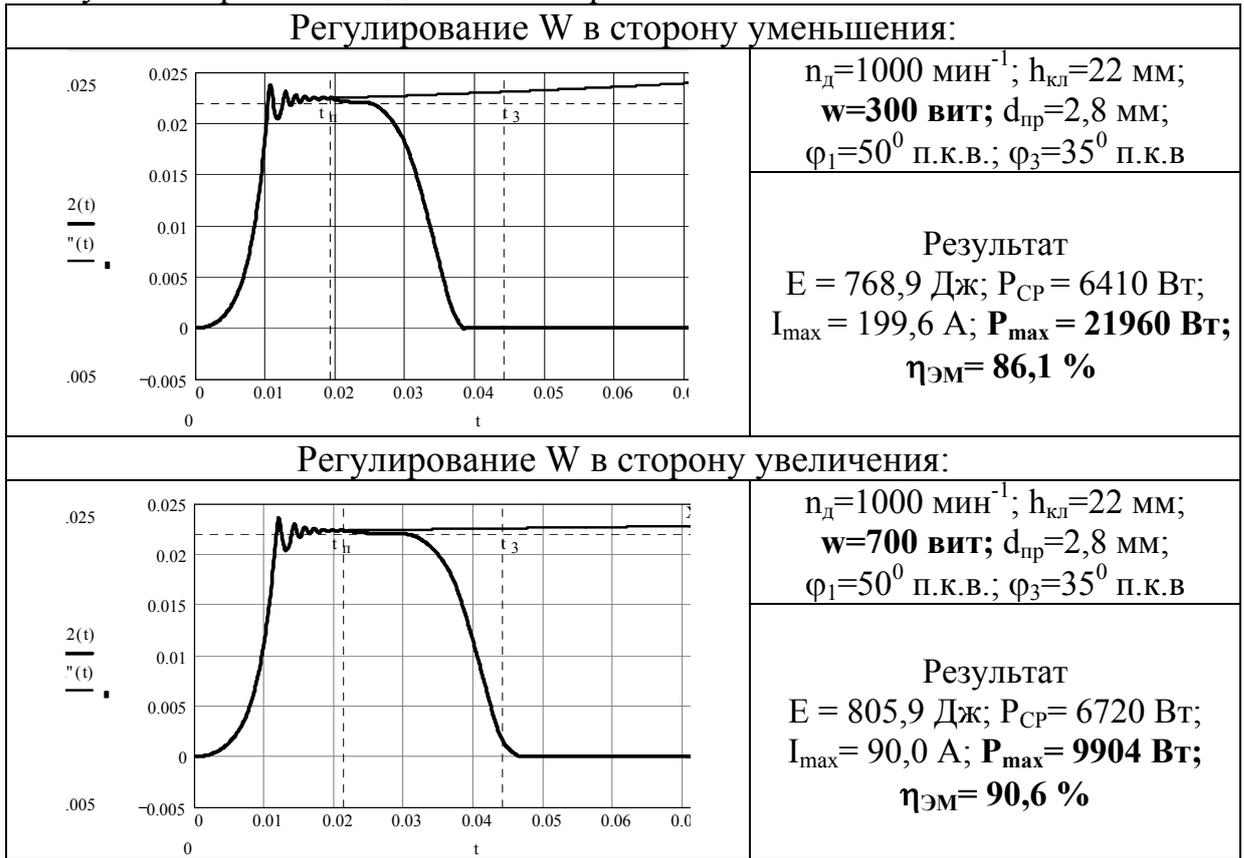


Рис.5.

Результаты расчета хода клапана при изменении максимального подъема  $h_{\text{кл}}$

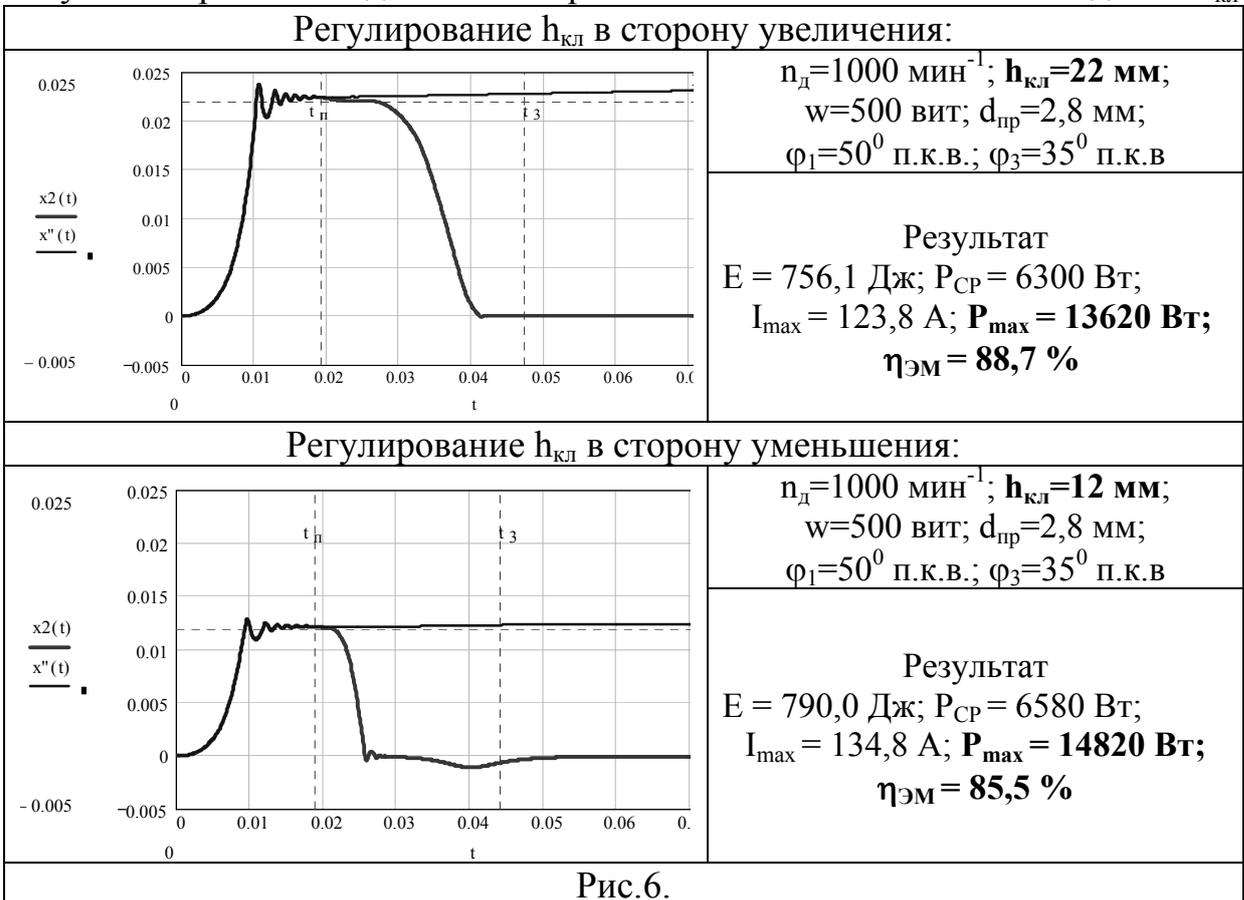


Рис.6.

Разработанная модель позволяет определять оптимальные конструктивные и технологические параметры ЭМПК газораспределения для ЛДВС, различных мощностных и скоростных градаций.

### Расчет электрогидравлического привода КГР

При ЭГПК обобщаются достоинства гидравлического и электромагнитного способов управления по требуемому быстродействию и возможности регулирования ФГР (или закона движения) клапанов.

ЭГПК обладает рядом преимуществ, по сравнению с рассмотренными ранее типами приводов и, в частности, быстродействием, необходимым для качественного протекания рабочего процесса двигателей (особенно быстроходных); малой массой возвратно-движущихся частей, возможностью регулирования ФГР в широком диапазоне; увеличением «времени-сечения» клапанов при неизменных ФГР.

Особую сложность представляет класс задач, в которых система ЭГПК должна функционировать в изменяющейся эксплуатационной среде. Были решены задачи управления ЭГПК в различных нестационарных условиях, а использование динамических моделей позволило не только определять фактические траектории движения, но и анализировать некоторые не типичные случаи изменения выходных параметров.

Затем выполнено аналитическое исследование влияния конструктивных параметров гидравлической части ЭГПК на характер движения клапана. Методика базируется на основе статического метода расчета с учетом сжимаемости рабочей жидкости. Расчетные схемы ЭГПК представлены на рис.7.

Расчет гидравлической части привода выполнен для участков открытия и закрытия клапана газораспределения.

В данном теоретическом исследовании оценивалось влияние на характеристики срабатывания КГР следующих параметров:  $[\mu f_1; \mu f_2; \mu f_{dp}]$  - эффективное проходное сечение соответственно на входе, выходе ЭГК и дросселя;  $d_{Tp}$  - внутренний диаметр соединительного трубопровода;  $(d_n)$  - диаметр плунжера СГЦ;  $p_{ак}$  - давление в гидравлическом аккумуляторе;  $m$  - масса комплекта клапана газораспределения;  $U_{кл}$  - текущий ход клапана газораспределения;  $K$  - жесткость клапанных пружин;  $KU_0$  - начальная затяжка клапанных пружин;  $\Delta t_9$ ; и  $\Delta t_n$  - период движения ЗО под действием соответственно электромагнита и пружины;  $a$  - скорость распространения волн давления;  $\rho$  - плотность рабочей жидкости и  $e^{-\frac{k \cdot l}{a}}$  - коэффициент, учитывающий затухание волн давления вследствие гидравлического сопротивления трубопровода.

Для принятой основной схемы (см. рис.8, г) получены уравнения мгновенных балансов жидкости для полостей запорного органа (ЗО) и силового гидроцилиндра (СГЦ), а также уравнения динамики для движущихся частей системы (11-13).

Расчетные схемы и реальные конструкции ЭГПК двигателя

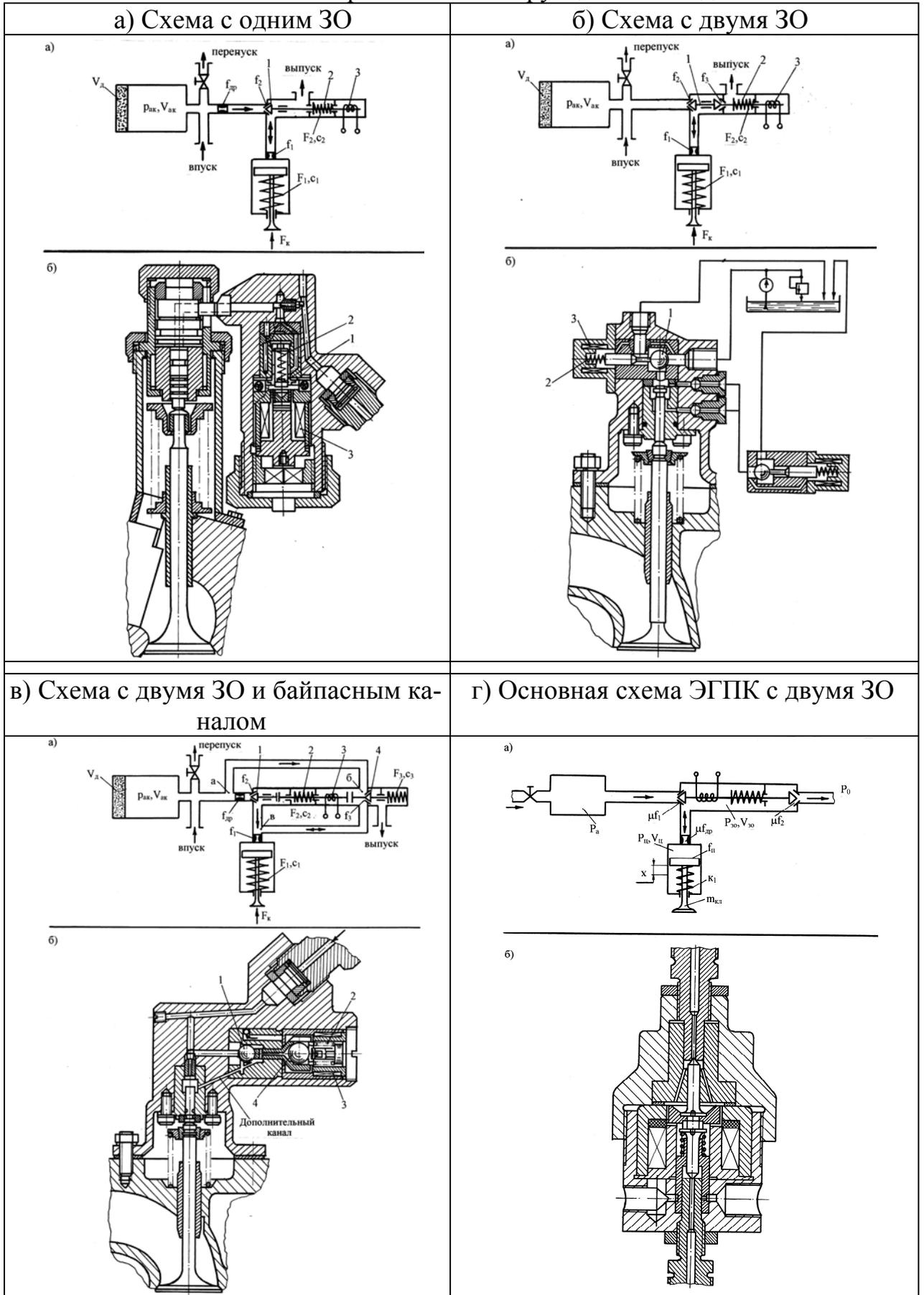


Рис.7.

$$\alpha \cdot V_{30} \frac{dP_{30}}{dt} = (\mu f)_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_{ак} - P_{30}} - (\mu f)_{оп} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_{30} - P_u} \quad (11)$$

$$\alpha \cdot V_u \frac{dP_u}{dt} = (\mu f)_{оп} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_{30} - P_u} - f_n \cdot \frac{dx}{dt} \quad (12)$$

$$m_{кл} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = P_u \cdot f_n - \kappa_l \cdot x_0 - \kappa_l \cdot x + m_{кл} \cdot g \quad (13)$$

Уравнение (11) описывает мгновенный баланс рабочей жидкости в полости 30. Первый член уравнения характеризует количество жидкости, остающегося в объеме  $V_{30}$  в сжатом состоянии, второй - объемную скорость перетекания жидкости через проходную площадь на входе в 30, третий - объемную скорость перетекания жидкости через проходную площадь дросселя из 30 в СГЦ.

Уравнение (12) описывает мгновенный баланс рабочей жидкости в полости СГЦ. Первый член уравнения характеризует количество рабочей жидкости, остающегося в объеме  $V_u$  в сжатом состоянии, второй - объемную скорость перетекания жидкости через проходную площадь дросселя из 30 в ГЦ, третий - определяет скорость заполнения объема, освобождаемого плунжером ГЦ при его движении.

Уравнение (13) описывает процесс движения системы плунжер СГЦ - клапан. Первый член этого уравнения характеризует силы инерции плунжера СГЦ и движущихся с ним частей, второй - силы давления жидкости, действующие на плунжер, третий - силы начальной затяжки пружины клапана, четвертый - силы сжимающейся пружины клапана, пятый - массу движущихся частей.

Величины давлений в СГЦ и 30 определены уравнениями:

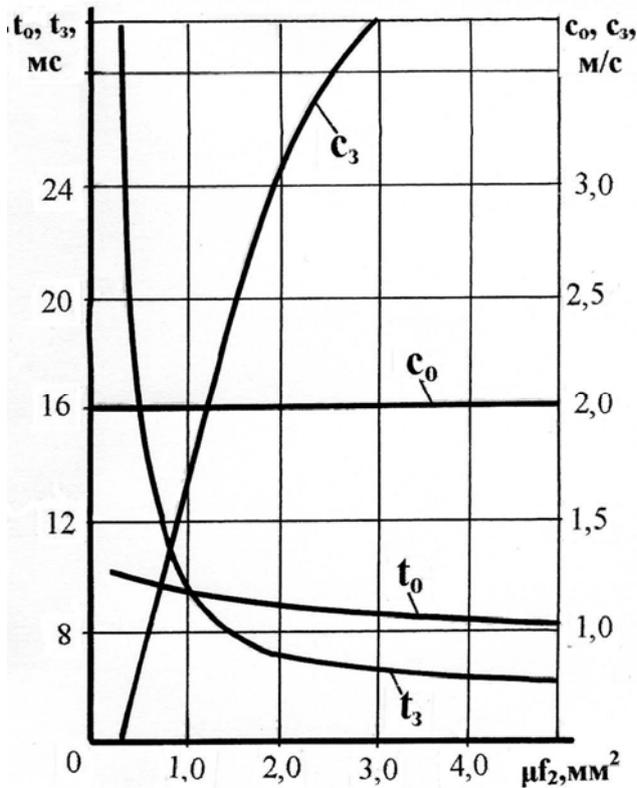
$$P_u = P_{30} + P'_{30} - P'_u - \frac{(\mu f)_1^2}{(\mu f)_{оп}^2} \cdot (2P_a - P_{30} - P'_{30}) - \frac{\rho_{ср} \cdot \alpha_{ср}^2 \cdot V_{30}^2}{(\mu f)_{оп}^2 \cdot \Delta t^2} \cdot (P_{30} - P'_{30})^2 + \frac{2 \cdot (\mu f)_1 \cdot \alpha_{ср} \cdot V_{30}}{(\mu f)_{оп}^2 \cdot \Delta t} \cdot (P_{30} - P'_{30}) \cdot \sqrt{P_{ср} \cdot (2P_a - P_{30} - P'_{30})} \quad (14)$$

и

$$P_{30} = P_u + P'_u - P'_{30} + \frac{\alpha_{ср}^2 \cdot V_{у,ср}^2 \cdot \rho_{ср}}{(\mu f)_{оп}^2 \cdot \Delta t^2} \cdot (P_u - P'_u)^2 + \frac{f_n^2 \cdot \rho_{ср}}{(\mu f)_{оп}^2 \cdot \Delta t^2} \cdot (x - x')^2 + \frac{2 \cdot \alpha_{ср} \cdot V_{у,ср} \cdot f_n \cdot \rho_{ср}}{(\mu f)_{оп}^2 \cdot \Delta t^2} \cdot (P_u - P'_u) \cdot (x - x') \quad (15)$$

На рис.8 представлены зависимости изменения времени движения КГР при открытии ( $t_o$ ) и закрытия ( $t_3$ ), а также скорости его движения в конце подъема ( $c_o$ ) и при посадке ( $c_3$ ) от каждого из параметров гидромеханической части привода.

а) Влияние  $\mu f_2$  на характеристики срабатывания привода



б) Влияние  $\mu f_{др}$  на характеристики срабатывания привода

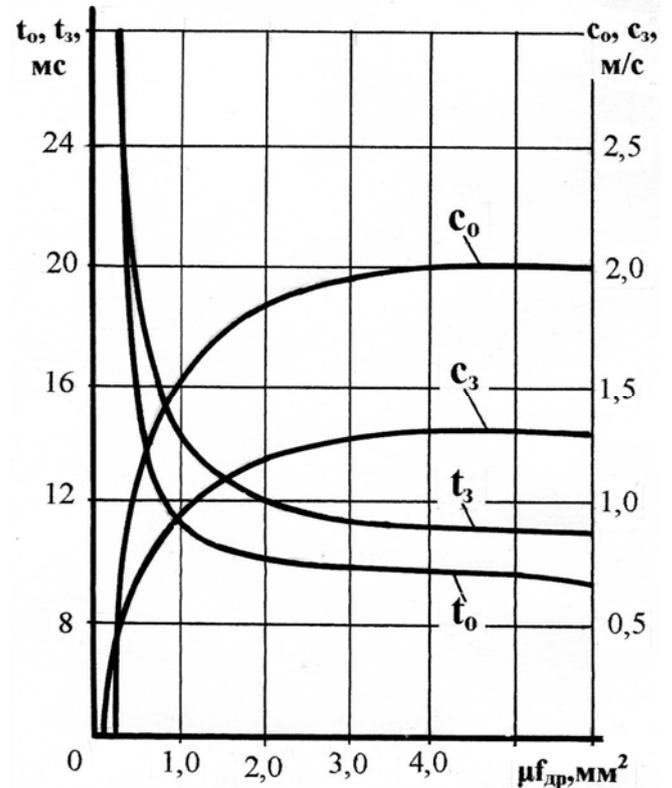


Рис.8.

Здесь отмечено, что при возрастании  $\mu f_2$  с 0,3 до 5  $\text{mm}^2$  величина  $t_0$  уменьшается с 9,8 до 8,3 мс. Такое уменьшение времени объясняется тем, что с возрастанием  $\mu f_2$  период трогания КГР увеличивается с 0,76 до 4,7 мс (при неизменном периоде движения ЗО  $\Delta t_3 = 6$  мс). В этом случае период движения клапана при  $\mu f_2 = 0$  увеличивается, что уменьшает время открытия. Однако,  $\mu f_2$  практически не влияет на величину  $c_0$ .

Время закрытия КГР  $t_3$  с ростом  $\mu f_2$  уменьшается с 30,5 до 6,1 мс, что объясняется увеличением расхода жидкости на слив из полости ЭГК.

Скорость посадки клапана  $c_3$  возрастает с 0,32 до 4,2 м/с, причем при  $\mu f_2 > 1,5 \dots 2 \text{ mm}^2$  темп роста  $c_3$  уменьшается.

С возрастанием  $\mu f_{др}$  с 0,4 до 10  $\text{mm}^2$  величины  $t_0$  и  $t_3$  снижаются, соответственно с 16,9 до 9,5 и с 22,8 до 11,1 мс. Это объясняется уменьшением гидравлического сопротивления перетеканию рабочей жидкости из полости ЭГК с СГЦ и наоборот. Отметим, что при  $\mu f_{др} > 2 \dots 2,5 \text{ mm}^2$  изменение времени срабатывания привода незначительно.

Величины  $c_o$  и  $c_3$  с возрастанием  $\mu f_{op}$  увеличиваются. При  $\mu f_{op} > 2 \dots 2,5$  мм<sup>2</sup> изменение их также незначительно. Таким образом, регулируя величину  $\mu f_{op}$ , можно изменять как время срабатывания привода, так и скорость посадки клапана.

При возрастании  $d_{Tp}$  с 1 до 4 мм время срабатывания привода  $t_o$  уменьшается с 14,9 до 9,3 мс, а при  $d_{Tp} > 4$  мм практически постоянно. Величина  $c_o$  возрастает с 1,1 до 2,1 м/с, причем, начиная с диаметра  $d_{Tp} = 3,5$  мм она неизменна. Это объясняется тем, что при малых диаметрах трубопровода возрастает гидравлическое сопротивление и меньшее количество рабочей жидкости поступает в полость ЭГК. Диаметр трубопровода практически не оказывает влияния на параметры  $t_3$  и  $c_3$  поскольку с момента закрытия 3О ЭГК ( $\mu f_1 = 0$ ) в соединительном трубопроводе между СГЦ и ЭГК происходят независимые от ЭГК процессы.

На реальном двигателе необходимо величину  $d_{Tp}$  выбирать из расчета:

$$f_{Tp} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Tp}^2 > (10 \dots 15) \cdot \mu f_1. \quad (16)$$

Увеличение диаметра плунжера приводит к тому, что движение КГР начинается при малых значениях давления в СГЦ ( $P_u$ ). С целью снижения времени открытия и закрытия КГР диаметр плунжера СГЦ целесообразно выбирать близким к предельному значению.

С увеличением давления  $P_{ак}$  с 10 до 40 МПа время открытия  $t_o$  снижается, а скорость  $c_o$  возрастает. Такой характер изменения величин объясняется тем, что с ростом давления рабочей жидкости в аккумуляторе увеличивается сила давления на плунжер СГЦ со стороны рабочей жидкости. Причем, наиболее сильное влияние величина давления оказывает на  $t_o$  при  $P_{ак} < 20 \dots 25$  МПа.

При  $P_{ак} < \frac{4 \cdot (k \cdot y_0 + k \cdot y_{кл} - m \cdot g)}{\pi \cdot d_n^2} = 6,35$  МПа клапан полностью не открывается. Таким образом, целесообразным интервалом изменения давления рабочей жидкости является 10...25 МПа.

С увеличением массы  $m$  с 0,1 до 16 кг время срабатывания  $t_o$  и  $t_3$  возрастают. Это происходит из-за инерционности системы. При малых массах процесс движения КГР заканчивается до момента достижения скоростью своего максимального значения. Ускорения движения при этом положительны, поэтому с ростом массы до 1 кг, скорости  $c_o$  и  $c_3$  растут. При  $m > 1$  кг из-за возросшей инерционности системы остановка КГР происходит после достижения скоро-

стями своего максимального значения, то есть при отрицательных ускорениях, в результате чего скорости  $C_o$  и  $C_3$  уменьшаются.

С увеличением хода клапана  $Y_{кл}$  величины  $t_o$  и  $t_3$  возрастают, причем по законам, близким к линейному, практически во всем диапазоне изменения хода клапана. Закрытие клапана определяется, в основном, воздействием сил упругости пружин, которые возрастают пропорционально величине хода клапана, поэтому  $t_3$  растет линейно с увеличением  $Y_{кл}$ . Скорость посадки клапана практически постоянна, так как определяется силой начальной затяжки пружин и не зависит от  $Y_{кл}$ .

С возрастанием численных значений жесткости ( $K$ ) и начальной затяжки  $KY_0$  комплекта пружин  $t_o$  и  $C_3$  увеличиваются, а  $t_3$  и  $C_o$  уменьшаются. Рост сил упругости клапанных пружин ускоряет закрытие клапана и замедляет его открытие. Это объясняется тем, что сила  $KY_0$  воздействует на клапан с постоянной величиной, а сила  $KY$  изменяется пропорционально ходу клапана.

Увеличение времени движения ЗО с 0,1 до 16 мс приводит к возрастанию соответствующего периода срабатывания привода  $\Delta t_3$  и  $\Delta t_n$ .

Это позволяет в определенных пределах независимо друг от друга изменять время срабатывания привода как при открытии, так и при закрытии, выбором параметров ЭГК.

Проведенные расчеты показали, что величина ( $a$ ) не оказывает влияния на характеристики срабатывания привода. Увеличение плотности  $\rho$  с 600 до 1000 кг/м<sup>3</sup> приводит к возрастанию времени  $t_o$  с 8,5 до 10,1 мс и  $t_3$  - с 9,6 до 12,5 мс.

Это объясняется уменьшением расхода рабочей жидкости через проходные сечения ЭГК и СГЦ, обратно пропорционального квадратному корню их величины  $\rho$ .

Этот фактор оказывает постоянное воздействие на процесс движения клапана, поэтому величины  $C_o$  и  $C_3$  уменьшаются с ростом плотности.

Влияние коэффициента  $e^{\frac{k \cdot l}{a}}$  существенно только в период открытия клапана, так как подавляющая часть времени посадки его происходит после перекрытия нагнетательной магистрали ЗО.

Падение величины  $t_o$  с ростом  $e^{\frac{k \cdot l}{a}}$  происходит за счет увеличения давления  $p(t,0)$ , которое при  $e^{\frac{k \cdot l}{a}} = 1$  будет равно  $P_{ак}$ .

Это приводит к возрастанию расхода рабочей жидкости через эффективное проходное сечение  $\mu f_1$  и величины давления  $P_u$ . Таким образом, при проектировании систем ЭГПК необходимо стремиться к уменьшению длины нагнетательного трубопровода.

Анализ зависимостей, указывает на качественные закономерности изменения характеристик срабатывания привода, которые справедливы для различных типов двигателей. Это позволяет выбирать параметры гидромеханической части ЭГПК путем проведения расчетов по предлагаемой методике.

Правильность выбора параметров для конкретного двигателя должна быть проверена расчетом по методике, учитывающей сжимаемость рабочей жидкости. Это связано с влиянием величины объемов полостей ЭГК и СГЦ на время задержки трогания КГР. В том случае, если расчеты ведутся по методике без учета сжимаемости жидкости, погрешность в определении рассмотренных величин достигает 200...300%. Методика расчета, учитывающая сжимаемость дает возможность рассчитать конструктивные схемы, позволяющие снижать скорость посадки и регулировать ход КГР. Одновременно появляется возможность точнее выбирать характеристики этих устройств.

Разработана методика и на ее основе математическая модель влияния параметров газообмена с новым типом привода на показатели работы ЛДВС. Реализация модели выполнена в пакете Mathcad.

По результатам проведенных теоретических исследований сформулированы общие требования регулирования среднего проходного сечения клапанов газораспределения:

- регулированию ФГР должна сопутствовать высокая топливная экономичность при оптимальных величинах «времени-сечения» на любых скоростных и нагрузочных режимах;
- возможность плавного изменения диапазонов регулирования и быстроты действия движения клапанов при соблюдении устойчивости регулирования;
- точность позиционирования и идентичность закона движения КГР по цилиндрам;
- стабильность работы и высокие значения моторесурса при различных скоростных, мощностных и температурных режимах.

Скоростные и нагрузочные режимы тепловозных двигателей охватывают весьма широкий нагрузочно-скоростной диапазон, что отражается на средне-взвешенном эксплуатационном расходе топлива, интенсивности износа ряда деталей и, следовательно, моторесурсе работы дизеля. Неустановившиеся режимы, характеризующиеся одновременным или неодновременным изменением нагрузки, частоты вращения коленчатого вала и теплового состояния, являются основными режимами ЛДВС и, поэтому эффективность именно этих режимов, в значительной степени будет определять эксплуатационную экономичность.

В МИИТе на кафедре «Локомотивы и локомотивное хозяйство» в течение многих лет изучались вопросы регулирования ЛДВС изменением ФГР и отключения части цилиндров.

Теоретические исследования и проверка сходимости результатов проводились на стенде тепловозного дизеля ЧН26/26 и малоразмерном дизеле типа 2Ч10,5/12 (Д21А).

Расчетная диаграмма «время-сечение» клапанов дизеля фактически состоит из пяти участков, соответствующих следующим процессам: свободного и принудительного выпуска, продувки, наполнения цилиндра и дозарядки.

Для дизеля ЧН26/26 имеем:

$$\text{- время свободного выпуска: } \tau_{св.вып} = 9,16 \cdot n_{\partial}^{-1};$$

$$\text{- время продувки цилиндра: } \tau_{пр} = 14,67 \cdot n_{\partial}^{-1};$$

$$\text{- время дозарядки цилиндра: } \tau_{доз} = 4,5 \cdot n_{\partial}^{-1}.$$

Общее время открытия выпускного и впускного клапанов определяется по формуле:  $\tau_{вып} = \tau_{вп} = 44,1 \cdot n_{\partial}^{-1}$ .

Для улучшения показателей газообмена дизеля целесообразно осуществлять регулирование среднего проходного сечения клапанов с выполнением условия постоянства  $\mu f_{cp} \cdot d \tau$  или уменьшения при снижении частоты вращения.

Зависимость  $f_{cp}$  от величины параметров «время-сечение» клапанов газораспределения дизелей зависит от значения максимального проходного сечения  $f_{max}$  и вычисляется по формуле:

$$f_{cp} = \frac{f_{max}}{180} \cdot \left[ \varphi_0 + \varphi_3 + 180 - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{f_{max}}{k \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \frac{f_{max}}{k \cdot \operatorname{tg} \beta} \right) \right] \quad (16)$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  – углы наклона переднего и заднего фронтов линии хода клапана;

$\varphi_0$  и  $\varphi_3$  – фазы соответственно открытия и закрытия клапана;

$k$  – коэффициент согласования параметров.

При этом характер изменения  $f_{cp}$  при регулировании наклона фронтов зависит от абсолютной величины угла: при меньших абсолютных значениях изменение угла наклона в большей степени сказывается на величине среднего проходного сечения.

Таким образом, для эффективного регулирования среднего проходного сечения клапанов в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля следует на холостом ходу и малых нагрузках изменять угла наклона ветвей подъема и посадки клапанов, а на средних и номинальных режимах - переходить к регулированию проходного сечения с помощью изменения ФГР.

Особенности регулирования эффективного проходного сечения КГР рассмотрены на примере основных характеристик ЛДВС. На рис.9.показана известная зависимость  $N_e = f(n_{\partial})$ .

Особенность регулирования эффективного проходного сечения клапанов газораспределения транспортного двигателя при работе на основных характеристиках

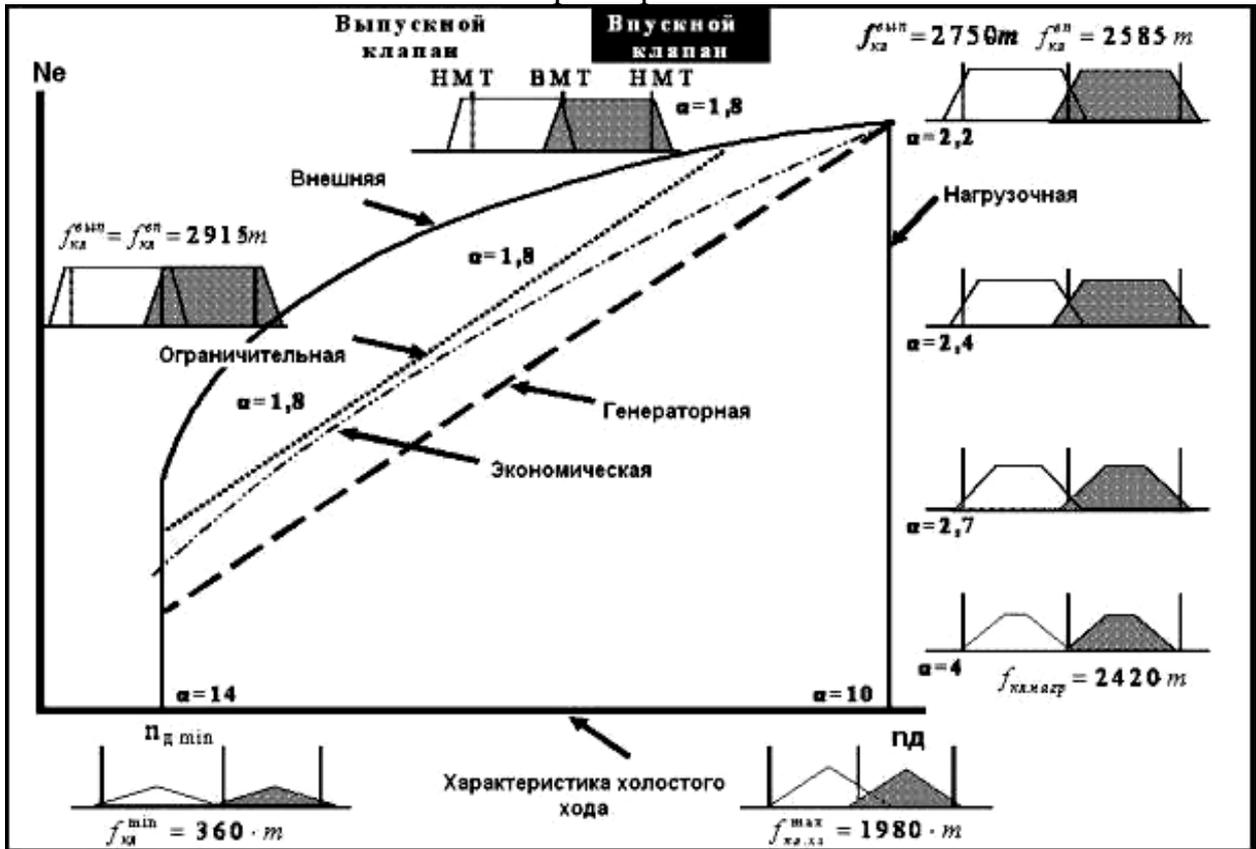


Рис.9.

Здесь изображены характеристики: 1 - холостого хода; 2 – нагрузочная; 3 – внешняя; 4 – ограничительная; 5 – генераторная (тепловозная); 6 - экономическая.  $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха,  $m$  - коэффициент пропорциональности.

Здесь же на характеристику  $N_e = f(n_d)$  схематично нанесены графики  $h_{кл} = f(\varphi^0 n.к.в.)$  при возможности оперативного регулирования углов наклона линий подъема и опускания и ФГР. В соответствии с результатами расчетов минимальное проходное сечение устанавливается при минимальной частоте вращения коленчатого вала ( $f_{кл}^{min} = 360 \cdot m \text{ мм}^2$ ). С увеличением  $n_d$  величина  $\alpha$  незначительно снижается, что требует небольшого увеличения количества воздуха, поступающего в цилиндры при одинаковом проходном сечении выпускных клапанов.

На линии холостого хода проходное сечение постепенно увеличивается до величины ( $f_{кл.хх}^{max} = 1980 \cdot m$ ), путем увеличения углов наклона ветвей подъема и опускания клапанов при неизменных ФГР. Сами фазы на линии холостого хода не развиты, целесообразно держать их в районе мертвых точек, без опережения и запаздывания.

При нагружении двигателя по нагрузочной характеристике и на начальном этапе резко с 10 до 4 уменьшается коэффициент  $\alpha$ , что требует адекватного увеличения средних проходных сечений). На начальном этапе ход клапанов достигает максимального значения в 22 мм. Дальнейшее увеличение мощности приводит к переходу от треугольной формы зависимости  $h_{кл} = f(\varphi^0 \text{ п.к.в.})$  к трапецеидальной при увеличении углов наклона ветвей подъема и опускания клапанов. Начиная с  $\alpha = 2,7$  впервые происходит увеличение ФГР. Одновременное увеличение углов наклона ветвей подъема и опускания клапанов и ФГР продолжается до точки номинального режима. В этой точке углы достигают предельных значений (для данного примера для выпускного клапана  $f_{кл}^{вып} = 2750 \cdot m$  и для впускного -  $f_{кл}^{вп} = 2585 \cdot m$ )

Следует учитывать влияние температуры надувочного воздуха и контролировать связь параметров  $\alpha$  и  $\eta_i$ . В зоне малых коэффициентов избытка воздуха, где наблюдается его нехватка, повышение  $\alpha$  улучшает рабочий процесс.

Переход на работу по ограничительной характеристике требует использования предельных величин проходных сечений КГР с дополнительным контролем газодинамической характеристики дизеля, плотности воздуха в ресивере и  $n_d$ . На ограничительной линии углы по-прежнему предельные, ФГР максимальные (в данном примере для обоих клапанов  $f_{кл}^{вып} = f_{кл}^{вп} = 2915 \cdot m$ ).

Пользуясь полученными выражениями, оценивалось влияние изменения среднего проходного сечения при использовании ЭГПК на мощностные показатели дизеля. Оптимальными эксплуатационными ФГР являются такие, при которых реализуется минимальный среднеэксплуатационный расход топлива.

Алгоритм регулирования  $f_{ср}$  зависит от характеристик ДВС, его назначения, быстроходности и относительного времени работы по диапазонам, в том числе на холостом ходу при минимальной частоте вращения коленчатого вала и на номинальном режиме.

Одновременное изменение величины  $f_{ср}$  регулированием хода клапанов и ФГР обеспечивает интенсивную турбулизацию заряда, что особенно важно на номинальном режиме работы ДВС.

На рис.10 дана зависимость  $g_e = f(n_d)$  дизеля 1А-5Д49. Анализ показывает, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала, наибольший эффект можно получить при плавном увеличении фазы с  $30^0$  до  $56,5$  п.к.в.

Применение регулирования ФГР позволяет увеличить величину крутящего момента на 25...30 %, а при номинальной частоте вращения - до 5 %.

Зависимость  $g_e = f(n_d)$  дизеля 1А-5Д49.

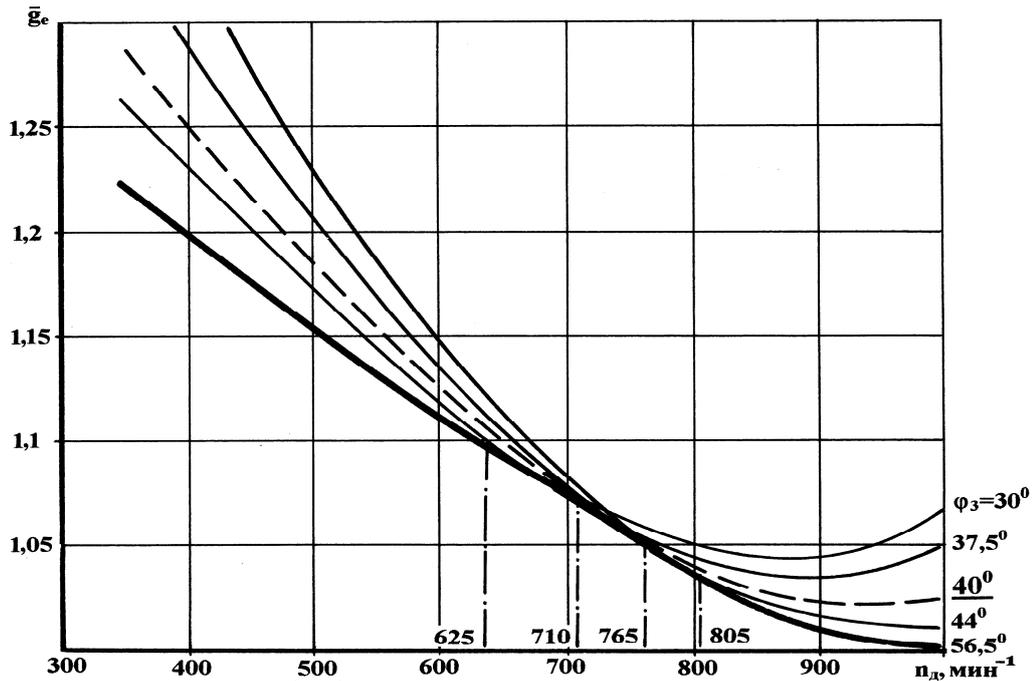


Рис.10.

При регулировании других ФГР необходимо учитывать их взаимное действие. Особенно фаз  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$ , прямо влияющих на качество продувки. Явление заброса газов в этот момент характерно для двигателей Д49 при малых частотах вращения коленчатого вала и развитых внутренних ФГР.

Непрерывное регулирование всех ФГР дизелей типа ЧН 26/26 обеспечит снижение среднеэксплуатационного расхода топлива тепловозами не менее чем на 6...12%.

В **пятой главе** приведены результаты исследований и эксплуатационных испытания экспериментальных и опытных образцов альтернативных механизмов газораспределения на безмоторных и моторных стендах.

#### Экспериментальные исследования электромагнитного привода КГР

Экспериментальные исследования ЭМПК на транспортных двигателях проводили специалисты кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» МИИТа. Привод длительное время испытывался на безмоторных стендах ЧН12/14 и ЧН26/26. На рис.11. приведены некоторые осциллограммы ЭМПК безмоторного стенда дизеля ЧН 26/26.

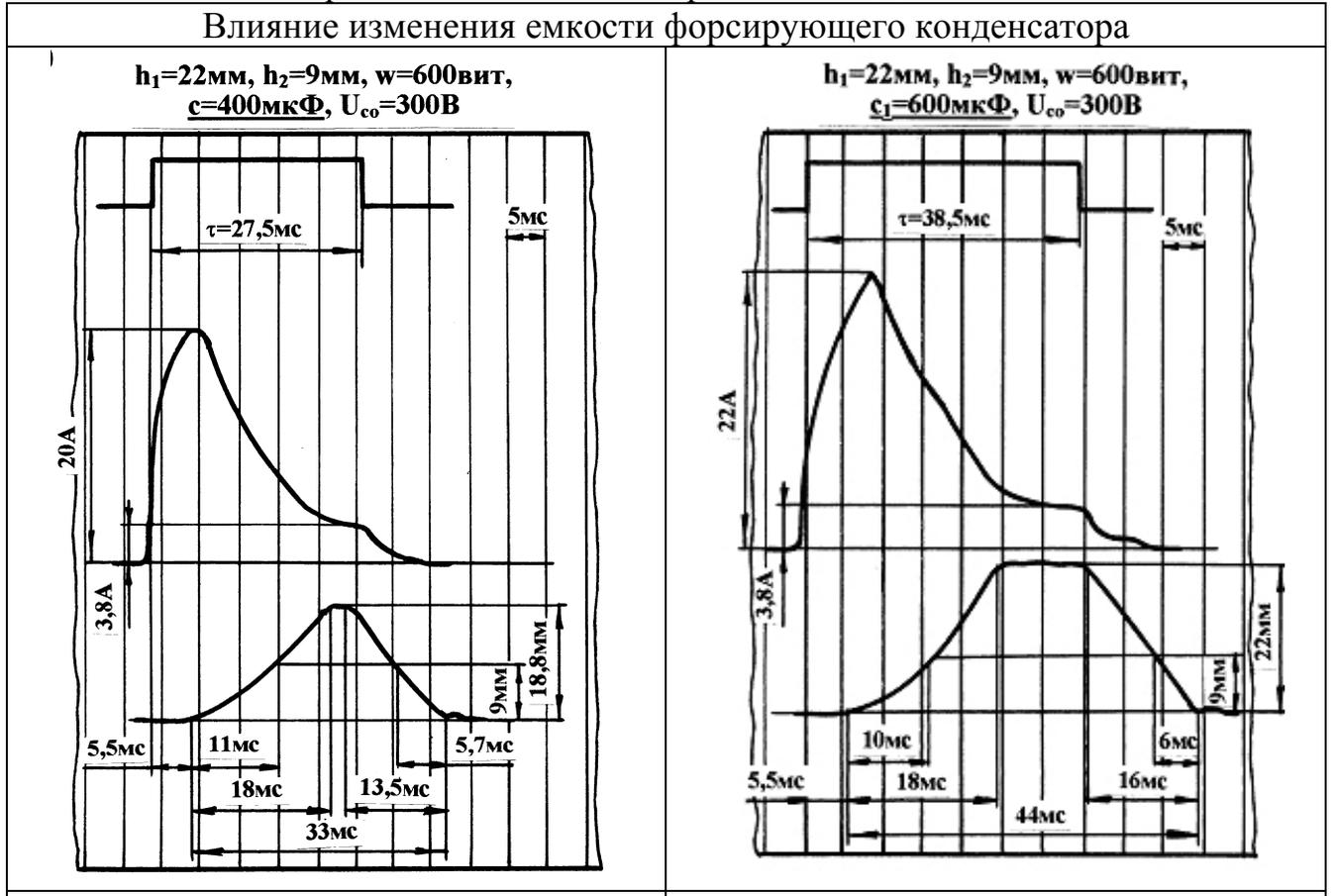
Для дизелей типа ЧН 26/26 ЭМПК должен удовлетворять следующим требованиям:

- подъем (посадка) впускного клапана не более  $116^0$  п.к.в. или при номинальной частоте вращения коленчатого вала, время подъема (посадки) не более 19,3 мс;
- подъем (посадка) выпускного клапана не более  $134^0$  п.к.в., соответственно время подъема (посадки) не более 22,3 мс;

- скорость в момент посадки клапана должна быть не выше 0,5...0,6 м/с.

### Осциллограммы ЭМПК безмоторного стенда дизеля ЧН 26/26

#### Влияние изменения емкости форсирующего конденсатора



#### Влияние числа витков обмотки электромагнита

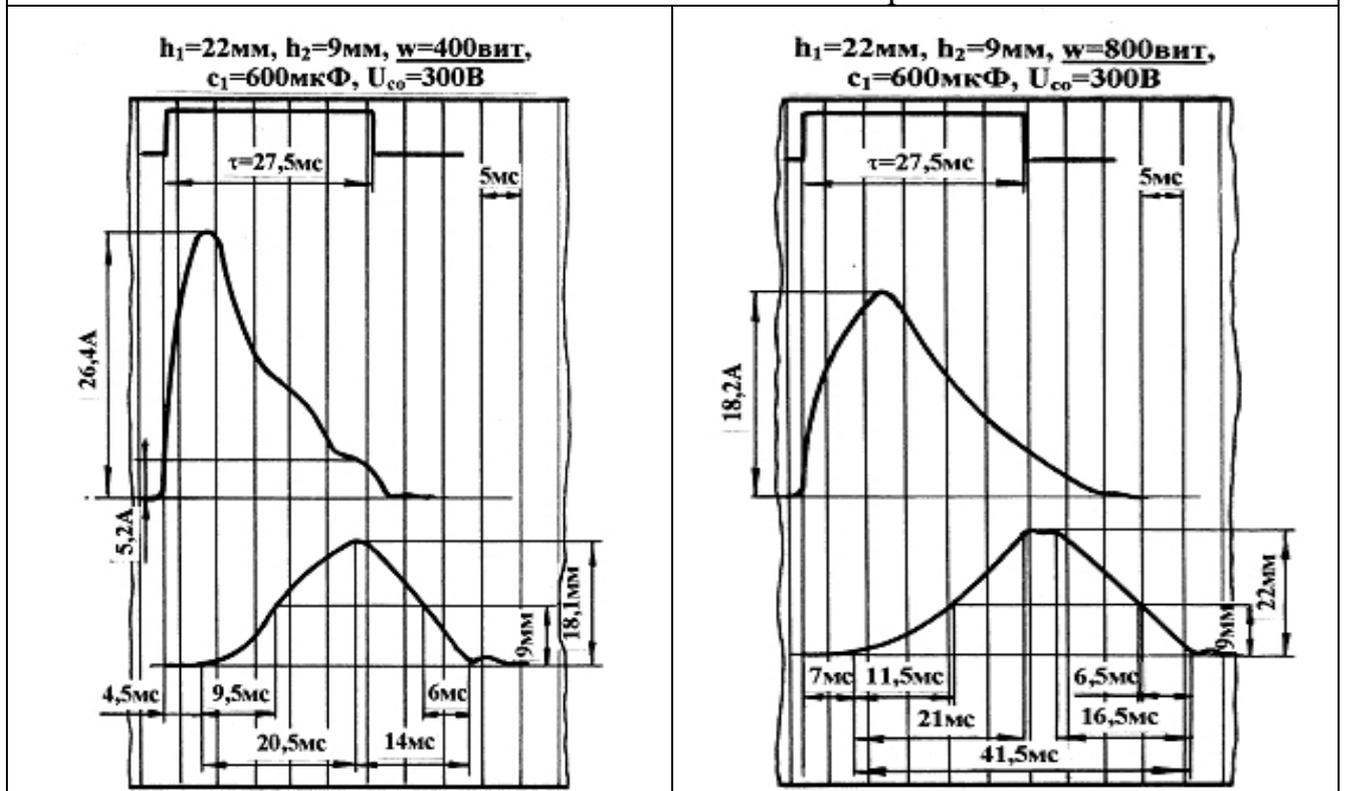


Рис.11.

Испытаниям подвергались конструкции с одним и двумя силовыми электромагнитами. При испытаниях ЭМПК исследовалось влияние на диаграмму движения клапана: длительности управляющего импульса, уровня форсирующего напряжения и величины емкости форсирующего конденсатора, числа витков обмоток электромагнитов, наличие дополнительного импульса тока через обмотку электромагнита перед посадкой клапана, длительности интервала между импульсами, подаваемыми на обмотку верхнего и нижнего электромагнитов, величины зазоров в магнитопроводе системы, характеристик пружин и других параметров.

Практическое сравнение двух типов ЭМПК с одним и двумя электромагнитами показало, что привод с двумя электромагнитами в целом имеет несколько лучшие характеристики, чем вариант с одним электромагнитом.

Хотя ЭМПК в традиционном виде является привлекательным техническим решением, его широкое применение представляется проблематичным. Необходимость охлаждения электромагнитов, а главное - высокая стоимость, вызывают сомнения в практической ценности идеи традиционного ЭМПК.

Эффективным направлением можно считать создание электромагнитного привода на основе импульсного линейного двигателя (ИЛД) в различных его модификациях. ИЛД улучшает энергетические и экологические показатели ЛДВС при любых режимах работы, позволяет без малейших затруднений реверсировать двигатель, осуществлять декомпрессию при пуске, конвертировать ЛДВС в поршневой компрессор и др. Обладает рядом преимуществ, заключающихся в повышенном быстродействии и высоких до 87% КПД на всех режимах работы ЛДВС.

Линейный двигатель рассчитывается на питающее напряжение 110 В постоянного тока, так как такое напряжение вырабатывает стартер-генератор теплового двигателя. Мгновенное значение силы тока для приведения клапана в движение составляет 1000 А, однако среднее значение тока в процессе работы ИЛД составляет только 20 А. Следовательно средняя потребляемая мощность составляет 2,2 кВт.

Разработана схема подключения IGBT-транзисторов, которая составлена с учетом порядка срабатывания клапанов ЛДВС с числом цилиндров 8...16.

Макет ИЛД для ЭМПК показан на рис.12. Конструкция позволяет исследовать характеристики ИЛД постоянного тока и предложить способы управления.

Схема макета ИЛД для привода клапанов газораспределения

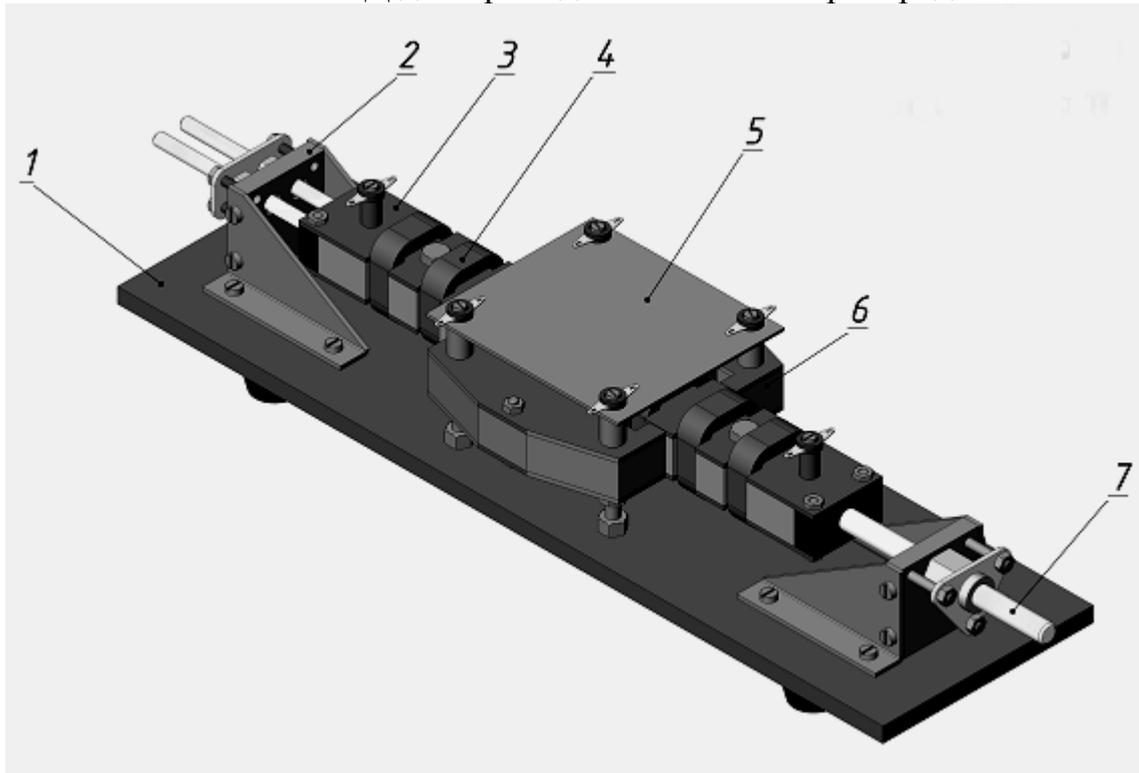


Рис.12.

Здесь: 1 – основание; 2 – опоры; 3- якорь; 4 – обмотки якоря; 5 – распорная пластина; 6 – статоры; 7 – шток.

Габаритные размеры макета ИЛД соответствуют габаритным размерам привода ЛДВС типа ЧН 26/26.

Экспериментальные исследования электрогидравлического привода КГР

Приведены схемные решения и результаты экспериментальных исследований ЭГПК применительно к транспортным дизелям.

На рис.13. представлена зависимость давления сжатия  $P_C$  от фазы  $\varphi_4$ , при различной частоте вращения коленчатого вала  $n_\omega$  дизеля 2Ч10,5/12 (Д21А).

Заштрихована зона возможного регулирования фазы  $\varphi_4$ , а линия 1 – экономичное регулирование этой фазы. Выделена базовая фаза  $\varphi_4$  для этого двигателя –  $40^\circ$  п.к.в.

Интерес представляет район фазы  $\varphi_4 = -8^\circ$  п.к.в. при которой на любой частоте  $n_\omega$  от 600 до 1600 мин<sup>-1</sup> давление постоянно  $P_C = 2,15$  МПа.

На малой частоте вращения коленчатого вала доминируют потери на такте сжатия после закрытия клапана, а при больших частотах – появляется эффект обратного выброса заряда до закрытия клапана.

Зависимость давления сжатия  $P_c$  от фазы  $\varphi_4$  запаздывания закрытия впускного клапана и частоты вращения коленчатого вала  $n_\delta$  дизеля Д21А

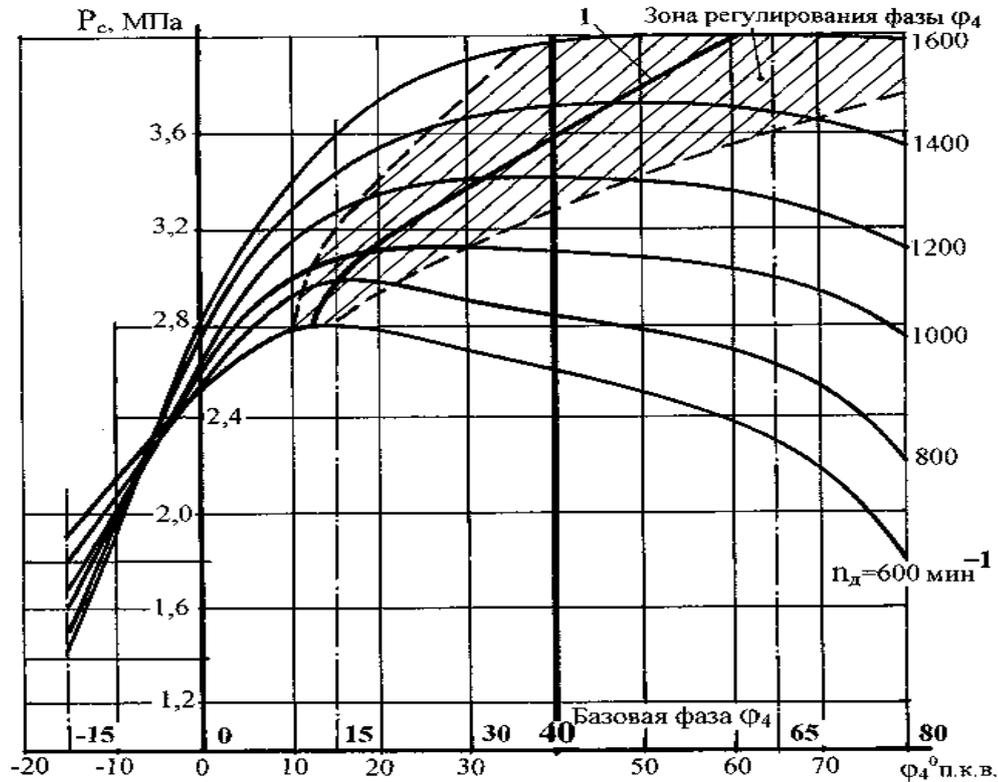


Рис.13.

Регулирование фазы осуществлялось дискретно в диапазоне  $(-15...+80^\circ$  п.к.в.). При увеличении  $n_\delta$  давление сжатия увеличивается на всех фазах, кроме участка в диапазоне  $\varphi_4 = -15...0^\circ$  п.к.в., когда наблюдается ухудшение наполнения цилиндра воздухом.

Увеличение фазы более  $40^\circ$  п.к.в. при  $n_\delta = 1450...1800$  мин<sup>-1</sup> повышает давление сжатия на  $\sim 4,3\%$ . В свою очередь, уменьшение этой фазы, при  $n_\delta = 1000...500$  мин<sup>-1</sup> повышает  $P_c$  на  $\sim 8\%$ , что приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха и повышению среднего индикаторного давления.

Анализ этой зависимости позволяет косвенно оценить степень наполнения цилиндра воздухом на различных  $n_\delta$  при изменении фазы  $\varphi_4$ .

Изменение фазы  $\varphi_4$  в процессе работы дизеля реализовывает количественное регулирование подачи воздуха в цилиндр, что улучшает процессы наполнения и смесеобразования на характерных эксплуатационных режимах.

Внешняя характеристика дизеля снималась при постоянном положении рейки топливного насоса на упоре, определенном для номинальной мощности и частоты вращения коленчатого вала.

Наличие на одном двигателе двух цилиндров с различным приводом клапанов позволило выполнить ряд сравнительных испытаний. Однако в этом случае использование типовых характеристик дизеля оказалось невозможным, так как существовал разброс по расходу топлива и мощности для каждого цилиндра.

Полученные характеристики показали возможность работы развернутого дизеля с переменными ФГР. Изменение ФГР клапанов производилось без остановки дизеля.

Изменение хода, скорости и ускорения свидетельствует, что подъем и посадка клапанов с ЭГПК происходят быстрее, чем с механическим приводом, что увеличивает «время-сечение» на 10...15%. Скорость посадки изменяется в диапазоне 0,5...1,0 м/с, а к моменту окончания подъема составляет 0,7...1,2 м/с, что несколько выше, чем требуется при механическом приводе, но допустимо при ЭГПК. Максимальные ускорения (менее 500 м/с<sup>2</sup>) не превышают значений для базового двигателя (по данным испытаний на модельной установке).

Практические работы по ЭГПК, выполненные на кафедре «Локомотивы и локомотивное хозяйство» МИИТа, стали возможными при их поддержке ведущими компаниями и организациями, прежде всего, ВНИТИ и НИИ двигателей.

Проведены исследования влияния основных параметров таких, как: диаметры плунжера и соединительных трубопроводов, проходные сечения на входе в ЗО, СГЦ и дроссель, массы движущихся элементов, давления жидкости в гидравлическом аккумуляторе, жесткости возвратных пружин и др.

Экспериментальные исследования проводились на модельных безмоторных одноклапанной и двухклапанной установках (ЧН12/14), на моторном стенде дизеля 2Ч 10,5/12 (Д21А) и стендах тепловозных дизелей 12ЧН 26/26 (2-2Д49) и 6ЧН 21/21 (211-Д2).

При разработке ЭГПК ЛДВС типов ЧН 26/26 и ЧН 21/21 учитывался существовавший на кафедре «Локомотивы и локомотивное хозяйство» МИИТа опыт комплексных исследований немеханического привода клапанов.

Схема установки СГЦ КГР дизеля ЧН 26/26 представлена на рис.14.

На рис.15 представлены зависимости влияния диаметра плунжера СГЦ  $d_n$  и давления жидкости в аккумуляторе  $p_{ак}$  на периоды открытия  $\Delta\varphi_o$  и закрытия  $\Delta\varphi_з$  КГР при частоте вращения коленчатого вала  $n_o=1000$  мин<sup>-1</sup>. Для дизеля ЧН 26/26 можно применить  $p_{ак}=15$  МПа и  $d_n=19$  мм.

Схема установки силовых гидроцилиндров и форсунки на цилиндрической крышке дизеля ЧН 26/26

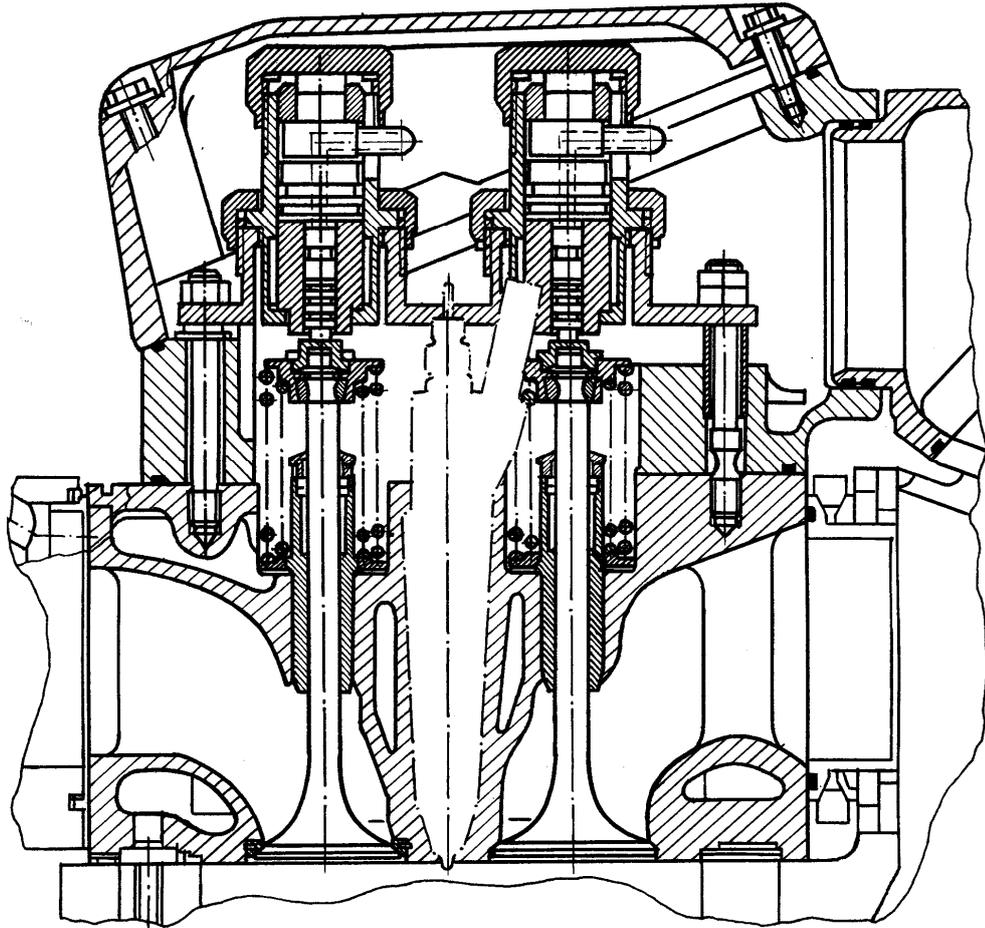


Рис.14.

Влияние  $d_n$  и  $p_{ак}$  на  $\Delta\varphi_o$  и  $\Delta\varphi_3$  клапана дизеля ЧН 26/26 при  $n_o = 1000 \text{ мин}^{-1}$

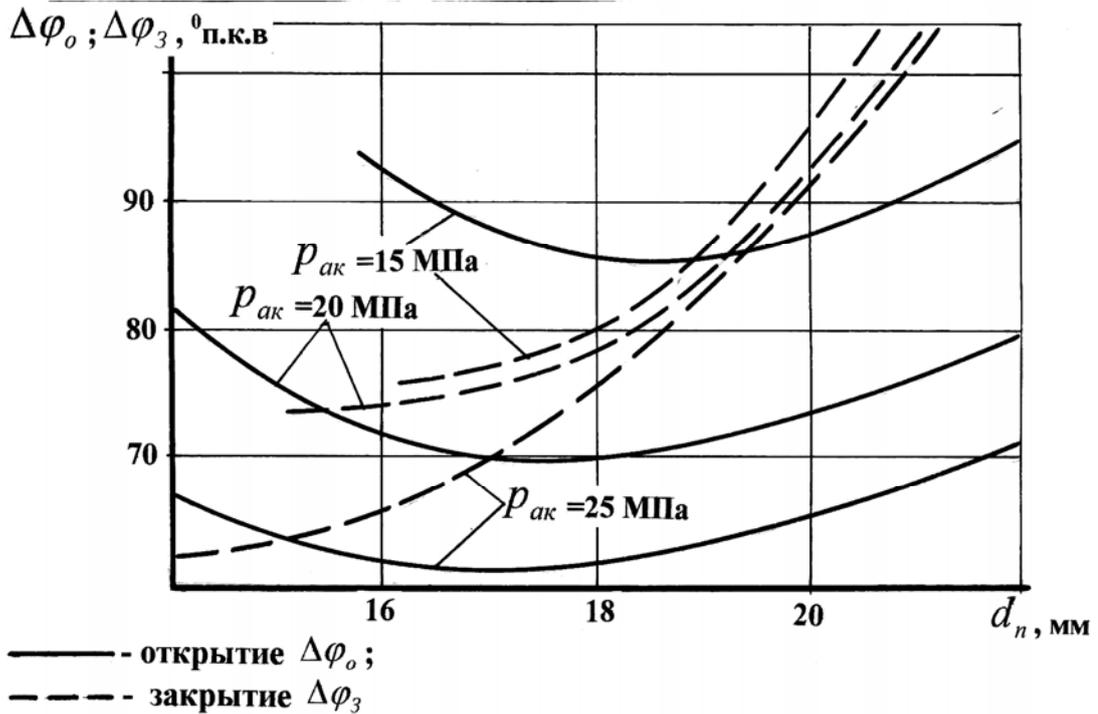


Рис.15.

Исследования показали, что при работе ЭГПК на дизелях типа ЧН 26/26 нет необходимости в установке клапанных пружин такой же жесткости, как при МПК, так как в этом случае нет опасности разрыва кинематической цепи привода при закрытии клапана.

Скорость посадки клапана с ЭГПК без дросселирования на сливе превышает допустимую.

Для оценки возможности уменьшения скорости посадки и регулирования хода КГР выполнены расчеты функционирования привода впускного клапана дизеля ЧН 26/26, ЭГК которого имел дроссель. Максимальная величина хода клапана составила 24 мм, скорость посадки – 0,31 м/с.

Анализ показал, что без устройств снижения скорости посадки и регулирования хода КГР, увеличивается коэффициент наполнения на 4% и снижается среднее давление насосных ходов на 4,7%.

Это ведет с одной стороны к увеличению индикаторного КПД на 2%, при неизменных частоте вращения коленчатого вала, давлении и температуре наддувочного воздуха.

С другой стороны, уменьшение среднего давления насосных ходов приводит к возрастанию механического КПД на 0,26%, что в целом позволяет повысить эффективный КПД дизеля на 3,3% и снизить средний эффективный расход топлива номинального режима на 5,2 г/кВтч.

Использование устройств снижения скорости посадки и регулирования хода клапанов приводит к уменьшению выигрыша от использования ЭГПК. Так увеличение среднего эффективного КПД при этих условиях составляет всего 1,6 %.

В шестой главе дан анализ концептуальных вопросов развития локомотивных ДВС нового поколения.

Если в прошлые годы препятствием развития автономных локомотивов являлось отставание отечественного дизелестроения, то в последние несколько лет накоплен необходимый опыт создания ЛДВС с высокими технико-экономическими показателями. Здесь ведущим является ХК «Коломенский завод».

Требования к характеристикам ЛДВС постоянно меняются. В течение многих лет на первом плане были повышение цилиндрической мощности и КПД, с одновременным снижением удельных показателей расхода топлива и масла. Затем добавились требования другой группы, а именно снижение вредных выбросов и уровня шума. Именно экологические показатели с середины 90-х годов в России стали приоритетными, особенно для существующих и перспективных ЛДВС.

Регламентация понятия «Перспективные ЛДВС» может быть осуществлена по следующим критериям:

- экономическим (отношение факторов затраты/эффективность);
- ресурсным (необходимость в дополнительных модификациях более высокого уровня);
- экологическим (точная регулировка параметров рабочего процесса, применение нейтрализаторов, улучшение химического состава топлива).

Эти критерии объединены более общим критерием, на который ориентируются в своих НИР ведущие двигателестроительные компании – **конструкционным критерием**, позволяющим реализовывать идеи в новых конструкциях.

При этом показатели экономической эффективности новой продукции всегда ориентируются на общемировой уровень, который всегда более жесткий, чем эксплуатационный.

Применительно к перспективным ЛДВС следует предъявить следующие требования:

- соответствие рекомендациям по эксплуатации автономного тягового подвижного состава на сети ОАО «РЖД»;
- конкурентоспособность с зарубежными аналогами, предлагаемыми для применения на внутреннем рынке;
- возможность широкой унификации с ЛДВС, находящимися в эксплуатации.
- адаптация с современными системами передачи мощности и оптимизация по всем параметрам тяговых приводов;
- согласованный порядок и периодичность обслуживания и ремонта ЛДВС на всех этапах эксплуатации.

К приоритетному направлению исследований относятся также вопросы совершенствования привода механизмов газораспределения.

На рис.16. показаны приоритетные направления исследований в области создания перспективных ЛДВС с выделением рассмотренного в диссертации направления создания альтернативного привода механизма газораспределения.



Рис.16.

Специалисты по созданию ЛДВС с одной стороны и конструкторы тепловозов с другой едины в том, что создание новых двигателей является сложной технической проблемой.

Основные причины этого заключаются в том, что решения должны быть максимально адаптированы к уже имеющемуся парку тепловозов и сопутствующей инфраструктуре.

Кроме того, появление нового поколения двигателей транспортного назначения и последующее успешное продвижение на весьма насыщенном рынке, требуют дополнительных денежных вложений в проведение соответствующих НИР и обучение персонала. Одним из важнейших направлений создания перспективных ЛДВС и соответствующих им локомотивов, которое в нашей стране никогда серьезно не рассматривалось - это региональные требования. Здесь не только климатические отличия (которые занимают сегодня ведущие позиции), но и местные эксплуатационные несоответствия требований к необходимому тяговому подвижному составу и строящимся стандартным, унифицированно-типажированным тепловозам.

Актуальность предлагаемых направления подтверждается практикой отечественного и зарубежного двигателестроения, с активно развивающимся направлением электронного управления системами. Актуально решение группы проблем, связанных со снижением вредных выбросов и уровня шума. Именно экологические показатели с середины 90-х годов в России стали приоритетными, особенно для перспективных двигателей.

Развитие электроники и микропроцессорной техники привело к существенному росту возможностей реализуемых алгоритмов и программ, вследствие чего логические свойства бортовых устройств локомотивов мало уступают персональным и стационарным компьютерам. Резко возросли показатели надежности электронных устройств и снизилась себестоимость их производства.

Технико-экономическое обоснование целесообразности внедрения альтернативных видов привода клапанов газораспределения на ЛДВС велось в нескольких направлениях. Оценивались перспективы регулирования ФГР и закона движения клапанов на эксплуатационных режимах и холостом ходу, снижение минимальной частоты вращения коленчатого вала, упрощение конструкции привода в блоке дизеля и цилиндров, центрального расположения форсунки, сравнение мощности затраченной на привод при штатном и экспериментальном приводах.

Имея экспериментальную зависимость  $g_e = f(n_d)$ , можно определить среднеэксплуатационные величины  $g_e^3$  для дизеля с ЭГПК и штатным приводом клапанов.

Например, расчеты экономичности ЛДВС в эксплуатации при регулировании только одной фазы  $\varphi_3$  выше экономичности двигателя при нерегулируемых ФГР и механическом приводе клапанов газораспределения на 4,9%.

В дальнейшем более углубленная оценка эксплуатационной экономичности ЛДВС выполнена на основании распределения режимов эксплуатации и характеристик удельных расходов топлива на соответствующих режимах в интервале рабочих характеристик. При этом учитывалось изменение расхода топлива во время переходных процессов, так как неустановившиеся режимы занимают существенную долю времени эксплуатации ЛДВС. Разница расходов топлива, полученных расчетным путем и замеренная в эксплуатации, составляет для различных конкретных полигонов эксплуатации 10...22%, что объясняется принятым допущением о мгновенном переходе с одного режима на другой, то есть отсутствием переходных режимов.

Выполненные в тепловозной НИЛ МИИТа исследования с участием автора, показали, что удельный среднеэксплуатационный расход ( $g_e^3$ ) при установившихся режимах на 8...15% превышает расход на номинальном режиме. Величину  $g_e^3$  определили по упрощенной методике с использованием генераторной и универсальных характеристик, а также вероятностных законов распределения режимов эксплуатации по частоте вращения и нагрузке дизеля.

На основании разработанных расчетных методик можно определить величину  $g_e^3$ , зная примерный характер распределения режимов работы, расположение генераторной и универсальных характеристик, а также закон изменения среднего проходного сечения клапанов газораспределения  $f_{cp}$  транспортного двигателя. Сделана попытка оценки влияния переходных процессов на величину  $g_e^3$ , используя коэффициент переходных режимов ( $K_n$ ), представляющий отношение расходов топлива, полученных расчетным методом и фактического значения на том же полигоне пути на основании опытных поездов с транспортной установкой. Здесь же устанавливается влияние изменения  $f_{cp}$  на динамику изменения  $K_n$ .

Приведенные значения  $g_e^3$  могут быть уточнены с учетом среднестатистических значений  $K_n^{cp}$  и, следовательно, получена величина среднеэксплуатационной экономичности транспортного дизеля с поправкой на дополнительный расход при переходных режимах ( $g_e^3$ ).

Использование плавного регулирования проходного сечения на переходных режимах, обеспечит дополнительное снижение расхода дизельного топлива на 6...11%.

Технико-экономическое сравнение типов привода свидетельствует о перспективности применения ЭГПК на ЛДВС нового поколения и других транспортных дизелях. Ориентировочная годовая экономия топлива на секцию тепловоза с дизелем типа 16ЧН26/26 составит 230...350 т дизельного топлива.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной диссертационной работы были получены следующие главные результаты:

1. Выполнен анализ развития приводов для транспортных двигателей внутреннего сгорания. Применительно к ЛДВС нового поколения рассмотрены перспективные направления регулируемых приводов: модульный принцип конструирования с автономным регулированием приводов вспомогательных систем и современный силовой гидрообъемный привод оборудования локомотивов.

2. Исследованы теоретические принципы и проведены натурные эксперименты вариантов элементов конструкции альтернативных приводов клапанов газораспределения транспортных двигателей. Показаны, какие типы приводов наиболее перспективны для локомотивных ДВС. Сделана оценка вариантов конструкций электромагнитного и электрогидравлического типов приводов механизмов газораспределения и их технико-экономических характеристик.

3. Выполнен анализ отечественного и мирового опыта в конструировании приводов газораспределения ЛДВС. Исследовано влияние технико-экономических параметров основных серий ЛДВС и некоторых модификаций транспортных двигателей на выбор ФГР. На основании подробного анализа массива данных по 198 двигателям установлено, что среди выбранных параметров максимальное влияние на выбор ФГР оказывает группа: частота вращения коленчатого вала, давление наддува и рабочий объем цилиндров двигателя.

4. Впервые сформулированы принципы оптимизации газообмена путем регулирования эффективного среднего проходного сечения клапанов газораспределения в зависимости от типа привода и режима работы ЛДВС. Установлено, что при регулируемом что на первом этапе регулирования проходного сечения необходимо изменять углы наклона ветвей подъема и посадки клапанов, а затем переходить к изменению ФГР.

5. Выполненные теоретические исследования установили, что применение альтернативных видов привода с комплексным регулированием «времени-сечения» клапанов газораспределения двигателей типа ЧН26/26 обеспечит снижение среднеэксплуатационного расхода топлива локомотивами на 6...12%.

6. На основании анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований по созданию альтернативных приводов механизма газораспределения транспортных двигателей, сформулированы общие требования для немеханических систем газораспределения ЛДВС. Это позволит автоматизировать управление процессами газообмена на эксплуатационных режимах, упростить компоновку привода в цилиндрических крышках и блоке.

7. Приведены результаты теоретических исследований систем электромагнитного привода клапанов газораспределения ЛДВС. Использована качественная теория дифференциальных уравнений и математическая теория устойчивости при исследовании закона движения клапана.

8. При расчете электромагнитной системы ЭМПК для определения предельно достижимых характеристик силовых электромагнитов, использованы методы теории поля и теории подобия. Средний расчетный КПД ЭМПК двигателя типа ЧН 26/26 выше 50%. На отдельных режимах работы в оптимальном варианте КПД может достигнуть величины 89%. Масса силового электромагнита для привода одного выпускного клапана составляет свыше 16 кг, сердечник и обмотка имеют примерно равный вес. Средняя потребляемая мощность на привод составляет приблизительно 1 кВт/кл. при частоте вращения коленчатого вала в  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .

9. Доказано, что несмотря на возможность создания ЭМПК для ЛДВС с приемлемыми характеристиками, его применение в традиционном виде (силовой электромагнит и подвижный якорь) представляется нецелесообразным. Основные недостатки ЭМПК заключаются в необходимости охлаждения электромагнитов и высокой первоначальной стоимости системы, что согласуется с исследованиями ведущих мировых фирм.

10. Эффективным направлением считаем создание ЭМПК на основе импульсного линейного двигателя в различных его модификациях. Такой привод обладает рядом преимуществ, заключающихся в повышенном быстродействии и высоких до 87% КПД на всех режимах работы.

11. Выполнены исследования ЭГПК в разных его вариациях. Отмечены высокое быстродействие, необходимое для качественного протекания рабочего процесса ДВС, малая масса возвратно-движущихся частей, увеличение «времени-сечения» при неизменных ФГР и возможность регулирования ФГР в расширенном диапазоне.

12. Разработана математическая модель функционирования и взаимодействия основных элементов ЭГПК. Выполнено аналитическое исследование влияния некоторых конструктивных параметров гидромеханической части ЭГПК на характер открытия и закрытия клапана газораспределения.

13. Исследовано влияние конструктивных параметров системы на работу ЭГПК. Рассмотрены схемные решения и варианты конструкции ЭГПК, обеспечивающих уменьшение времени переходных процессов. Они должны выполняться компактными с малым временем срабатывания особенно для быстроходных ЛДВС, иметь небольшие массы движущихся деталей и обладать достаточной гидравлической плотностью запорного органа для реализации высоких значений КПД.

14. Экспериментальные исследования ЭГПК проведены на модельных безмоторных одноклапанной и двухклапанной установках (ЧН12/14), на моторном стенде дизеля 2Ч 10,5/12 и стендах ЛДВС 12ЧН 26/26 и 6ЧН 21/21. Исследования показали возможность снижения частоты вращения холостого хода при применении ЭГПК до  $(0,17...0,22) n_{д.ном}$ , что обеспечит дополнительную экономию на этом режиме до 12...15% топлива. Установлено, что для ЛДВС типа ЧН 26/26 при ЭГПК и регулировании «времени-сечения» на номинальном режиме эффективная мощность возрастает на  $\sim 2\%$ , а удельный эффективный расход топлива снижается на  $\sim 2,1\%$ . Это, в основном, объясняется увеличением механического КПД при одновременном снижении мощности насосных потерь на

~18%. Мощность, затраченная на привод клапанов при штатном приводе двигателя 16ЧН 26/26, подсчитанная по кинематической схеме составляет 18...22 кВт, что меньше, чем при ЭГПК на 16...19%. Расход жидкости на привод клапанов при частоте вращения коленчатого вала в 1000 мин<sup>-1</sup> составляет 92,2 л/мин.

15. Применение ЭГПК позволяет уменьшить среднеэксплуатационный расход топлива на 5...6% за счет регулирования ФГР и «времени-сечения» клапанов газораспределения по сравнению с механическим приводом. Для высокооборотных ЛДВС уменьшение среднеэксплуатационного расхода топлива может достигать 8...12%. Технико-экономическое сравнение типов привода свидетельствует о перспективности применения ЭГПК на ЛДВС нового поколения и других транспортных дизелях. Ориентировочная годовая экономия топлива на секцию локомотива с двигателем типа 16ЧН26/26 составит 230...350 т дизельного топлива.

### **Список основных работ, опубликованных по теме диссертации В монографиях**

1. Балабин В.Н. Современные системы газораспределения транспортных двигателей. Изд-во «Железнодорожное Дело», - 2004, 107 с.
2. Балабин В.Н. Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров. Монография.- М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на ж.д. транспорте, - 2007, 143 с.

### **В изданиях, рекомендуемых ВАК**

1. Балабин В.Н., Манохин В.А. Тепловозы без пневматических компрессоров. Журнал «Тяжелое машиностроение», № 11, - 1991, с. 5-6.
2. Калугин С.П. Балабин В.Н. К вопросу о предельно достижимых характеристиках силовых электромагнитов. Научно-практический ж-л «Прикладная физика», №5, 2005, с.130-136
3. Балабин В.Н. Электромагнитный привод клапанов газораспределения транспортных дизелей нового поколения. Журнал «Тяжелое машиностроение», № 7, 2007, с. 35-37.
4. Балабин В.Н. Перспективы развития тепловозных дизелей нового поколения. Журнал «Двигатель», №4, 2007, с.44-47.
5. Балабин В.Н. Повышение топливной экономичности тепловозных дизелей. Журнал «Технология машиностроения», №7, 2008, с.47-48.
6. Балабин В.Н. Перспективы развития локомотивных энергетических установок нового поколения. Журнал «Вестник машиностроения», №8, 2008, с.75-79.
7. Балабин В.Н. Перспективы развития тепловозных дизелей нового поколения. Журнал «Тяжелое машиностроение», №3, 2009, с 31-34.
8. Балабин В.Н. Привод клапанов газораспределения локомотивных ДВС на основе импульсного линейного двигателя. Журнал «Машиностроение и инженерное образование», №1, 2009, с.10-14.

9. Балабин В.Н. Выбор фаз газораспределения транспортных двигателей внутреннего сгорания. Журнал «Научно-технические ведомости СПбГПУ», №1, 2009, с. 34-38.

**В статьях и трудах научных конференций с открытой публикацией**

1. Балабин В.Н., Васильев В.Н., Сладковский Ю.М. Анализ существующих конструкций и разработка нового типа привода клапанов газораспределения для транспортных дизелей. Труды МИИТ, вып. 611, - 1978, с.81-88.
2. Васильев В.Н., Фроликов И.И., Балабин В.Н. Динамические характеристики клапанов с электрогидравлическим управлением. Сб-ник «Двигатели внутреннего сгорания», ЦНИИТЭИтяжмаш, №12, - 1979, с. 8-9.
3. Балабин В.Н., Васильев В.Н. Принцип компоновки электрогидравлического привода клапанов и сравнительный анализ их проходных сечений с механическим приводом на транспортных дизелях. Сб-ник «Двиг. внутр. сгор.», ЦНИИТЭИтяжмаш, №15, - 1979, с. 6-9.
4. Балабин В.Н., Васильев В.Н. Особенность запуска и работы на холостом ходу дизеля с электрогидравлическим приводом клапанов газораспределения. Сб-ник «Двигатели внутреннего сгорания», ЦНИИТЭИтяжмаш, №20, - 1981, с. 10-13.
5. Балабин В.Н. Способы регулирования дизелей отключением цилиндров. Ж-л «Электрическая и тепловозная тяга» № 11, 1988, с. 28-29.
6. Балабин В.Н., Евстифеев Б.В., Соин Ю.В. Повышение топливной экономичности дизелей за счет регулирования отключением части цилиндров. Обзорная информация ЦНИИТЭИтяжмаш, Серия 4 «ДВС», вып. 4-88-21.
7. Балабин В.Н., Манохин В.А. Использование тепловозного дизеля в качестве компрессора. Журнал «Железнодорожный транспорт», № 3, - 1992, с. 47-49.
8. Балабин В.Н. Тепловоз работает без компрессора. Ж-л «Локомотив», № 9-10, 1993, с. 43-46.
9. Балабин В.Н., Сидоров Н.А. Конвертация дизеля возможна. Ж-л «Локомотив», № 6, 1995, с. 32-34.
10. Балабин В.Н. Конвертация тепловозного дизеля в пневматический компрессор. Тезисы док. на 11 международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития ж.д. транспорта», т.1, - 1996, с.101.
11. Балабин В.Н. Перспективы развития электромагнитного привода клапанов газораспределения транспортного двигателя. Журнал «Соискатель», №1, - 2004, с.72-87.
12. Балабин В.Н. Перспективы развития электромагнитного привода клапанов газораспределения транспортного двигателя. Журнал «Мир транспорта» приложение «Соискатель», №1, 2004, с.72-87.
13. Балабин В.Н. Альтернативные немеханические системы газораспределения для дизелей. Журнал «Мир транспорта», №2, - 2004, с.52-57.
14. Балабин В.Н. Варианты регулирования фаз газораспределения. Ж-л «Локомотив», №5, 2004, с.26-29.
15. Балабин В.Н. Альтернативный привод клапанов газораспределения транспортных дизелей нового поколения. Тезисы доклада на Международной научно-

технической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения», ЮУрГУ, Челябинск, -2006, с.27-30.

16. Балабин В.Н. Некоторые аспекты развития локомотивных энергетических установок нового поколения. Тезисы доклада на Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения», ЮУрГУ, Челябинск, -2006, с.30-33.

17. Балабин В.Н., Васильев В.Н. Альтернативный привод клапанов газораспределения локомотивных энергетических установок нового поколения и его влияние на топливную экономичность. Тезисы доклада на IV Международной научно-практической конференции «Проблемы безопасности на транспорте», Гомель, Белоруссия, 2007, с. 178-180.

18. Балабин В.Н. О приводе клапанов газораспределения тепловозных дизелей. Журнал «Железнодорожный транспорт», №2, 2007, с.47-48.

19. Калугин С.П., Балабин В.Н. Математическое моделирование процессов газообмена двигателя внутреннего сгорания. Научно-практический ж-л «Прикладная физика», №1, 2007, с.20-28.

20. Балабин В.Н. Перспективы развития локомотивных энергетических установок. Журнал «Железнодорожный транспорт», №4, 2007, с.52-56.

21. Балабин В.Н. Важное направление повышения топливной экономичности тепловозных дизелей. Журнал «Локомотив-информ» Украина, №6, 2007, с.2-5.

22. Балабин В.Н. Экспериментальные исследования электрогидравлического привода клапанов газораспределения транспортных двигателей. Журнал «Наука и техника транспорта», №4, 2008, с.94-97. 1.

23. Балабин В.Н. Регулирование среднего проходного сечения клапанов газораспределения транспортных дизелей. Тезисы III Международной научно-технической конференции. «Эффективность, надежность и безопасность энергетических установок (Энергоустановки – 2008)», Украина, Севастополь-Батилиман, с. 35-36.

### **Список работ, опубликованных по основной научной деятельности**

1. Балабин В.Н. Елепин Е.Ю. Создание системы конвертирования цилиндров тепловозного дизеля в пневматический компрессор. Тезисы доклада по итогам «Недели науки-94», 1995, с. 70-71.

2. Балабин В.Н. Исследование топливной экономичности. Ж-л «Локомотив», № 12, 1998, с. 35-36.

3. Домогацкий В.В., Балабин В.Н., Какоткин В.З. Использование роллико-лопастных расходомеров для повышения экономических и экологических показателей тепловозов. Тезисы доклада по итогам конференции «Ресурсосберегающие технологии на ж.д. транспорте», 1998.

4. Домогацкий В.В., Балабин В.Н., Балашов А.Н. Малогабаритная образцовая установка для поверки расходомеров и счетчиков количества жидкости. Ж-л «Приборы и системы управления» № 5, 1999, с. 41-44.

5. Домогацкий В.В., Балабин В.Н. Новое поколение широкодиапазонных роliko-лопастных расходомеров жидкости и газа. Ж-л «Транспорт и хранение нефтепродуктов», № 6, 1999, с. 9-14.
6. Балабин В.Н., Какоткин В.З., Домогацкий В.В., Назаров А.С. Универсальные роliko-лопастные расходомеры для тепловозов. Ж-л «Локомотив», № 4, 2000, с. 26-28.
7. Домогацкий В.В., Балабин В.Н. Универсальный стенд для испытаний роliko-лопастных расходомеров. Ж-л «Измерительная техника», № 4, 2000, с. 57-60.
8. Балабин В.Н., Какоткин В.З., Домогацкий В.В., Самойлов Г.Г. Методика испытаний широкодиапазонных роliko-лопастных расходомеров на стенде типа А-2275. Печат. Ж-л «Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика», № 10, 2000, с. 59-61.
9. Балабин В.Н., Самойлов Г.Г., Какоткин В.З. Применение роliko-лопастных расходомеров в промышленности и на транспорте. Тезисы научно-практической конференции «Ресурсо-энергосберегающие проекты и технологии», Политехнический музей, 24-25.05. 2001 г.
10. Балабин В.Н., Какоткин В.З., Самойлов Г.Г., Назаров А.С. Роliko-лопастные расходомеры в депо: некоторые результаты внедрения. Ж-л «Локомотив», № 6, 2001, с. 26-29.
11. Балабин В.Н., Какоткин В.З. Применение широкодиапазонных роliko-лопастных расходомеров в локомотивном хозяйстве. Тезисы международной научно-практической конференции «Проблемы безопасности на транспорте», Белорусский государственный университет транспорта, 24-25.10. 2002 г. с. 194.
12. Балабин В.Н., Домогацкий В.В. Существующие системы измерения расхода топлива. Ж-л «Локомотив», № 2, 2003, с.30-32. и продолжение № 3, 2003, с.34-36.
13. Балабин В.Н., Какоткин В.З. Проблемы ресурсосбережения и безопасности движения поездов, решаемые на кафедре «Локомотивы и локомотивное хозяйство» МИИТа. Тезисы доклада на Научно-практической конференции «Инновации в эксплуатации и развитии инфраструктуры железнодорожного транспорта», ВНИИЖТ, 24-25.06.2004, с.114-121.
14. Балабин В.Н., Какоткин В.З. Применение широкодиапазонных роliko-лопастных расходомеров на транспорте. Тезисы международной научно-технической конференции «Научные проблемы и перспективы развития ремонта, обслуживания машин, восстановления и упрочнения деталей» 8-9 декабря 2004 г., ГОСНИТИ.
15. Балабин В.Н. Новый метод настройки генераторных характеристик тепловозных дизелей. Ж-л «Локомотив», №6, 2006, с. 32-34.
16. Какоткин В.З., Балабин В.Н., Авдеев М.А., Лобанов И.И. Система экспресс-диагностики тепловозных дизелей. Тезисы седьмой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», 26-27 октября 2006 г., с. V-14 – V15.

17. Какоткин В.З., Балабин В.Н. Система экспресс-диагностики тепловозных дизелей. Тезисы седьмой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», Гомель, Белоруссия, 2006 г., с. 180-184.

18. Какоткин В.З., Балабин В.Н. Оперативная экспресс-диагностика топливной аппаратуры высокого давления тепловозных дизелей. Тезисы седьмой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», Гомель, Белоруссия, 2006 г., с. 184-188.

19. Балабин В.Н. Оперативная экспресс-диагностика топливной аппаратуры высокого давления тепловозных дизелей. Ж-л «Локомотив-информ» Украина, №6, 2007, с.8-11.

20. Балабин В.Н. Важное направление повышения топливной экономичности тепловозных дизелей. Ж-л «Локомотив-информ» Украина, №7, 2007, с.10-13.

### **В авторских свидетельствах и патентах**

1. А.с. СССР №756054, Б.и. №30, 1980. Электрогидравлическое устройство для управления газораспределительными органами двигателя внутреннего сгорания. /Васильев В.Н., Балабин В.Н., Илясов А.И. и др.

2. А.с. СССР №775359, Б.и. №40, 1980. Механизм газораспределения с электрогидравлическим управлением. / Васильев В.Н., Балабин В.Н., Фроликов И.И. и др.

3. А.с. СССР №861668, Б.и. №33, 1981. Электрогидравлическое устройство для управления газораспределительными органами двигателя внутреннего сгорания. / Васильев В.Н., Балабин В.Н., Илясов А.И. и др.

4. А.с. СССР №972155, Б.и. №41, 1982. Транспортный поршневой двигатель внутреннего сгорания. / Васильев В.Н., Ольховский Ю.В., Сладковский Ю.М., Балабин В.Н. и др.

5. А.с. СССР №992788, Б.и. №4, 1983. Способ запуска двигателя внутреннего сгорания с электрогидравлическим приводом газораспределительных клапанов. /Васильев В.Н., Сладковский Ю.М., Балабин В.Н.

6. А.с. СССР №1193280, Б.и. №43, 1985. Устройство для отключения подачи топлива в цилиндры тепловозного дизеля. /Балабин В.Н., Пронькин А.В.

7. А.с. СССР №1267025, Б.и. №40, 1986. Способ работы дизеля. /Балабин В.Н., Васильев В.Н.

8. А.с. СССР №1333802, Б.и. №32, 1987. Способ регулирования V-образного дизеля на холостом ходу. /Балабин В.Н., Пронькин А.В.

9. А.с. СССР №1346836, Б.и. №39, 1987. Система подачи топлива в цилиндры дизеля. /Балабин В.Н., Пронькин А.В. и др.

10. А.с. СССР №1503417, Б.и. №ДСП. Система охлаждения V-образного двигателя внутреннего сгорания с отключаемыми цилиндрами. /Балабин В.Н., Семин И.А., Пронькин А.В.

11. А.с. СССР №1508003, Б.и. №34, 1989. Способ регулирования многорядного двигателя внутреннего сгорания. /Балабин В.Н., Семин И.А.

12. А.с. СССР №1576704, Б.и. №25, 1990. Механизм отключения цилиндров двигателя внутреннего сгорания. / Балабин В.Н., Мальцев Г.И. и др.

13. А.с. СССР №1605004, Б.и. №41, 1990. Система охлаждения многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания. /Балабин В.Н., Васильев В.Н., Соин Ю.В.
14. А.с. СССР №1636575, Б.и. №11, 1991. Способ работы двигателя внутреннего сгорания. /Балабин В.Н., Евстифеев Б.В., Васильев В.Н., Соин Ю.В., Семин И.А.
15. А.с. СССР №1663216, Б.и. №21, 1991. Система отключения цилиндров V-образного двигателя внутреннего сгорания. /Балабин В.Н., Семин И.А.
16. А.с. СССР №1687861, Б.и. №40, 1991. Система управления двигателем внутреннего сгорания. /Балабин В.Н., Евстифеев Б.В., Васильев В.Н., Соин Ю.В., Семин И.А.
17. А.с. СССР №1694952, Б.и. №44, 1991. Система воздушного охлаждения рядного двигателя внутреннего сгорания с отключаемыми цилиндрами. /Балабин В.Н., Мальцев Г.И., Семин И.А.
18. А.с. СССР №1772418, Б.и. №40, 1992. Пневматический клапан двигателя внутреннего сгорания транспортного средства. /Балабин В.Н., Васильев В.Н., Соломатин В.И.
19. Патент России №2030611, Б.и. №7, 1995. Система пуска двигателя внутреннего сгорания с отключаемыми цилиндрами. /Балабин В.Н., Васильев В.Н.
20. Патент России №2042848, Б.и. №24, 1995. Способ работы двигателя внутреннего сгорания. /Балабин В.Н., Манохин В.А., Зюбанов В.З.
21. Патент России №2042849, Б.и. №24, 1995. Способ конвертирования двигателя внутреннего сгорания транспортного средства в пневматический компрессор. /Балабин В.Н., Манохин В.А., Зюбанов В.З.
22. Патент России №2042850, Б.и. №24, 1995. Двигатель внутреннего сгорания транспортного средства. /Балабин В.Н., Манохин В.А., Зюбанов В.З.
23. Патент России №2078232, Б.и. №12, 1997. Способ работы многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания. /Балабин В.Н.

БАЛАБИН ВАЛЕНТИН НИКОЛАЕВИЧ

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ  
ПРИВОДОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЛОКОМОТИВНЫХ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Специальности: 05.02.02 — Машиноведение, системы приводов и детали машин

Автореферат  
диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

---

Подписано к печати  
Печать офсетная. Бумага для множит. апп.  
Тираж 100 экз. Заказ № \_\_\_\_\_

Усл. печ. л. –3,0  
Формат 60x84 1/16

---

Типография МИИТ, 127994, ГСП-4, г. Москва, ул. Образцова 9 стр.9, МИИТ