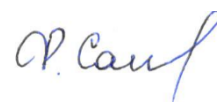


На правах рукописи



САФИН ФИЛЮС РАИСОВИЧ

**НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ
ОПЕРАТИВНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИХ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ**

Специальность 4.3.1 Технологии, машины и оборудование
для агропромышленного комплекса (технические науки)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Уфа, 2023

Работа выполнена на кафедре мобильных энергетических и транспортных средств федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Башкирский государственный аграрный университет» (ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ).

Научный консультант:	Баширов Радик Минниханович – доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ и РБ, чл.-кор. Академии наук Республики Башкортостан
Официальные оппоненты:	Девянин Сергей Николаевич - доктор технических наук, профессор, профессор кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО РГАУ – МСХА имени К.А. Тимирязева Гриценко Александр Владимирович - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры технического сервиса машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ Хохлов Алексей Леонидович - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой эксплуатации мобильных машин и технологического оборудования ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ
Ведущая организация:	Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский государственный аграрный университет»

Защита состоится 09 июня 2023 г. в 12³⁰ на заседании диссертационного совета 35.2.033.02 на базе ФГБОУ ВО СПбГАУ по адресу: 196601, Россия, Санкт-Петербург, г. Пушкин, Петербургское шоссе, д. 2, ауд. 2310. Тел.: 8 (812) 470-04-22, e-mail: ds431_2@spbgau.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте www.spbgau.ru ФГБОУ ВО СПбГАУ. Объявление о защите и автореферат размещены на сайтах www.spbgau.ru ФГБОУ ВО СПбГАУ и www.vak.minobrnauki.gov.ru ВАК при Министерстве науки и высшего образования РФ.

Отзывы на автореферат, заверенные печатью Вашего учреждения, просим направлять в двух экземплярах по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «___» _____ 2023 г.

ВрИО ученого секретаря диссертационного совета 35.2.033.02
доктор технических наук, профессор

М.А. Керимов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Важнейшей народнохозяйственной проблемой, требующей постоянного внимания и решения, стало снижение себестоимости сельскохозяйственной продукции. В нашей стране, отличающейся суровыми климатическими условиями, в настоящее время около 60 % себестоимости продукции приходится на энергозатраты по её производству. Проблема может решаться изысканием и внедрением в производство малоэнергоёмких операций, повышением эффективности работы используемых источников энергии и др.

К настоящему времени основным источником энергии стали дизельные двигатели (далее дизели), устанавливаемые на автомобили, трактора, комбайны и различные стационарные агрегаты. Они выгодно отличаются от других тепловых двигателей эксплуатационными показателями работы, в частности топливной экономичностью, надёжностью, токсичностью отработавших газов и др.

Эксплуатационные параметры работы дизелей определяются их техническим состоянием, существенно ухудшающимся по мере увеличения их наработки из-за износа и нарушений регулировочных параметров их основных систем и механизмов. Диагностируют и восстанавливают их при проводимых технических обслуживаниях.

Истинное техническое состояние дизелей может определяться только по результатам их испытаний в стационарных условиях с использованием сложных тормозных стендов. Обусловленная этим необходимость выполнения большого объема демонтажных, транспортных и монтажных работ не только затрудняет своевременное диагностирование и восстановление дизелей, но и удлиняя сроки выполнения сельскохозяйственных операций существенно повышает себестоимость продукции. В условиях эксплуатации сложные тормозные устройства не могут применяться и техническое состояние дизелей во многих случаях оценивают по субъективно и трудно определяемым показателям их работы – тяговому усилию и расходу топлива машины. В результате, как показывает практика, во многих случаях оценки оказываются ошибочными и дизели продолжают работать с низкой эффективностью или необоснованно ремонтируются.

С 2004 г. обязательным стало применение в современных машинах систем встроенной самодиагностики их технического состояния, основанной на анализе совокупности их эксплуатационных параметров. Однако любая самодиагностика дизелей не в состоянии выявлять все возможные причины их неисправностей. Проблема может решаться диагностированием технического состояния дизелей без снятия их с агрегатов или иначе говоря оперативными методами.

Методы оперативного диагностирования дизелей должны разрабатываться с учетом того, что в настоящее время более 40 % отказов является следствием ухудшения показателей работы их топливной аппаратуры, отличающейся от других его элементов сложностью и дороговизной как производства, так и ремонта (на неё в ряде случаев приходится более 20 % стоимости дизеля) и не поддающейся регулированию вне специализированных мастерских из-за сложности требуемого оборудования.

В этой связи разработка высокоточных и доступных для условий эксплуатации методов и средств оперативного диагностирования дизелей на основе совершенствования методов регулирования их топливной аппаратуры является

весьма актуальной. Особую остроту она приобрела в последние годы в связи с появлением в стране многочисленных фермерских хозяйств и дилерских служб.

Настоящая диссертационная работа, посвященная решению этой проблемы, выполнялась в соответствии с планом научно-исследовательских работ ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ в рамках государственной темы «Разработка технологий и средств технического сервиса мобильных машин и стационарных энергетических установок» (гос. регистрация №АААА-А18-118020290069-4) и соответствует пункту 20 (а) Стратегии научно-технологического развития РФ (утвержденной указом президента РФ от 01 декабря 2016 г. №642) и концепции развития аграрной науки и научного обеспечения АПК России до 2025 года (приказ Минсельхоза РФ от 25 июня 2007 г. №342).

Степень разработанности темы. Анализ эффективности использования машинно-тракторного парка проводился на основе работ Рива М. Баширова, А.Р. Валиева, Г.В. Веденяпина, И.Г. Галиева, О.Н. Дидманидзе, А.А. Ежевского, С.А. Иофинова, А.В. Николаенко, Б.С. Свирщевского, К.А. Хафизова и др. Состояние технической эксплуатации автотракторной техники оценивалось по данным работ В.А. Аллилуева, А.Д. Ананьина, А.Г. Арженовского, В.И. Бельских, Н.С. Ждановского, А.П. Иншакова, А.П. Картошкина, В.А. Маркова, В.М. Михлина, С.Н. Ольшевского, А.Г. Пастухова, Н.Н. Патрахальцева, А.Э. Северного, И.П. Терских, И.А. Успенского, В.Н. Хабардина, А.Л. Хохлова, В.И. Черноиванова, М. Karolka, J. Mamala, M. Stepper и др. Основные направления совершенствования методов диагностирования топливных систем дизелей анализировались ориентируясь на работы И.В. Астахова, Радика М. Баширова, И.И. Габитова, Л.В. Грехова, А.В. Гриценко, С.Н. Девянина, В.Г. Кислова, С.Н. Кривцова, А.В. Неговоры, Б.Н. Файнлейба, Р.Т. Хакимова, K. Mollenhauer, O. Tremmel, H. Tsunemoto и др.

Установлено, что эффективность работы дизелей во многом зависит от показателей работы их топливной аппаратуры, определяющей качество смесеобразования, сгорания и теплоиспользования. Восстановление эксплуатационных параметров работы дизелей воздействием на их топливную аппаратуру затрудняется тем, что она не поддается оперативному диагностированию и регулированию из-за отсутствия доступных для условий эксплуатации методов и средств. Разработка методов и средств оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и в целом дизелей стала серьезной проблемой.

Цель исследования. Разработка и внедрение методов и средств оперативного диагностирования дизелей с использованием их топливной аппаратуры.

Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие **задачи исследования:**

1 Разработать научные основы методов оперативного диагностирования и регулирования эксплуатационных показателей работы топливной аппаратуры и дизелей.

2 Разработать методы и средства оперативного диагностирования дизелей, основанные на совершенствовании метода диагностирования и регулирования их топливной аппаратуры.

3 Разработать математические модели работы, методику расчета и конструирования средств, необходимых для реализации разработанных оперативных методов, и теоретико-экспериментальными исследованиями уточнить конструктивно-эксплуатационные показатели их работы.

4 Разработать методики оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и в целом дизелей.

5 Исследовать возможности реализации предложенных мероприятий в сочетании с технологией непрерывного дистанционного контроля эксплуатационных параметров работы дизелей с использованием систем спутникового мониторинга.

6 Оценить технико-экономическую эффективность внедрения предложенных мероприятий.

Объект исследования. Дизельный двигатель и его топливная аппаратура.

Предмет исследования. Методы и средства диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и в целом дизелей.

Научная проблема заключается в научном обосновании и разработки высокоэффективных методов оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и в целом дизелей.

Научная гипотеза. Исходной гипотезой явилось предположение о том, что дальнейшему значительному повышению эффективности работы дизелей будет способствовать изыскание, научное обоснование, разработка и применение высокоэффективных методов и средств их оперативного диагностирования.

Методология и методы исследования. Общей методологической основой исследований явился системный анализ зависимости эксплуатационных параметров работы дизелей от особенностей и показателей работы их топливной аппаратуры. Исследования проводились с использованием известных закономерностей протекания физических и гидродинамических процессов. Полученные результаты обрабатывались с широким использованием методов теории вероятности, математической статистики, дисперсионного, регрессивного и системного анализа и компьютерной техники.

Научная новизна:

1 Установлены функциональные зависимости показателей технического состояния дизелей от особенностей работы, методов и качества регулирования их топливной аппаратуры.

2 Впервые разработан универсальный, высокоточный и малотрудоемкий метод оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры, основанный на использовании в качестве её регулировочного стенда самого дизеля при работе его на холостом ходу на части цилиндров с пропуском впрысков топлива и регулировании при этом секций топливной аппаратуры неработающих цилиндров с впрыском топлива в среду с противодавлением, аналогичным таковому в цилиндре дизеля.

3 Получено математическое выражение для определения количества работающих секций топливной аппаратуры при разработанном методе оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры дизелей.

4 Разработаны математические модели работы необходимых для разработанных методов средств, увязывающие их конструктивно-режимные параметры с показателями работы топливной аппаратуры и в целом дизелей.

5 Предложено математическое выражение для определения давления, необходимого для линеаризации индикаторной диаграммы дизеля, упрощающей расчет камер противодавления впрыскам топлива.

6 Разработана методика расчета и проектирования камер противодействия впрыскам топлива, основанная на их аккумулирующих свойствах, оцениваемых введенным новым параметром – эластичностью, представляющей из себя отношение объема поступившего в аккумулятор топлива к изменению давления в нем.

7 Предложен новый более рациональный показатель межсекционной неравномерности топливоподачи в виде суммы неравномерностей подач секций топливной аппаратуры, определенных относительно средней подачи, способствующий повышению точности регулирования топливной аппаратуры.

8 Доказано, что дизель с топливной аппаратурой, отрегулированной разработанным методом, может диагностироваться по часовым расходам топлива на холостом ходу и номинальном режиме, определяемым соответственно экспериментально и расчетно. Точность такого определения может оцениваться введенным новым параметром – удельным расходом топлива на холостом ходу при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

9 Разработана научно обоснованная новая методика оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и диагностирования технического состояния дизелей.

Новизна технических решений защищена 4 патентами на изобретение, 1 на полезную модель и 5 свидетельствами о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Теоретическая значимость исследования. Разработана универсальная методология оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры, основанная на использовании самого дизеля в качестве её регулировочного стенда и диагностирования дизеля с использованием его топливной аппаратуры, отрегулированной разработанным методом. Получены математические выражения для определения количества работающих секций топливной аппаратуры при разработанном оперативном методе и давлений при линеаризации индикаторной диаграммы дизеля. Предложены математические модели работы, методы расчета и проектирования устройств пропускания впрысков и противодействия впрыскам, необходимых для разработанного метода. Выявлены новые эффективные параметры оценки качеств регулирования и работы топливной аппаратуры и дизелей – эластичность камеры противодействия впрыскам, удельный расход топлива на холостом ходу при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля и суммарная межсекционная неравномерность топливоподачи.

Практическую значимость для предприятий технического сервиса и агропромышленного комплекса представляют:

- способ оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры с использованием самого дизеля в качестве регулировочного стенда (патент на изобретение за №2668589) и диагностирования по его результатам технического состояния дизеля;

- средства и методы регулирования топливной аппаратуры с противодействием впрыскам топлива, применимые в условиях как эксплуатации, так и стационарных (патенты на изобретение за №2429373, №2542648, №2562349 и на полезную модель за №179689);

- алгоритмы и программы для диагностирования топливных систем и

оценки механического КПД дизелей по результатам диагностирования и регулирования их топливной аппаратуры разработанным оперативным методом и непрерывного диагностирования технического состояния и прогнозирования поломок тракторной и сельскохозяйственной техники (свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ за №2014611323, №2014661772, №2018616015, №2021619336 и №2021661661);

- предложенные параметры оценки качеств регулирования и работы топливной аппаратуры и дизелей – эластичность камеры противодавления впрыскам, удельный расход топлива на холостом ходу при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля и суммарная межсекционная неравномерность топливоподачи;

- ряд разработанных новых способов совершенствования известных стационарных методов определения механического КПД дизелей;

- комплект устройств для оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и в целом дизелей.

Реализация и внедрение результатов работы. Разработанные методики диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и диагностирования технического состояния дизелей внедрены в производственный процесс ГУСП «Башсельхозтехника» РБ, ГУСП МТС «Центральная» РБ, ООО «Башдизель», ООО «Акрос РБ», ООО «Оренбургское специализированное транспортное предприятие» (Оренбургская область), ООО «Челныагроснаб» (Республика Татарстан), ООО «Горизонталь плюс» (Самарская область), СПК им. Кирова Куюргазинского района РБ, ИП Валиев, КФХ ИП Ершова (Тамбовская область). Основные результаты диссертационной работы успешно используются и в учебном процессе и научно-исследовательских работах ФГБОУ ВО Российский ГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский ГАУ, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ, ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова.

Личный вклад автора. Все идеи, составляющие основу методологии, методов, средств и методик оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и диагностирования технического состояния дизелей, и математические модели работы необходимых средств разработаны и реализованы автором лично. Под непосредственным руководством и участии автора разработаны экспериментальные стенды и установки, проведены все лабораторные и производственные испытания, обработаны экспериментальные данные, апробированы результаты исследования и подготовлены основные публикации по теме диссертации.

Положения, выносимые на защиту:

- 1 Научное обоснование целесообразности и возможности оперативного диагностирования технического состояния дизелей по их часовым расходам топлива.

- 2 Метод оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры с использованием самого дизеля в качестве регулировочного стенда топливной аппаратуры.

- 3 Способ приспособления дизелей для использования их в качестве регу-

лировочного стенда топливной аппаратуры и конструкции средств регулирования топливной аппаратуры разработанным оперативным методом.

4 Метод оперативного диагностирования технического состояния дизелей с использованием показателей работы их топливной аппаратуры, отрегулированной разработанным оперативным методом.

5 Методика оперативного регулирования топливной аппаратуры и диагностирования технического состояния дизелей.

6 Технология непрерывного контроля эксплуатационных параметров работы дизелей с использованием системы спутникового мониторинга.

7 Результаты внедрения в производство методов, средств и методик оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и диагностирования технического состояния дизелей.

8 Оценка технико-экономической эффективности применения предложенных мероприятий.

Достоверность научных положений и результатов работы подтверждена:

- экспериментальной проверкой с использованием стандартных пакетов прикладных программ и апробацией в условиях эксплуатации многих предприятий;

- высокой точностью использованных средств измерения;

- отсутствием противоречий между предложенными мероприятиями и результатами работ ведущих ученых в данном и смежных направлениях исследований.

Апробация работы. Результаты исследований рассмотрены и одобрены на ежегодных научно-практических конференциях Российского ГАУ-МСХА, Санкт-Петербургского ГАУ, Башкирского ГАУ, Казанского ГАУ, Оренбургского ГАУ, научно-технических советах Министерства сельского хозяйства РБ и ГУСП «Башсельхозтехника» РБ. Разработанные устройства демонстрировались на специализированных выставках «Агрокомплекс - Уфа» и отмечены дипломами и медалями Министерства сельского хозяйства РБ, Торгово-промышленной палаты РБ и Башкирской выставочной компании.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 58 научных работ, в том числе 18 в рецензируемых научных изданиях, 5 в работах, индексируемых в международных базах Scopus и Web of Science, 1 монография (14,79 п.л.), изданная при содействии Фонда поддержки научных исследований Академии наук Республики Башкортостан и 2 рекомендации производству, одобренные и рекомендованные к публикации секцией по внедрению современных средств механизации и электрификации в сельхозпроизводство научно-технического совета Министерства сельского хозяйства РБ; получены 4 патента на изобретение, 1 на полезную модель и 5 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 315 наименований. Изложена на 266 страницах машинописного текста, включающих 99 рисунков и 48 таблиц. В трех приложениях на 52 страницах приведены документы, отражающие уровень практического использования результатов исследований, и отдельные копии технической документации.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, указаны её научная новизна и практическая ценность, перечислены выносимые на защиту основные результаты исследований.

В первой главе «Состояние проблемы, цели и задачи исследований» проанализированы результаты работ известных ученых научно-исследовательских институтов и ВУЗов по методам диагностирования технического состояния дизелей.

Техническое состояние дизелей в настоящее время оценивают по их индикаторному η_i , механическому η_m и эффективному η_e КПД, определяемым по отношениям их мощностей

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_T}; \quad (1)$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_m} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i}; \quad (2)$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{N_e}{N_T} = \frac{N_i - N_m}{N_T}, \quad (3)$$

где $N_{i(m, e \text{ и } T)}$ – мощности индикаторная (i), механических потерь (m), эффективная (e) и соответствующая часовому расходу топлива дизеля (T), Вт.

Мощности, входящие в приведенные выражения, определяются способами, указанными на рисунке 1. Расчетные методы не всегда оказываются достаточно точными. Поэтому в большинстве случаев используются экспериментальные методы, основанные на использовании специальных сложных тормозных установок.



Рисунок 1 Методы определения мощностей дизеля

В условиях эксплуатации сложные тормозные установки не могут использоваться и техническое состояние дизелей зачастую оценивают по субъективно и трудно определяемым факторам – тяговому усилию и расходу топлива машины. При этом во многих случаях оценки оказываются не объективными и многие дизели продолжают работать с перерасходом топлива и высокой токсичностью отработавших газов или необоснованно ремонтируются.

Предлагали в условиях эксплуатации определять механический КПД, используя сам дизель в качестве тормозной установки при работе его на части цилиндров в сочетании с применением специального тормозного устройства малой

В условиях эксплуатации сложные тормозные установки не могут использоваться и техническое состояние дизелей зачастую оценивают по субъективно и трудно определяемым факторам – тяговому усилию и расходу топлива машины. При этом во многих случаях оценки оказываются не объективными и многие дизели продолжают работать с перерасходом топлива и высокой токсичностью отработавших газов или необоснованно ремонтируются.

мощности (Н.С. Ждановский). В качестве тормозного устройства малой мощности некоторые рекомендовали использовать относительно простые догрузочные устройства, основанные на дросселировании газов на выпуске (Б.А. Улитовский), декомпрессировании выключенных цилиндров (В.М. Шубин), нагружении системы смазки (С.А. Иофинов) и т.д. Предложенные методы оказались довольно сложными, трудоемкими, недостаточно точными и практического применения не получили.

С учетом существенного влияния топливной аппаратуры (ТА) на техническое состояние дизеля предлагались и способы, основанные на её регулировании на дизеле (Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка), поэлементным диагностированием и восстановлением ТА (Московский государственный агроинженерный университет) и др. Но и эти методы не нашли практического применения из-за их недостаточного совершенства.

Проблему оперативного диагностирования технического состояния дизелей можно было бы решать определением их механического КПД по расходам топлива, не требующим сложных тормозных устройств. Однако при этом возникает проблема обеспечения одинаковой пропорциональности мощностей этим расходам топлива.

Во второй главе **«Теоретико-экспериментальное и методологическое обоснование и разработка метода оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры дизелей»** рассмотрен разработанный метод оперативного диагностирования и регулирования ТА непосредственно на дизеле при работе его на холостом ходу на части цилиндров с номинальными частотой вращения коленчатого вала и цикловой подачей топлива (патент на изобретение за №2668589). Предложенный метод в начале разрабатывался применительно к дизелям с ТА непосредственного действия, получившей наибольшее распространение, но трудно поддающейся диагностированию и регулированию в условиях эксплуатации. В Республике Башкортостан, например, из общего количества 14235 тракторов (на 01.01.2022 г.) такими дизелями оборудованы 13428 (т.е. 94,3 %). ТА непосредственного действия дешевле, не требовательна к качеству используемого топлива и вероятно ещё долгие годы окажется востребованной сельскохозяйственным производством.

Научной основой предлагаемого метода стал анализ выполняемых сельскохозяйственными агрегатами технологических операции, проведенный с использованием общей информационной модели их работы, рассмотренной в виде трехпарной динамической системы – ТА и дизель, дизель и в целом машина, и машина и обслуживаемый агрегат.

В соответствии с темой подробно рассматривалась указанная на рисунке 2 первая пара системы ТА–дизель. Характеризующими её работу входными параметрами являются положения рейки ТНВД и его кулачкового вала относительно коленчатого вала дизеля и давление впрыска топлива, а выходными – мощность дизеля и его удельный расход топлива. Входные параметры формируются при регулировке ТА, а при работе на дизеле корректируются в широких пределах машинистом, а в относительно узких – регулятором ТНВД.

Оптимальные значения управляемых входных параметров топливоподачи

$\bar{x}$ ($x_1, x_2, \dots, x_i$) обеспечиваются исходя из требуемых значений выходных параметров дизеля $\bar{y}$ ($y_1, y_2, \dots, y_i$) с учетом дестабилизирующего (возмущающего) фактора – нагрузки на дизель N со стороны второй пары системы (дизель и в целом машина). Управляющий механизм U формирует усилия на входах исполнительных механизмов I и обеспечивает соответствующие режиму работы ТА их положения.

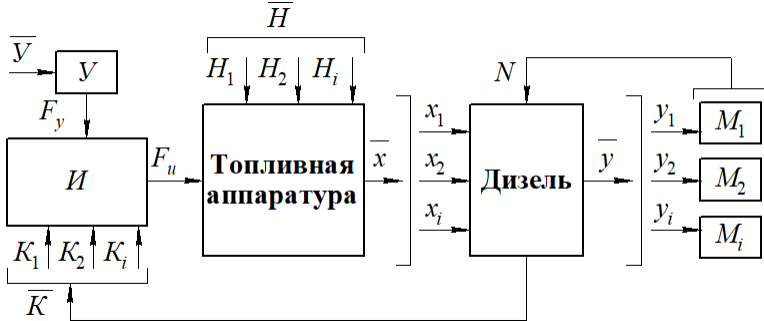


Рисунок 2 Информационная модель функционирования пары ТА-дизель при работе с нагрузкой, создаваемой агрегатом: $\bar{x}$ ($x_1, x_2, \dots, x_i$) – управляемые извне и корректируемые дизелем входные параметры топливоподачи; $\bar{y}$ ($y_1, y_2, \dots, y_i$) – выходные параметры дизеля; N – возмущающая (дестабилизирующая) нагрузка; U и I – действующие на ТА управляющие и исполнительные механизмы; M – механизмы систем и агрегатов; F_y и F_u – усилия, вырабатываемые управляющими и исполнительными механизмами; $\bar{y}$, $\bar{H}$ и $\bar{K}$ – управляемые извне, неуправляемые и корректируемые параметры

p_e и опережение впрыска ϕ ; а выходных $\bar{y}$ – частота вращения коленчатого вала n , мощность N_e и удельный эффективный расход топлива g_e .

С изменением нагрузки на машину меняются режимы работы как дизеля, так и его ТА и, как следствие, их выходные параметры.

Неуправляемым параметрами $\bar{H}$ являются техническое состояние ТА, природно-климатические условия и качественные параметры топлива. К корректируемым входным параметрам $\bar{K}$ относятся скоростной и нагрузочный режимы работы дизеля.

Выходные параметры ТА определяются её техническим состоянием. Соответствие их предъявляемым требованиям определяется нахождением в пределах допустимого диапазона погрешностей

$$\bar{x}(t) = \bar{x}_\phi(t) \pm \Delta, \quad (5)$$

Допускаемые отклонения функционирования ТА от требуемых могут определяться в виде векторной функции, представляющей из себя модель ошибок и отказов

$$\bar{x}_\phi(t) \in \left| \bar{x}_\phi(t) \right|_{\text{дон}}. \quad (6)$$

В общей постановке задачи работы совершенствование процесса топливоподачи сводится к снижению неравномерности её параметров

$$\bar{x}_\phi(t) - \left| \bar{x}_\phi(t) \right|_{\text{дон}} \rightarrow 0. \quad (7)$$

Неравномерность параметров топливоподачи зависит как от конструктивных, так и технологических факторов.

В целом пара ТА-дизель представляет сложную электронно управляемую

Система уравнений, описывающая взаимосвязь входных и выходных параметров, записывается с учетом нагрузки на дизель в виде

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= f_1(N, y_1, y_2, \dots, y_i); \\ &\dots \\ x_i &= f_i(N, y_1, y_2, \dots, y_i). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для упрощения рассматривались только основные существенно влияющие параметры модели: из числа управляемых входных $\bar{x}$ – цикловая подача g_u , межсекционная неравномерность топливоподачи δ , давление

гидромеханическую систему, элементы которой тесно увязаны и взаимодействуют друг с другом. Поэтому они должны диагностироваться и регулироваться при совместной работе, или в крайнем случае её ТА должна регулироваться в условиях, максимально приближенных к условиям её работы на дизеле.

С учетом этого обстоятельства был разработан метод оперативного диагностирования и регулирования ТА с использованием самого дизеля в качестве регулировочного стенда при работе его на холостом ходу на части цилиндров с номинальными частотой вращения и цикловой подачей топлива. Схема функционирования дизеля при таком его использовании приведена на рисунке 3.

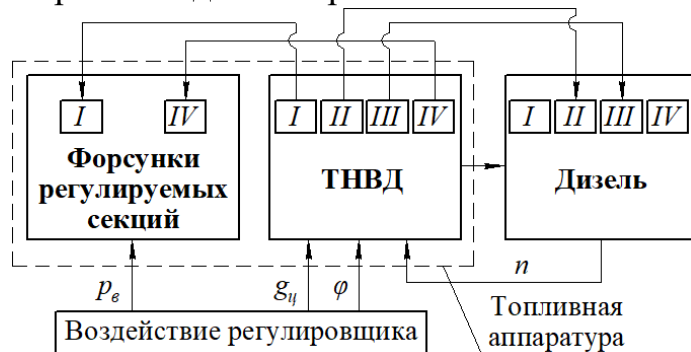


Рисунок 3 Схема функционирования дизеля (четырёхцилиндрового) при использовании его в качестве регулировочного стенда ТА: $g_{ц}$ и φ – цикловая подача и опережение впрыска топлива; p_v и n – давление начала впрыска топлива форсункой и частота вращения коленчатого вала дизеля; I, II, III, IV – номера цилиндров и соответствующих им секций ТНВД и форсунок

Необходимая для регулирования ТА номинальная частота вращения обеспечивается пропуском впрысков в работающие цилиндры. Секции ТА не работающих цилиндров регулируются при работе их с впрыском топлива в камеру с противодавлением, аналогичным цилиндру при впрыске топлива. После этого отрегулированные секции ТА устанавливаются на свои места, а секции работавших цилиндров снимаются для регулирования и операции повторяются.

Основными необходимыми устройствами для предлагаемого метода регулирования ТА оказываются сам дизель, устройство пропуска впрысков (УПВ) и камера противодавления впрыскам (КПВ).

Для определения ориентировочного количества работающих на холостом ходу цилиндров дизеля предложено следующее новое выражение

$$i_{xx} = (1 - \eta_m) \cdot i, \quad (8)$$

где i_{xx} и i – числа цилиндров, работающих на холостом ходу и номинальном режиме;

η_m – ожидаемый механический КПД дизеля.

Для четырехтактных дизелей и встречающихся на практике значениях механического КПД (0,70...0,88) входящие в выражение (8) числа работающих цилиндров приведены в таблице 1.

Таблица 1 Зависимость числа работающих на холостом ходу цилиндров i_{xx} от общего их количества i и механического КПД η_m

Механический КПД η_m	Число цилиндров					
	общее i	1	2	4	6	8
0,70...0,88	работающих на холостом ходу i_{xx}	0,30...0,12	0,60...0,24	1,20...0,48	1,80...0,72	2,40...0,96

Как видно, числа работающих цилиндров состоят из целых чисел и их до-

лей. Целые числа соответствуют количеству цилиндров, работающих без пропуска впрысков, а доли – впрысков в цилиндр, работающий с пропуском впрысков. Например, при $\eta_m = 0,70$ число 1,20 указывает, что один цилиндр работает без пропуска впрысков, а другой – с 20 % впрысков (с пропуском 80 % впрысков), а у оставшихся третьего и четвертого цилиндров выключены все впрыски топлива. Получается, что при любом дизеле (любых числах его цилиндров i и значениях η_m) с частичным пропуском впрысков будет работать только один цилиндр, т.е. УПВ следует оборудовать только одну секцию ТА.

Предлагаемая схема УПВ представлена на рисунке 4. Основным его элементом является электрогидроуправляемый перепускной клапан типа SPILL VALVE фирмы DENSO.

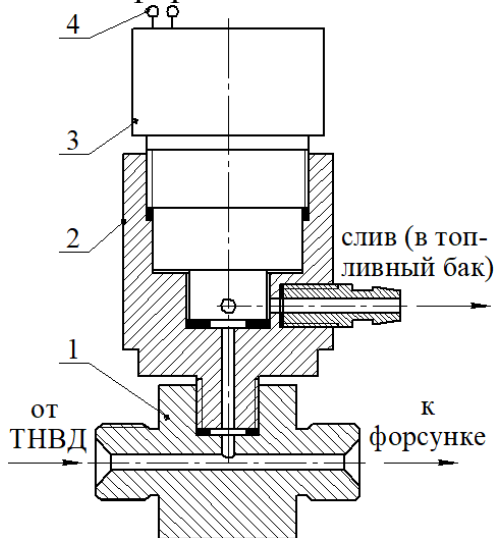


Рисунок 4 Схема УПВ: 1 – тройник; 2 – гнездо для перепускного клапана; 3 – клапан типа SPILL VALVE; 4 – клеммы

При открытом положении клапана 3 топливо, подаваемое ТНВД, сливается в бак (впрыск пропускается), а при его закрытии (подачей напряжения клеммам 4) впрыскивается в цилиндр дизеля. Работой клапана управляет разработанный электронный блок, работающий по предложенному алгоритму (на него получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ за №2018616015).

Схема оборудования четырехцилиндрового четырехтактного дизеля с порядком работы цилиндров 1-3-4-2 и ТНВД непосредственного действия для использования его в качестве регулировочного стенда ТА представлена на рисунке 5.

На точность регулирования цикловой подачи (межсекционной неравномерности топливоподачи) ТА при разработанном методе могут повлиять неизбежные при пропуске впрысков колебания частоты вращения коленчатого вала дизеля. В соответствии с требованиями ГОСТа 10578-2020 средняя частота вращения вала регулировочного стенда при любой постоянной допускаемой нагрузке (мощности) дизеля не должна выходить за пределы $\pm 0,25 \%$ при частоте выше 800 мин^{-1} и $\pm 2 \text{ мин}^{-1}$ – ниже 800 мин^{-1} (за период не менее 1 мин.), а циклические изменения мгновенной частоты вращения приводного вала под действием циклического крутящего момента испытуемого ТНВД не должны превышать 1 % от пика до пика.

Возможные колебания частоты вращения дизеля при разработанном методе диагностирования и регулирования ТА исследовались на дизеле 4Ч11/13 номинальной мощностью $N_e = 45,6 \text{ кВт}$ (при частоте $n_n = 1750 \text{ мин}^{-1}$) с порядком работы цилиндров 1-3-4-2 и ТНВД непосредственного действия.

Тахограмма частоты вращения коленчатого вала дизеля при работе его на двух цилиндрах с пропуском впрысков в один из работающих приведена на рисунке 6. Как видно, частота вращения дизеля колебалась в интервале от 1747,8 до $1752,6 \text{ мин}^{-1}$, т.е. колебания ($4,8 \text{ мин}^{-1}$) не превышали 0,27 % и соответствовали

требованиям ГОСТа. Незначительность колебаний является результатом большого момента инерции подвижных деталей дизеля.

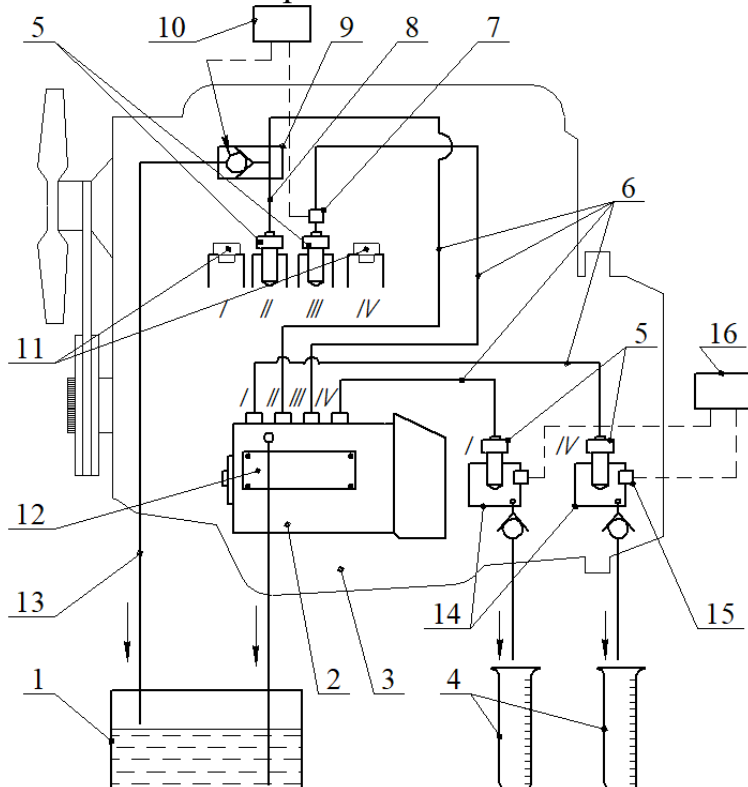


Рисунок 5 Схема оборудования четырехцилиндрового дизеля для использования его в качестве регулировочного стенда ТА разработанным оперативным методом: 1 – топливный бак; 2 и 12 – ТНВД и люк с крышкой; 3 – дизель; 4 – накопительные емкости (мензурки); 5 – форсунки; 6 и 8 – топливопроводы высокого давления; 7 и 15 – датчики давления; 9 и 10 – УПВ и его электронный блок; 11 – пробки для заглушки отверстий головки от снятых форсунок; 13 – сливной трубопровод; 14 и 16 – КПВ и его электронный блок, I, II, III, IV – номера цилиндров и соответствующих им секций ТНВД и форсунок

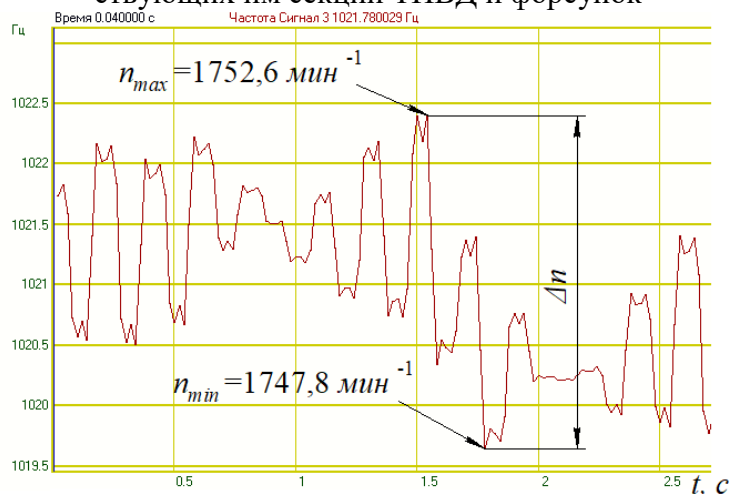


Рисунок 6 Тахограмма частоты вращения коленчатого вала дизеля 4Ч11/13 при работе его на двух цилиндрах (с пропуском впрысков в один из работающих цилиндров)

Из других факторов, которые могут повлиять на качество регулировки ТА, следует выделить температуру топлива, повышающуюся на дизеле из-за его нагретых деталей. Выяснилось, что при увеличении её от 20 до 70 °С цикловая подача в среднем по всем секциям уменьшается на 2,6 мм³ (на 3,6 %). Вполне очевидно, что это является результатом снижения вязкости топлива и гидравлической неидентичности секций ТА (обусловленных неидентичностями форсунок, топливопроводов, прецизионных клапанных и плунжерных пар ТНВД и др.).

Возрастание температуры топлива при разработанном методе, приближающее условия регулировки ТА к условиям её работы на дизеле, может считаться очередным преимуществом разработанного метода.

КПВ обеспечивает противодействие впрыскам топлива, соответствующее индикаторной диаграмме, представленной на рисунке 7 (а) – к началу впрыска p_0 , а по мере впрыска возрастающее сначала как в процессе сжатия (I период), а затем как в процессе сгорания (II).

Для упрощения анализа работы и расчета КПВ участки индикаторной диаграммы, соответствующие I и II периодам процесса сгорания

ния топлива, линеаризовались, как показано на рисунке 7 (б), линиями 0-1 и 1-2. Возможна и более грубая линеаризация – по 0-3, проводимая обеспечением равенства площадей F_1 и F_2 , определяя давление p_3 по предложенному новому выражению

$$p_3 = \frac{p_0 \cdot \psi - p_0 \cdot \tau + p_1 \cdot \tau + p_2 \cdot \tau - p_2 \cdot \psi}{\tau}. \quad (9)$$

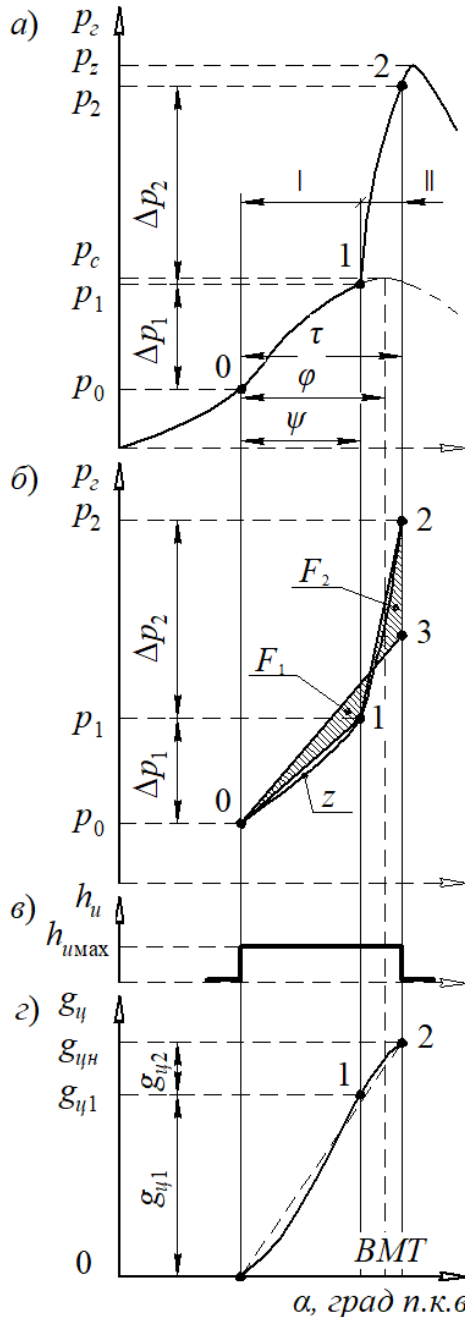


Рисунок 7 Условная индикаторная диаграмма дизеля (а) и соответствующие ей участки создаваемого противодавления в КПВ (б), ход иглы распылителя форсунки h_u (в) и действительная (сплошная линия) и линеаризованная (штриховая) интегральные характеристики впрыска топлива (г): точки 0 и 1 и 2 соответствуют моментам начал впрыска и горения топлива и окончания впрыска; линия 0-3 – усредненная характеристика работы КПВ; z – противодавление, создаваемое конической пружиной; I и II – периоды процесса сгорания топлива; p_c и p_z – давления газов в цилиндре в концах их сжатия и горения; p_0 и p_2 – давления в камере в моменты начала и конца впрыска топлива; p_1 – давление в начале самовоспламенения топлива (резкого возрастания давления в цилиндре); Δp_1 и Δp_2 – нарастания давления газов по периодам процесса сгорания; $h_{u\max}$ – максимальный ход иглы распылителя форсунки; $g_{ц1}$ и $g_{цн}$ – цикловые подачи топлива, поступившие в цилиндр дизеля к концам I и II периодов; ϕ и τ и ψ – опережение и продолжительность впрыска и период задержки самовоспламенения топлива; ВМТ – верхняя мертвая точка поршня дизеля

Возможные схемы выполнения КПВ приведены в таблице 2. Общая их особенность – создание противодавления впрыскам самим впрыскиваемым топливом. Характер изменения противодавления впрыскам, определяемый индикаторной диаграммой дизеля, обеспечивается интегральной характеристикой впрыска ТА и особенностями конструкции КПВ.

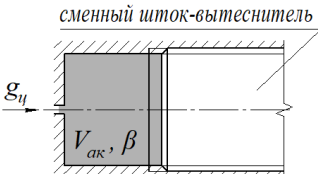
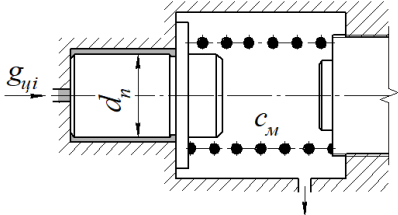
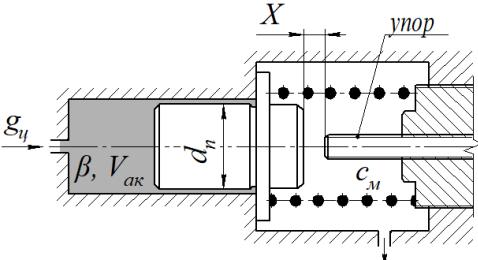
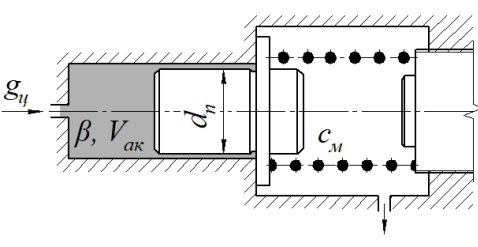
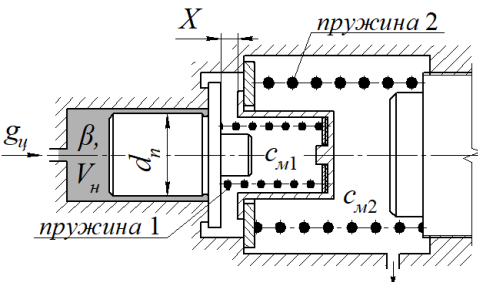
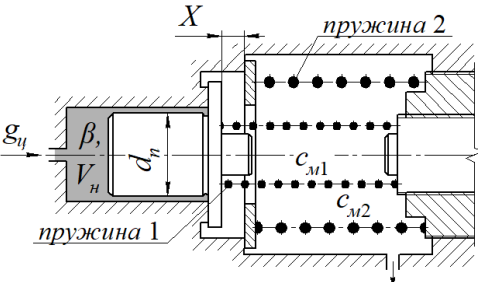
Схема 1 таблицы 2 соответствует простейшей гидравлической КПВ, представляющей заполненный топливом замкнутый объем $V_{ак}$ (изображен затемнением). Впрыскиваемое топливо в

ней накапливается за счет сжимаемости топлива аккумулятора, а противодавление впрыскам возрастает тем интенсивнее, чем меньше объем топлива аккумулятора. С учетом цикловой подачи регулируемой ТА этот объем может корректироваться сменой указанного на рисунке штока-вытеснителя.

При плунжерных аккумуляторах (схемах 2...6) характер изменения противодавления в КПВ определяется прецизионной плунжерной парой (диаметром плунжера) и жесткостью пружины. Из-за использования плунжера и ряда других деталей в их внутренней полости всегда будет присутствовать объем топлива V_n , названный неустраняемым. К концу впрыска к нему добавляется объем цикловой

подачи, находящийся в тракторных дизелях в пределах $50...170 \text{ мм}^3$. Из-за неустраняемого объема и цикловой подачи механический аккумулятор только в идеальном случае может быть «чисто» механическим. В реальных условиях он всегда оказывается комбинированным гидромеханическим.

Таблица 2 Схемы и эластичности аккумуляторов топлива КПП

№ схемы	Тип	Вид	Схема выполнения (положение плунжера соответствует моменту начала впрыска топлива)	Эластичность $\mathcal{E}_{ак}$, соответствующая концам периодов впрыска топлива (процесса сгорания), $\text{м}^3/\text{Па}$ ($\text{м}^5/\text{Н}$)
1	простейшие	гидравлический		II периода $\beta \cdot (V_{ак} + g_{ц})$
2		плунжерный механический		II периода $\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m}$
3	комбинированные плунжерные гидромеханические	с одной пружиной, работающей в I периоде		I периода (до выбора зазора X) $\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m} + \beta \cdot (V_{ак} + g_{ц} \cdot \sigma)$ II периода $\beta \cdot (V_{ак} + g_{ц})$
4				I периода (до включения пружины в работу) $\beta \cdot (V_{ак} + g_{ц} \cdot \sigma)$ II периода $\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m} + \beta \cdot (V_{ак} + g_{ц})$
5		последовательно		I периода (до выбора зазора X) $\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot (V_n + g_{ц} \cdot \sigma)$ II периода $\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m2}} + \beta \cdot (V_n + g_{ц})$
6		последовательно-параллельно		I периода (до выбора зазора X) $\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot (V_n + g_{ц} \cdot \sigma)$ II периода $\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} + \beta \cdot (V_n + g_{ц})$

Примечания к таблице:

- d_n – диаметр плунжера, м; c_m и c_{m1} и c_{m2} – жесткости пружин (индексы относятся к первой и второй пружинам), Н/м; g_u и g_{u1} и g_{u2} – цикловые подачи топлива общая и поступившие в I и II периодах процесса сгорания, м³; $V_{ак}$ и V_n – объемы аккумулятора (камеры впрыска) и неустраняемый, м³; β – коэффициент сжимаемости топлива, Па⁻¹; X – рабочий ход первой пружины до начала работы второй, м; σ – фактор динамичности цикла топливоподачи;

- при схеме 2 условно считалось, что неустраняемый объем аккумулятора пренебрежимо мал, а топливо представляет из себя не сжимаемую жидкость.

Вместо цилиндрической пружины при механических аккумуляторах (по схемам 2, 3 и 4) может использоваться и коническая. Она интересна тем, что её жесткость и, как следствие, противодействие впрыскам возрастает по мере сжатия, как и давление газов в цилиндре, криволинейно (по линии z рисунка 7).

Максимального приближения давления в аккумуляторе к цилиндровому можно достичь, выполняя его в виде двухэлементных аккумуляторов с различными жесткостями, при которых первый с меньшей жесткостью работает на линии сжатия – 0-1 (рисунка 7, б), а второй с большей жесткостью – сгорания 1-2.

При схеме 3 гидравлический элемент аккумулятора работает постоянно, а механический (пружина) – только в I периоде (до выбора зазора X). II период начинается после выбора зазора (выключения пружины), когда продолжает работу только гидравлический элемент аккумулятора.

Может рассматриваться и вариант работы по схеме 4, при которой в отличие от предыдущего упор отсутствует, и в зависимости от предварительного затыга пружины гидравлический и механический элементы аккумулятора могут работать параллельно или гидравлический постоянно, а механический – только во II периоде.

Двухпружинные механические аккумуляторы могут выполняться с расположением пружин по двум вариантам (схемам 5 и 6). При обоих вариантах в начале (до выбора зазора X) работает первая пружина с меньшей жесткостью. После выбора зазора она выключается и вступает в работу более жесткая вторая пружина (схема 5) или продолжает работать параллельно со второй пружиной (схема 6). Получается, что при первом варианте (схема 5) первой пружиной совместно с гидравлическим элементом аккумулятора создается давление, аналогичное давлению в цилиндре в процессе сжатия газов (I период), а со второй – в процессе сгорания топлива (II). При схеме 6 давление во II периоде создается совместной работой первой и второй пружин. Эта схема представляется предпочтительной в связи с тем, что вторая пружина получается менее жесткой и проще осуществляется регулировка предварительного затыга первой пружины.

Аккумуляторы, похожие по схемам выполнения представленным в таблице 2, используются в аккумуляторных системах топливоподачи судовых и автотракторных дизелей и свободнопоршневых генераторах газа. Однако схожесть эта чисто внешняя. Дело в том, что в топливных системах они используются для впрыска топлива, когда больше давление впрыска, тогда лучше оказывается процесс смесеобразования и сгорания топлива. С учетом этого обстоятельства расчет их проводится по жесткости аккумуляторов

$$C_{ак} = \Delta p / \Delta V, \quad (10)$$

где Δp – снижение давления в аккумуляторе к концу впрыска цикловой подачи объемом ΔV .

В аккумуляторах КПВ давление в процессе впрыска (поступления) топлива должно соответствовать индикаторной диаграмме дизеля. Это и определяет особенности их расчета и конструирования, основанные не на жесткости КПВ, а наоборот её гибкости, оцениваемой введенным новым, обратным жесткости параметром – эластичностью

$$\mathcal{E}_{ак} = \Delta V / \Delta p. \quad (11)$$

Эластичность представляет отношение объема поступившего топлива в аккумулятор к изменению давления в нем. Для расчетов интерес представляют эластичность только в концах этапов процесса сгорания топлива в связи с тем, что именно по ним определяются конструктивные параметры КПВ.

Рабочие процессы КПВ по схемам таблицы 2 состоят из процессов их зарядки и разрядки. Процесс зарядки при гидравлическом аккумуляторе по схеме 1 описывается дифференциальным уравнением, записанным с использованием сжимаемости топлива

$$\frac{dg_{ци}}{dp_i} = \beta \cdot (V_{ак} + dg_{ци}), \quad (12)$$

где $V_{ак}$ – объем аккумулятора, $м^3$;

$g_{ци}$ и p_i – текущие значения цикловой подачи топлива, поступающего в аккумулятор, и давления в аккумуляторе, $м^3$ и $Па$;

β – коэффициент сжимаемости топлива, $Па^{-1}$.

Интегрируя это уравнение для пределов изменения цикловой подачи от 0 до $g_{ци}$ и давления от p_0 до p_1 получено следующее выражение, на основе которого может описываться рабочий процесс КПВ

$$p_1 - p_0 = \frac{g_{ци}}{\beta \cdot (V_{ак} + g_{ци})}. \quad (13)$$

Знаменатель этого выражения представляет из себя эластичность гидравлического аккумулятора в конце процесса впрыска топлива.

Эластичность плунжерного механического аккумулятора по схеме 2 можно определить, считая топливо не сжимаемой жидкостью

$$\Delta p = \frac{c_m \cdot X}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}}; \quad X = \frac{g_{ци}}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}}; \quad \mathcal{E}_{ак} = \frac{g_{ци}}{\Delta p} = \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m}, \quad (14)$$

где d_n и X и c_m – диаметр и ход плунжера и жесткость его пружины, $м$ и $Н/м$.

Рассмотренный плунжерный аккумулятор из-за сжимаемости поступившего топлива в реальном случае оказывается комбинированным гидромеханическим. Если учесть, что оба его элемента работают при одних и тех же давлениях топлива, то можно установить, что сумма их эластичностей будет представлять общую эластичность комбинированного аккумулятора

$$\mathcal{E}_{ак} = \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m} + \beta \cdot (V_n + g_{ци}), \quad (15)$$

где V_n – неустраняемый объем аккумулятора, $м^3$.

Выражения для определения эластичности аккумуляторов по схемам 3...6 таблицы 2 получены с учетом особенностей их работы.

С использованием эластичности могут записываться и математические модели работы аккумуляторов – процесс нарастания в них давления по мере поступления впрыскиваемого топлива. Для аккумулятора, например, по схеме 6 при её работе в I и II периодах индикаторной диаграммы (рисунок 7) математические модели получены в следующих видах

$$(p_{i1} - p_0) = \frac{\sqrt{\left(\beta \cdot V_n + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}}\right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} \cdot g_{\text{ци1}} - \left(\beta \cdot V_n + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}}\right)}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}}}; \quad (16)$$

$$(p_{i2} - p_1) = \frac{\sqrt{\left(\beta \cdot V_n^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})}\right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \cdot g_{\text{ци2}} - \left(\beta \cdot V_n^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})}\right)}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})}}. \quad (17)$$

где V_n^I – возросший за счет перемещения плунжера объем аккумулятора к началу II периода процесса сгорания, м^3 ;

$g_{\text{ци1}}$, $g_{\text{ци2}}$ и p_{i1} , p_{i2} – текущие значения долей цикловых подач, поступивших в КПВ в I и II периодах процесса сгорания топлива, и соответствующие им давления топлива, м^3 и Па .

Для экспериментальной проверки результатов теоретического анализа и уточнения методики расчета и проектирования аккумуляторов были разработаны три варианта КПВ. Схема КПВ первого варианта изображена на рисунке 8 (на неё получен патент на полезную модель за №179689).

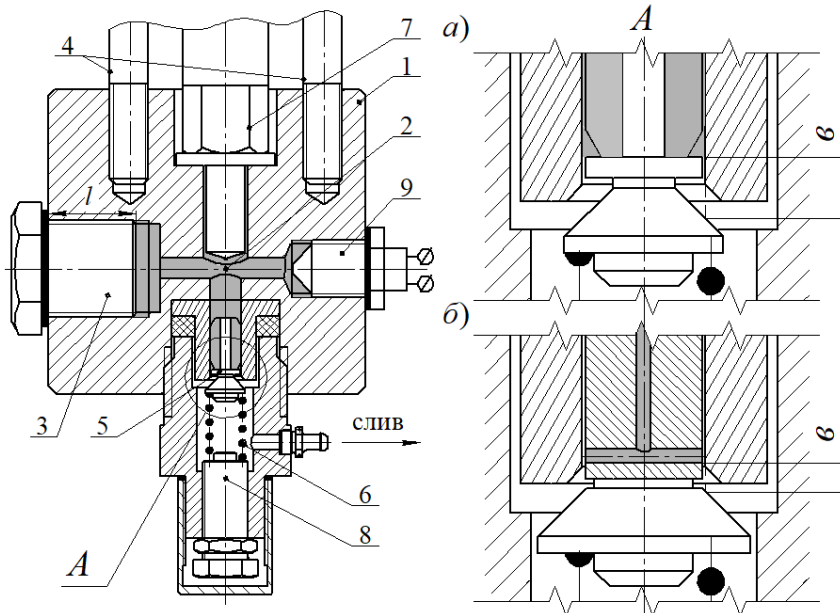


Рисунок 8 Схема опытной КПВ с плунжером по схемам (а) и (б): 1 – корпус; 2 – камера впрыска; 3 и l – сменный шток-вытеснитель и его длина; 4 – шпильки для закрепления форсунки; 5 и 6 – клапан-плунжер и его пружина; 7 – форсунка; 8 – регулировочный винт; 9 – датчик давления; δ – аккумулирующий ход плунжера

КПВ разработана применительно к дизелю 4Ч11/12,5 мощностью $N_e = 80,0 \text{ кВт}$ (при частоте вращения $n_n = 2400 \text{ мин}^{-1}$). Предназначалась она для исследований и поэтому была снабжена датчиком давления 9 и сменным штоком-вытеснителем 3 диаметром 30 мм. При изменении его длины l в пределах 5...25 мм объем аккумулятора менялся на 3,5...17,7 см^3 .

КПВ выполнена по схеме 4 таблицы 2 в виде комбинированного гидромеханического аккумулятора. Функцию гидравлического аккумулятора в ней вы-

полняет внутренний заполненный топливом объем, выделенный на рисунке затемнением, а механического – плунжер 5 с пружиной 6. На плунжер 5 возложена и функция разгрузки аккумулятора после впрыска. Остаточное давление в КПВ корректируется изменением предварительного затяга пружины 6.

Рабочий процесс КПВ с параллельной работой гидравлического и механического элементов аккумулятора изображен на рисунке 9. Он состоит из двух последовательных этапов работы КПВ, при которых плунжер:

- перемещается по мере поступления топлива и утечек его через зазоры между ним и его втулкой, преодолевая усилие пружины (штриховая линия);
- после завершения впрыска под действием пружины возвращается обратно, выжимая топливо из аккумулятора через свои зазоры и обеспечивая этим необходимое остаточное давление к очередному впрыску (сплошная).

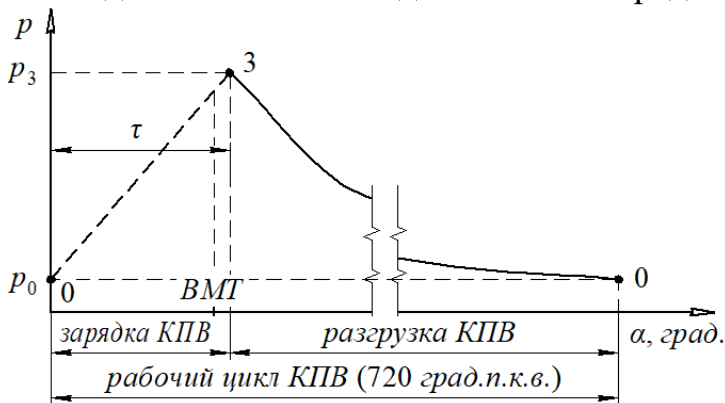


Рисунок 9 Рабочий процесс КПВ с разгрузкой выжиманием топлива через зазор между плунжером и его втулкой: τ – продолжительность впрыска

Анализ приведенных выражений и данных рисунка 9 позволил сделать следующие выводы:

- скорость нарастания давления в аккумуляторе, соответствующая скорости нарастания давления в цилиндре дизеля, при заданной характеристике впрыска может обеспечиваться за счет диаметра плунжера и жесткости его пружины;
- продолжительность разгрузки аккумулятора определяет возможное количество секций ТА, обслуживаемых одной КПВ;
- процесс зарядки аккумулятора почти в 33 раз короче процесса его разгрузки. Поэтому влиянием утечек топлива через зазоры на процесс зарядки можно пренебречь;
- невозможность совмещения момента окончания разгрузки аккумулятора с началом очередного впрыска топлива затрудняет обеспечение стабильного остаточного давления к началу очередного впрыска. Проблема была решена выполнением плунжера в виде клапана-плунжера с уплотняющим конусом, исключаяющим утечки топлива после разгрузки аккумулятора до остаточного давления. В качестве плунжера-клапана могут использоваться нагнетательные клапаны ТНВД. Их отсасывающий объем, определяемый ходом и диаметром пояска, соответствует аккумулируемому объему; у клапана ТНВД, например, ЯЗТА отсасывающий объем равен 50 мм^3 . Аккумулирующий ход клапанов ТНВД современных дизелей находится в пределах $2 \dots 20 \text{ мм}$.

В качестве плунжера-клапана 5 в опытной КПВ использовался нагнетательный клапан ТНВД УТНМ (схема (а)). В принципе мог использоваться и клапан ТНВД ЯЗТА (б), интересный тем, что при нем существенно снижается неустраняемый объем аккумулятора.

Второй вариант КПВ предназначался для производственного применения и поэтому был выполнен без штока-вытеснителя 3 (по рисунку 8) и датчика давления 9. Стенд с такой КПВ может применяться и для регулирования отдельно

форсунок (патент на изобретение за №2542648).

Третий вариант аккумулятора (по схеме б) был снабжён электронно управляемым перепускным клапаном типа SPILL VALVE фирмы DENSO и мог обслуживать несколько секций ТА (на регулировочный стенд с такой КПВ получен патент на изобретение за №242937, а на алгоритмы работы его электронного блока – свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ за №2114611323 и №2014661772).

На основе полученных данных предложена методика расчета и проектирования КПВ, разработанная на основе эластичности:

- выбирается по таблице 2 схема выполнения КПВ и принимается способ её разгрузки;
- принимается диаметр плунжера, разрабатывается чертеж КПВ и по нему определяется неустраняемый объем аккумулятора;
- проводится тепловой расчет рассматриваемого дизеля и находятся давления p_0 , p_1 , p_2 и p_3 ;
- по технической характеристике дизеля вычисляется цикловая подача;
- определяется фактор динамичности топливоподачи и находятся цикловые подачи по периодам сгорания топлива;
- с использованием вычисленных давлений и цикловой подачи определяется эластичность аккумулятора;
- по эластичности определяются жёсткости и предварительные затяжки пружин КПВ.

Влияние противодействия впрыскам топлива на показатели работы ТА дизеля исследовалось с использованием разработанных стендов для регулирования форсунок и в целом ТА (на способ испытаний получен патент на изобретение за №2562349). Результаты испытаний представлены на рисунке 10.

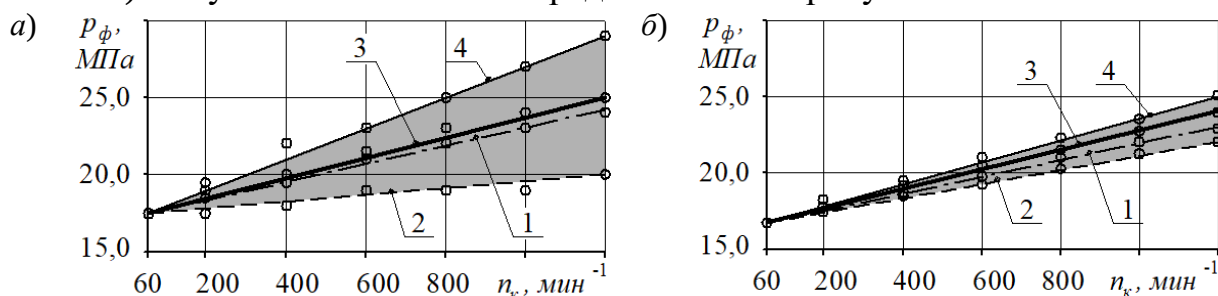


Рисунок 10 Скоростные характеристики давления начала впрыска топлива при регулировке форсунок без противодействия (а) и с начальным противодействием 3,0 МПа (б)

Как видно, при действующем методе регулирования ТА с впрыском топлива в среду с атмосферным давлением по мере увеличения частоты вращения кулачкового вала ТНВД давление впрыска форсунок p_ϕ возрастало (а), причем у каждой форсунки по-своему (из-за неидентичности их гидравлических характеристик). При регулировании с впрыском топлива в КПВ давление начала впрыска естественно снизилось, а влияние неидентичности форсунок проявлялось намного слабее (б). Из этих данных следует, что ТА и при действующих методах следует регулировать с использованием собственных форсунок и топливопроводов и с учетом противодействия впрыскам топлива.

Далее исследовалась в целом ТА, отрегулированная с противодействием впрыскам. Объем аккумулятора определялся для случая работы КПВ по линии

0-3 индикаторной диаграммы (рисунок 7) и составил $27,4 \text{ см}^3$. При разгрузке камеры впрыска плунжером-клапаном давление в нём к концу впрыска оказалось ниже требуемого. До необходимого оно было поднято (как и было выяснено при теоретическом анализе) уменьшением объёма аккумулятора до $23,9 \text{ см}^3$ (сменой штока-вытеснителя 3 по рисунку 8). После такой корректировки давления в камере к началу и концу впрыска оказались $p_0 = 3,0 \text{ МПа}$ и $p_3 = 6,4 \text{ МПа}$, т.е. разность их ($\Delta p = 3,4 \text{ МПа}$) вполне соответствовала усреднённой линии 0-3 индикаторной диаграммы дизеля. Давление начала впрыска форсунок составило $23,8 \text{ МПа}$. К концу впрыска давление снижалось до $7,4 \text{ МПа}$. Остаточное давление в топливопроводе было $5,0 \text{ МПа}$ (рисунок 11). После завершения впрыска давление в аккумуляторе плавно снижалось (благодаря выдавливанию топлива плунжером-клапаном через свои зазоры) и к концу разрядки составляло $3,0 \text{ МПа}$.

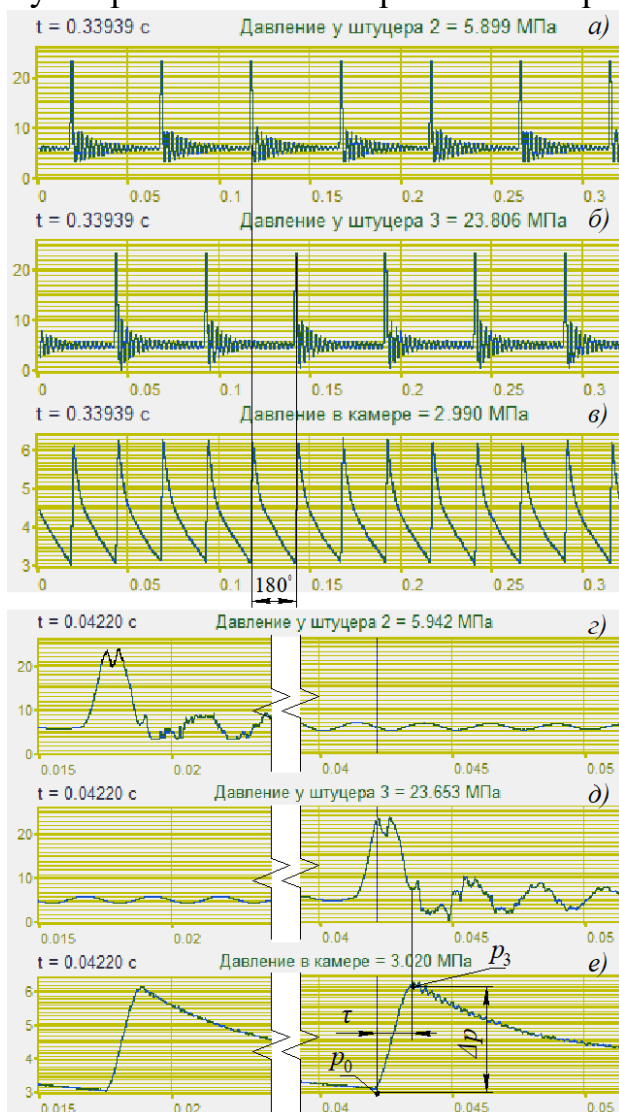


Рисунок 11 Осциллограммы давления у штуцеров форсунок II (а) и III (б) секций ТА и в КПВ (в) и соответствующие им расширенные по оси абсцисс осциллограммы (г), (д) и (е): p_0 и p_3 – начальное и конечное противо-давления впрыскам; Δp – величина нараста-ния противо-давления; τ – продолжитель-ность впрыска

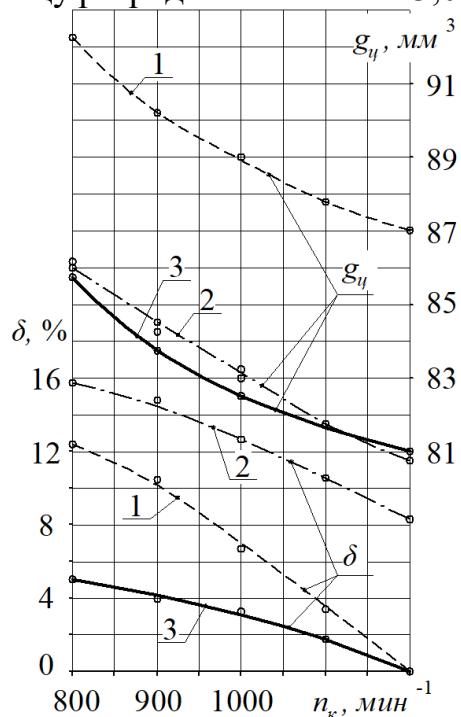


Рисунок 12 Скоростные характеристики средней по секциям цикловой подачи и суммарной неравномерности топливопо-дачи ТА

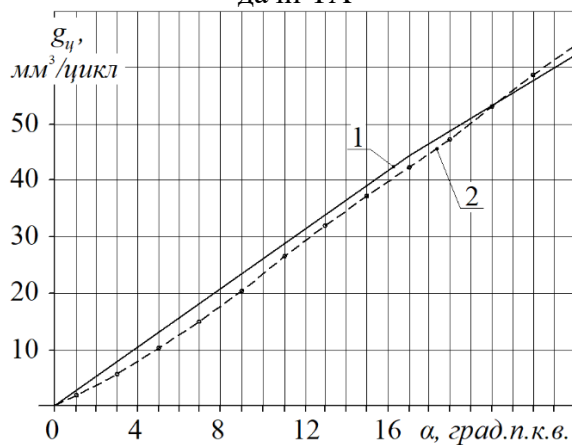


Рисунок 13 Теоретическая (1) и эксперимен-тальная (2) интегральные характеристики топливоподачи ТА дизеля 4Ч10,5/12

Скоростные характеристики ТА представлены на рисунке 12. Для случая

регулирования без противодействия впрыскам они изображены штриховыми линиями 1. При введении противодействия цикловая подача на режиме $n_k = 1200 \text{ мин}^{-1}$ снизилась на 7 %, а межсекционная неравномерность топливоподачи возросла до 8 % (штрихпунктирные линии 2).

Далее форсунки, а затем и в целом ТА регулировались на стендах с противодействием впрыскам с учетом полученных данных на пониженные давление впрыска (на 5 %) и цикловую подачу (на 7 %). Скоростные характеристики для этого случая (сплошные линии 3) оказались наилучшими.

Адекватность предложенных выражений (16) и (17) оценивалась по сходимости теоретической и экспериментальной интегральных характеристик топливоподачи дизеля 4Ч10,5/12 номинальной мощностью $N_e = 44,1 \text{ кВт}$ (при частоте вращения $n_n = 2000 \text{ мин}^{-1}$) для случая использования гидромеханического аккумулятора с последовательно-параллельно работающими пружинами по схеме 6 (таблица 2). Соотношение дисперсий полученных выборок составило 1,29, что меньше табличного значения критерия Фишера $F(0,05; 26; 26) = 1,93$ и свидетельствует об адекватности математической модели (рисунок 13).

В целом по этой главе целесообразно отметить, что разработанный метод оперативного диагностирования и регулирования ТА, основанный на использовании дизеля в качестве регулировочного стенда, успешно может использоваться в условиях как стационарных, так и эксплуатации. Поэтому его следует считать не только оперативным, но и универсальным.

В третьей главе «Диагностирование дизелей по результатам диагностирования и регулирования их топливной аппаратуры разработанным методом» описан новый метод оперативного диагностирования технического состояния дизелей по их механическому КПД, определенному, в отличие от известных, по часовым расходам топлива. До его разработки предварительно были исследованы известные методы диагностирования технического состояния на дизеле 4Ч11/13 (с использованием обкаточно-тормозного стенда КИ-1363) с тем, чтобы их положительные и отрицательные стороны учесть при доводки разрабатываемого метода.

Из приведенных выражений (1)...(3) следует, что все КПД дизелей зависят от индикаторной мощности. Отсюда напрашивается вывод, что истинное значение механического КПД может определяться лишь после предварительной тщательной регулировки их механизмов и систем, влияющих на индикаторную мощность, особенно ТА. С учетом этого предварительно были тщательно отрегулированы все системы и механизмы дизеля. Результаты регулировки ТА приведены в таблице 3.

Таблица 3 Параметры топливоподачи ТА дизеля 4Ч11/13, отрегулированной на стенде КИ-22210 по действующей методике

Частота вращения кулачкового вала ТНВД $n_k, \text{мин}^{-1}$	Цикловая подача $g_{ц}$ по цилиндрам, мм^3				Средняя цикловая подача $g_{ц,ср}, \text{мм}^3$	Межсекционная неравномерность топливоподачи δ в %, определенная по методике		
	I	II	III	IV		действующей, δ	$\delta_{ср}$	предложенной, δ_{Σ}
870 (номинальная)	73	73	73	73	73,00	0,00	0,00	0,00
800	78	75	75	76	76,00	3,92	1,32	5,26
700	83	79	78	80	80,00	6,21	1,88	7,50
620*	89	82	80	84	83,75	10,65	3,28	13,13

* режим максимального крутящего момента.

Как видно из таблицы, со снижением частоты вращения кулачкового вала ТНВД (уменьшением скорости подачи плунжера) цикловые подачи секций и неравномерность топливоподачи возрастали. Увеличение цикловой подачи объяснялось работой корректора регулятора ТНВД, а возрастание неравномерности топливоподачи – неидентичностью форсунок, топливопроводов и плунжерных и клапанных пар.

Следует отметить, что действующая методика определения межсекционной неравномерности топливоподачи правомерна только для двухцилиндровых дизелей. При большем числе цилиндров она не отражает фактическую картину общей неравномерности топливоподачи, поскольку не учитывает работу секций с подачами, отличающимися от максимального и минимального значений.

Некоторые исследователи считают, что неравномерность топливоподачи целесообразно определять в виде средней неравномерности секций δ_{cp} (таблица 3). Однако величина её (3,28 %) при этом оказывается ниже, чем при действующей методике, и не стимулирует повышение качества регулировки ТА. Более объективным и целесообразным для практического применения представляется использование не средней, а суммарной неравномерности топливоподачи секций ТА, определяемой по предложенному новому выражению

$$\delta_{\Sigma} = (\delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_i) = \left(\frac{\left| g_{\text{ц}}^1 - \frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_{\text{ц}}^i \right|}{\frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_{\text{ц}}^i} + \frac{\left| g_{\text{ц}}^2 - \frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_{\text{ц}}^i \right|}{\frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_{\text{ц}}^i} + \dots + \frac{\left| g_{\text{ц}}^i - \frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_{\text{ц}}^i \right|}{\frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_{\text{ц}}^i} \right) \cdot 100 \%, \quad (17)$$

где i – число секций ТА дизеля;

$g_{\text{ц}}^1, g_{\text{ц}}^2, g_{\text{ц}}^3 \dots g_{\text{ц}}^i$ – цикловые подачи отдельных секции ТА, $\text{мм}^3/\text{цикл}$;

δ_i – межсекционные неравномерности подачи, определенные с использованием средней по секциям, %;

$\sum_1^i g_{\text{ц}}^i$ и $\frac{1}{i} \sum_1^i g_{\text{ц}}^i$ – суммарная и средняя подачи секций ТА, $\text{мм}^3/\text{цикл}$.

По этому выражению неравномерность топливоподачи для режима максимального крутящего момента принятого для испытаний дизеля составила $\delta_{\Sigma} = 13,13 \%$ (таблица 3).

Широкую известность получил метод последовательного отключения цилиндров (Морзе), рекомендованный ГОСТом 14846-81. При нем механический КПД вычисляется с дополнительным использованием эффективной мощности. Было установлено, что несмотря на регулирование ТА на нулевую неравномерность топливоподачи (при цикловой подачи 73 мм^3) на номинальном режиме работы цилиндры индикаторные мощности существенно отличались: $15,7 \text{ кВт}$ (была у I цилиндра), $15,0$ (II) и $14,2$ (III и IV). При этом ширина поля их разброса составила $1,5 \text{ кВт}$. Мощность дизеля в целом, определенная в виде суммы индикаторных мощностей цилиндров, составила $N_i = 15,7 + 15,0 + 14,2 + 14,2 = 59,1 \text{ кВт}$, а механический КПД при эффективной мощности $45,6 \text{ кВт}$ оказался $\eta_{\text{м.ср}} = 45,6/59,1 = 0,772$. Если считать, что цилиндры мощности были пропорциональны цикловым подачам топлива, то получается, что несмотря на отрегулированные на стенде одинаковые значения при работе на дизеле они существенно отличались – составили по I цилиндру – $77,57 \text{ мм}^3$, II – $74,11 \text{ мм}^3$ и III и IV – $70,16 \text{ мм}^3$.

Регулирование ТА с противодавлением впрыскам существенно снижало выявленную степень неравномерности топливоподачи по цилиндрам (сужало разброс индикаторных мощностей до $1,1 \text{ кВт}$) и, как следствие, повышало механический КПД с $0,772$ до $0,786$.

Определенная методом Морзе индикаторная мощность оказывается завышенной из-за того, что не учитывает снижение механических потерь при отключении цилиндров. Для получения объективных данных при отключении цилиндров следует по возможности сохранять механические потери. Заметим для примера, что при снятии форсунок следует заглушить отверстия в головке дизеля и не прекращать впрыски (продолжая их в отдельную емкость). Это особенно важно для дизелей с насосами распределительного типа, при которых отключение подачи любой секции резко снижает подачу следующей и, как следствие, резко повышает неравномерность топливоподачи.

Метод прокручивания коленчатого вала электродвигателем, тоже рекомендуемый ГОСТом 14846-81, исследовался с использованием электродвигателя обкаточно-тормозного стенда. Мощность электродвигателя стенда оказалась недостаточной для прокручивания дизеля на номинальной частоте вращения (прокручивать можно было только до частоты 960 мин^{-1}). При этом выяснилось, что момент сопротивления дизеля незначительно зависит от частоты проворачивания коленчатого вала и составляет $74,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Мощность механических потерь на номинальной частоте вращения, определенная с учетом постоянства момента сопротивления дизеля экстраполированием, составила $13,55 \text{ кВт}$. Механический КПД дизеля при этом получился $\eta_m = 0,771$ (по выражению (2)).

Положительная особенность метода – позволяет определять потери на привод отдельных механизмов и систем дизеля. Например, потеря мощности на привод ТА при нем определится как разница между мощностями, потребляемыми электродвигателем при прокручивании с впрыском топлива и без него. При наших опытах у дизеля 4Ч11/13 она составила $1,2 \%$ от индикаторной мощности дизеля ($0,71 \text{ кВт}$).

Недостатки метода те же, что и у Морзе – завышенность результатов из-за того, что дизель прокручивается вхолостую без впрыска топлива (т.е. также при отсутствии давления сгорания топлива и пониженных затратах на привод ТА).

При одинарном выбеге (Малеева) мощность механических потерь определяется по энергии, накопленной подвижными деталями дизеля (по угловому замедлению вращения коленчатого вала).

Суммарный момент инерции принятого для испытаний дизеля по расчетам был $J = 1,22 \dots 1,29 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Среднее угловое замедление получилось $\varepsilon_{xx} = 60,03 \text{ с}^{-2}$, а угловая скорость вращения коленчатого вала на номинальном режиме составила $\omega = 183,1 \text{ с}^{-1}$. В соответствии с этим мощность механических потерь оказалась в пределах $N_m = (1,22 \dots 1,29) \cdot 183,1 \cdot 60,03 = 13,41 \dots 14,18 \text{ кВт}$, а механический КПД получился $\eta_m = 0,763 \dots 0,773$.

Недостатки метода – сравнительно низкая точность.

При двойном выбеге (ЦНИДИ) первый выбег проводится без внешней нагрузки (как при одинарном), а второй – с внешней нагрузкой, и механический КПД определяется по выражению

$$\eta_m = (tg\alpha_n - tg\alpha_{xx}) / tg\alpha_n, \quad (18)$$

где tga_n и tga_{xx} – тангенсы угловых замедлений при выбегах с нагрузкой и без нагрузки.

Недостатки метода – точность его несколько снижается из-за трудности определения тангенсов углов. Повысить её можно, вычисляя механический КПД по следующему выражению, полученному на основе выражения (18)

$$\eta_m = (t_{xx} - t_n) / t_{xx}, \quad (19)$$

где t_{xx} и t_n – продолжительности остановки коленчатого вала дизеля при выбегах без нагрузки и под нагрузкой, с.

Механический КПД при этом методе составил $\eta_m = 0,718$, т.е. оказался существенно ниже, чем при предыдущих методах. Поскольку второй выбег проводится под нагрузкой, т.е. с учетом почти всех потерь, то получается, что метод ЦНИДИ может оказаться наиболее точным, а разница между механическими КПД, определенными предыдущими методами и рассматриваемым, соответствовать не учитываемым другими методами факторам. Разница, например, между методом последовательного отключения цилиндров (0,772) и двойным выбегом (0,718) равна 0,054 (5,4 %). Поскольку, как было установлено ранее, на привод ТА расходуется 1,2 % индикаторной мощности (т.е. 0,71 кВт), то получается, что на потери индикаторной мощности на трение и привод в других механизмах составляет $5,4 - 1,2 = 4,2$ % (т.е. примерно 2,48 кВт). Если с учетом этих потерь ($0,71 + 2,48 = 3,19$ кВт) откорректировать определенную при методе Морзе индикаторную мощность (увеличить её до суммы $59,1 + 3,19$), то механический КПД получается 0,732, т.е. заметно приближается к определенному по методу ЦНИДИ. При такой корректировке и другие методы тоже приблизятся к рассматриваемому.

Метод нагрузочных характеристик (Вилланса) отличается тем, что мощность механических потерь определяется графическим экстраполированием нагрузочной характеристики часового расхода топлива. При наших экспериментах он составил $\eta_m = 0,766$ в случае регулирования ТА с впрыском топлива в среду с атмосферным давлением и $\eta_m = 0,771$ – в среду с противодавлением.

Недостатки метода – недостаточная точность, обусловленная экстраполированием нагрузочной характеристики.

Если для нахождения мощностей (индикаторной и механических потерь) использовать скоростные характеристики дизеля, то получается следующий метод, называемый методом скоростных характеристик. Особенность его – мощность механических потерь определяется на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения коленчатого вала $n_{xx} = (0,37 \dots 0,50) \cdot n_n$ (повышающей механический КПД) и меньших давлениях впрыска топлива (снижающих его). Механический КПД здесь составил для случая регулирования ТА без противодействия впрыскам $\eta_m = 0,740$ и с противодавлением $\eta_m = 0,745$.

Механический КПД при методе Н.С. Ждановского определяется по коэффициенту эффективной загрузки работающих цилиндров. При наших экспериментах он составил в случае регулирования ТА по действующей методике $\eta_m = 0,735$ и возрос до 0,740 при её регулировании с противодавлением.

Недостаток метода – большое количество измерений (сочетаний работающих и не работающих цилиндров) и сложность, обусловленная необходимостью использования хотя и малой мощности, но тормозного устройства.

Как следует из приведенных данных, при регулировании ТА по действующей методике (с впрыском топлива в среду с атмосферным давлением) механический КПД дизеля 4Ч11/13 оказался наибольшим (0,772) при методе Морзе и наименьшим (0,718) – ЦНИДИ. Средний механический КПД составил 0,753. При регулировании ТА с противодавлением впрыскам он возрос до 0,765 (из-за повышения межсекционной равномерности топливоподачи).

Общая особенность рассмотренных методов – механический КПД дизелей вычисляется по мощностям, определяемым с использованием сложных тормозных устройств.

КПД дизелей в условиях эксплуатации можно было бы определять без тормозных устройств по часовым расходам топлива

$$\eta_i = \frac{G_{ci}}{G_{ch}}; \quad (20)$$

$$\eta_m = \frac{G_{ce}}{G_{ci}} = \frac{G_{ce}}{G_{ce} + G_{cm}} = \frac{G_{ci} - G_{cm}}{G_{ci}} = \frac{G_{ch} - G_{chx}}{G_{ch}} = 1 - \frac{G_{cm}}{G_{ci}}; \quad (21)$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{G_{ce}}{G_{ch}}, \quad (22)$$

где G_{ch} (i, m и e) – часовые расходы топлива, соответствующие мощностям номинальной (n), индикаторной (i), механических потерь (m) и эффективной (e), кг/ч.

Выражения эти получены на основе выражений (1)...(3), предполагая, что часовые расходы топлива пропорциональны мощностям.

У современных дизелей часовой расход топлива на холостом ходу в среднем равен четверти расхода на номинальном режиме $G_{chx} = 0,25 \cdot G_{ch}$. В соответствии с этим получается, что

$$\eta_m = \frac{N_i - N_m}{N_i} = \frac{G_{ch} - G_{chx}}{G_{ch}} = \frac{G_{ch} - 0,25 \cdot G_{ch}}{G_{ch}} = 0,75.$$

Как видно, и при определении по часовым расходам топлива механический КПД оказывается почти таким же, как при определении по мощностям (0,753). Получается, что механический КПД действительно можно определять по часовым расходам топлива. Но при этом возникает вопрос о точности такого определения.

Возможность определения механического КПД по часовым расходам топлива анализировалась на основе разработанной информационной модели функционирования дизелей на номинальном режиме работы, изображенной на рисунке 14. Основные тепловые и механические потери происходят одновременно. На модели для удобства анализа они расположены последовательно.

Мощность N_T (в кВт), соответствующая часовому расходу топлива G_q (кг/ч), вычисленная с использованием низшей теплоты сгорания дизельного топлива (42500 кДж/кг), составила $N_T = 11,81 \cdot G_q$. Индикаторная и эффективная мощности определялись по этому соотношению с использованием индикаторного и эффективного КПД и в среднем составили $N_i \approx 5,61 \cdot G_{ch}$ и $N_e \approx 4,46 \cdot G_{ch}$.

На рисунке 14 цифры перед часовыми расходами топлива представляют из себя коэффициенты пропорциональности часовых расходов топлива мощностям. Не трудно установить, что они соответствуют величинам, обратным удельным расходам топлива $1/g = N/G_q$, т.е. $N = G_q/g$.

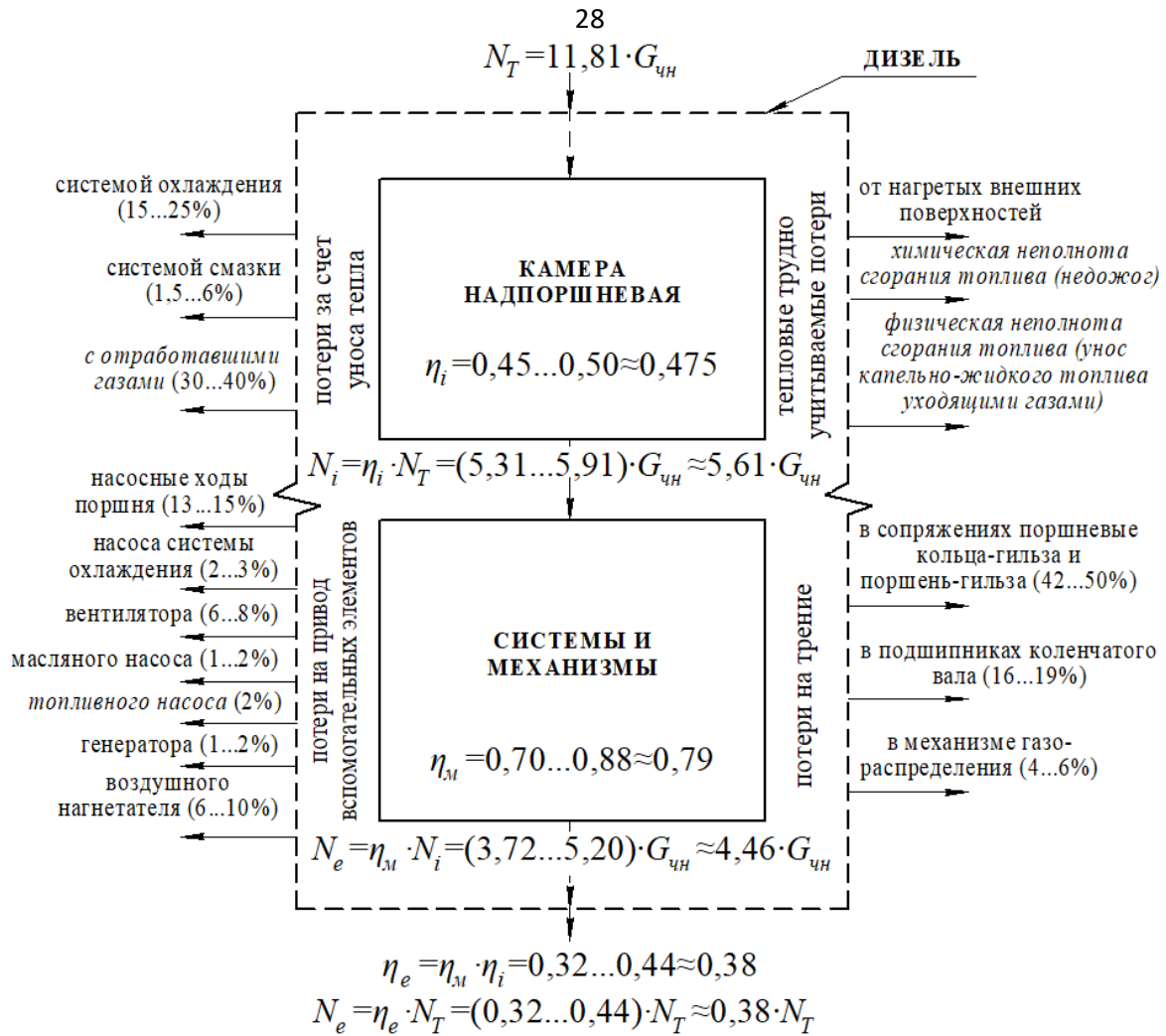


Рисунок 14 Информационная модель работы дизелей и значения энергетических параметров их технического состояния на номинальном режиме: $G_{\text{чн}}$ – номинальный часовой расход топлива (номинальная часовая производительность ТА); N_T , N_m , N_e и N_i – мощности, соответствующие общему расходу топлива, механическим потерям, индикаторная и эффективная; цифрами (в %) обозначены потери, приходящиеся на отдельные элементы (потери, зависящие от ТА, выделены курсивом)

Информационная модель работы дизелей на холостом ходу будет отличаться от изображенной на рисунке 14 тем, что вся энергия, содержащаяся в подведенном топливе, уходит на внутренние тепловые (оцениваемые η_i) и механические (η_m) потери. Для использования при анализе работы дизелей на холостом ходу введен новый параметр – удельный расход топлива на холостом ходу, представляющий из себя отношение часового расхода топлива к мощности механических потерь

$$g_{xx} = \frac{G_{\text{чхх}}}{N_{\text{мхх}}}. \quad (23)$$

С использованием этого параметра выражение (21) можно записать и так

$$\eta_m = \frac{G_{\text{чн}} - G_{\text{чхх}}}{G_{\text{чн}}} = 1 - \frac{g_{xx}}{g_{\text{ин}}} \cdot \frac{N_{\text{мхх}}}{N_{\text{ин}}}, \quad (24)$$

где $g_{\text{ин}}$ – удельный расход топлива на номинальном режиме, $\text{кг}/\text{Вт} \cdot \text{ч}$.

Из данного выражения следует, что определив часовые расходы топлива экспериментально на холостом ходу (используя простые расходомеры или весо-

вые устройства вместо сложных тормозных установок) и расчётно на номинальном режиме можно затем найти и механический КПД дизеля, но только при условии равенства $g_{xx} = g_{in}$ или иначе $\eta_{ixx} = \eta_{in}$.

При ныне применяемых методах регулирования режимов работы дизелей (через цикловые подачи топлива) по мере снижения нагрузки (приближения к режиму холостого хода) уменьшаются как цикловая подача топлива, так и частота вращения дизеля и, как следствие, ухудшаются процессы смесеобразования и сгорания топлива и снижается η_{ixx} . Получается, что $\eta_{ixx} < \eta_{in}$. Чем хуже процесс смесеобразования и сгорания топлива, тем больше удельный расход топлива на холостом ходу, т.е. $g_{xx} > g_{in}$.

Равенства $g_{xx} = g_{in}$ и $\eta_{ixx} = \eta_{in}$ могут обеспечиваться в случае работы дизеля на холостом ходу с номинальными частотой вращения коленчатого вала (кулачкового вала ТНВД) и цикловой подачей топлива. Работа с номинальной частотой вращения реализуется легко. Требование обеспечения номинальной цикловой подачи топлива может выполняться, как следует из представленных выше данных, регулированием ТА с собственными топливопроводами и форсунками с впрыском топлива в среду с противодавлением и температурой топлива работающего дизеля и переводом дизеля (на период определения механического КПД) на работу с пропуском впрысков топлива.

При этом часовой расход топлива на холостом ходу получится

$$G_{chx} = 60 \cdot g_{ц,н} \cdot \gamma \cdot \rho, \quad (25)$$

где $g_{ц,н}$ и ρ – номинальная цикловая подача и плотность топлива, $м^3$, $кг/м^3$;
 γ – количество впрысков топлива за минуту на холостом ходу.

Из данного выражения следует, что часовой расход топлива будет определяться количеством впрысков топлива. На номинальном режиме его можно определить расчётно по количествам впрысков χ за ту же минуту

$$\chi = n_n \cdot i \cdot \tau, \quad (26)$$

где n_n – номинальная частота вращения дизеля, $мин^{-1}$;
 τ и i – коэффициент тактности (0,5 – в четырёхтактных дизелях и 1,0 – в двухтактных) и число цилиндров.

Часовой расход топлива при этом получится

$$G_{chн} = 60 \cdot g_{ц,н} \cdot \chi \cdot \rho = 60 \cdot g_{ц,н} \cdot n_n \cdot i \cdot \tau \cdot \rho. \quad (27)$$

С учетом всего этого механический КПД составит

$$\eta_m = \frac{G_{chн} - G_{chx}}{G_{chн}} = \frac{60 \cdot g_{ц,н} \cdot \chi \cdot \rho - 60 \cdot g_{ц,н} \cdot \gamma \cdot \rho}{60 \cdot g_{ц,н} \cdot \chi \cdot \rho} = \frac{(\chi - \gamma)}{\chi}. \quad (28)$$

Разница $\chi - \gamma$ в этом выражении представляет количество впрысков z , пропущенных на холостом ходу при работе дизеля с номинальными частотой вращения и цикловой подачей топлива.

Получается, что по итогам регулирования ТА разработанным методом действительно может определяться механический КПД дизелей. Важно то, что при этом регулирование и диагностирование как ТА, так и дизеля в целом оказываются оперативными.

Экспериментальная проверка полученных данных проводилась на дизеле 4Ч11/13, оборудованном по схеме рисунка 5, в два этапа – с регулированием ТА при работе с впрыском топлива в среду с атмосферным давлением (на цикловую подачу $g_{ц} = 73 \text{ мм}^3$) и в камеру с противодавлением ($g_{ц} = 68 \text{ мм}^3$).

Исследования проводились при всех возможных сочетаниях работающих и отключенных цилиндров, определяемых по выражению

$$C = (i_p + i_n) \frac{i!}{(i - (i_p + i_n))! (i_p + i_n)!}, \quad (29)$$

где i , i_p и i_n – числа цилиндров дизеля общее, работающих без пропусков и с частичным пропуском впрысков.

Из данного выражения следует, что число возможных вариантов испытаний возрастает с увеличением числа цилиндров; при одном цилиндре – один вариант, двух – 2, четырех – двенадцать, шести – тридцать и т.д.

При регулировании ТА без противодавления число пропущенных впрысков по рассмотренным 12 сочетаниям находилось в пределах $z = 2479 \dots 2516$, а механический КПД – $\eta_m = 0,708 \dots 0,719$ (среднее значение составило 0,713). Заметные отличия по вариантам испытаний указывают на необходимость проведения испытаний на всех 12 вариантах (сочетаниях цилиндров дизеля).

При регулировании ТА с противодавлением впрыскам средний механический КПД (по всем 12 вариантам) повысился до $\eta_m = 0,723$, а поле его изменения сузилось с 0,011 (т.е. 1,5 %) до 0,003 (0,4 %). Это указывает на следующее преимущество разработанного метода – низкую трудоемкость определения механического КПД, обусловленную достаточностью лишь одного испытания.

Полученное при разработанном методе значение механического КПД дизеля (0,713) вплотную приблизилось к величине 0,718, определенной наиболее точным методом ЦНИДИ. В целом получается, что разработанный метод, объединяющий все преимущества известных, превосходит их по простоте используемого оборудования, точности и трудоемкости.

Разница между механическими КПД ($\Delta\eta_m$) до (η_{m1}) и после полной регулировки ТА (η_{m2}) будет соответствовать восстановленному техническому состоянию дизеля за счет регулировки ТА.

Следующие испытания показали, что разработанный метод может применяться и при аккумуляторных системах топливоподачи с электронным регулированием (к примеру, типа Common Rail), конечно с учетом их особенностей. Одна из них – давление впрыска намного выше, поэтому противодавление впрыскам влияет намного слабее и может не применяться. Этим объясняется и то, что ряд зарубежных фирм, регулировавших ТА с противодавлением впрыскам, с внедрением аккумуляторных систем от этого отказались. Не нуждаются они и в специальном УПВ – функцию его можно возложить на электронный блок управления (ЭБУ) дизелем. Без вмешательства в штатный ЭБУ для выполнения функции УПВ потребуется лишь дополнительный электронный блок. Алгоритм его работы показан на рисунке 15 (на него получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ за №2021619336). Он встраивается между штатным ЭБУ системы топливоподачи дизеля и форсункой и пропускает впрыски «разрывая» цепь сигнальной линии между ними.

Исследования возможности диагностирования разработанным методом технического состояния дизелей с аккумуляторной системой топливоподачи проводились на четырехтактном четырехцилиндровом дизеле D4EA 2,0 (автомобиля HYUNDAI TUSCON) номинальной мощностью $N_e = 110,3 \text{ кВт}$ (при частоте

вращения $n_n = 3800 \text{ мин}^{-1}$), оборудованном ТА типа Common Rail фирмы Bosch (рисунок 16).

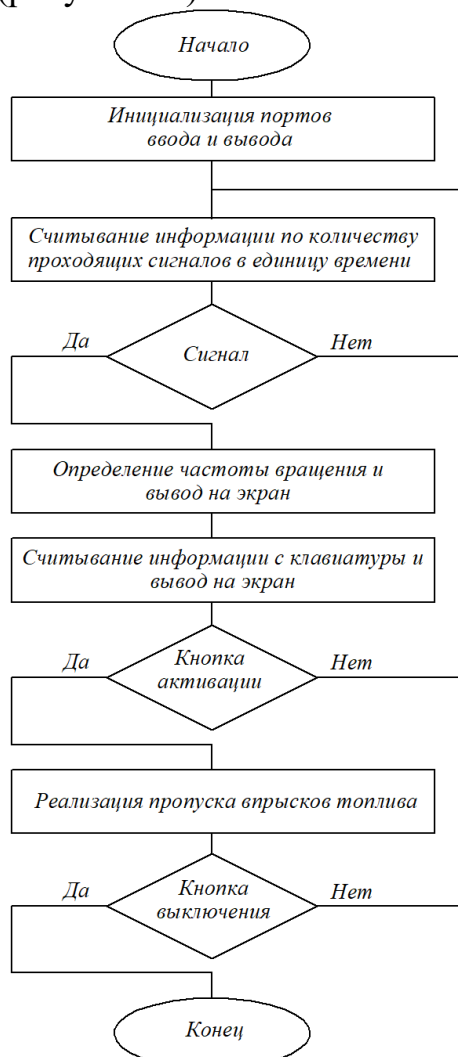


Рисунок 15 Алгоритм программы управления блоком пропуска впрысков топлива

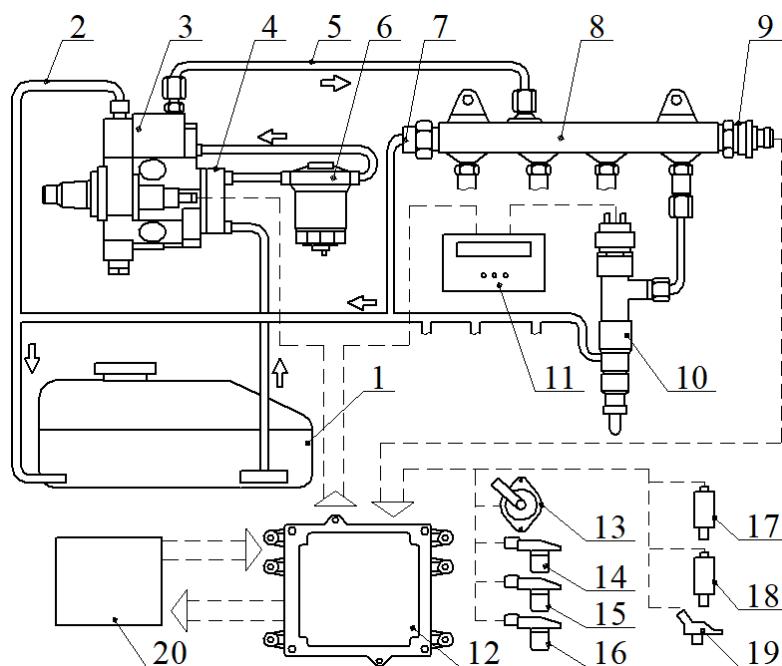


Рисунок 16 Схема аккумуляторной системы топливоподачи типа Common Rail дизеля D4EA 2,0 при диагностике его технического состояния: 1 и 6 – топливный бак и фильтр; 2 и 5 – линии низкого и высокого давления; 3 – ТНВД; 4 – шестеренчатый насос подкачки топлива; 7 – ограничитель давления; 8 – топливная рампa (аккумулятор); 9 и 19 – датчики давления топлива и наддува воздуха; 10 – электронно управляемая форсунка; 11 – электронный блок пропуска впрысков топлива; 12 – ЭБУ; 13 и 14 и 15 – датчики положений педали подачи топлива и коленчатого и распределительного валов дизеля; 16 и 17 и 18 – датчики скорости и температур топлива и охлаждающей жидкости; 20 – диагностический сканер

На первом этапе экспериментов определялась возможность снятия параметров топливоподачи диагностическим сканером Bosch KTS 540. Выявилось, что он может определять параметры топливоподачи только до частоты вращения 1450 мин^{-1} . Поэтому в дальнейших экспериментах он не использовался.

Дизель прогревался при работе на всех цилиндрах. После этого три его цилиндра отключались. При работе на одном цилиндре на холостом ходу номинальная частота вращения обеспечивалась пропуском впрысков топлива дополнительным электронным блоком. Пропускались 475 впрысков из 1900 возможных на номинальном режиме работы дизеля. Механический КПД, определенный по этим данным, составил 0,813.

Особенность штатного ЭБУ системы топливоподачи – он корректирует цикловую подачу топлива в цилиндры дизеля исходя из их технического состояния, оцениваемого по сигналам датчика мгновенной частоты вращения коленчатого вала. Максимально возможная корректировочная доза цикловой подачи составляет $4 \text{ мм}^3/\text{ход}$ ($\text{мм}^3/\text{цикл}$).

Влияние корректировки ЭБУ цикловой подачи на механический КПД определялось расчетным путем по часовому расходу топлива при работе дизеля на холостом ходу с номинальными частотой вращения и цикловой подачей топлива. Этот расход составил $G_{\text{чх}} = 4,4 \text{ кг/ч}$. Ему соответствовала откорректированная цикловая подача $62,0 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Не корректированная цикловая подача меньше на $4 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, т.е. составляла $58 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. При ней количество реализованных впрысков оказалось бы 1523 , а количество пропущенных впрысков и механический КПД составили бы $z = 7600 - 1523 = 6077$ и $\eta_m = 6077/7600 = 0,800$.

Получается, что при определении механического КПД без учета корректировки цикловой подачи погрешность составила всего $1,6 \%$. Отсюда следует, что механический КПД может определяться и без учета коррекции, вносимой ЭБУ.

Эксплуатационные показатели работы ТА и дизелей, определенные по итогам регулирования ТА разработанным методом, приведены в таблице 4.

Таблица 4 Эксплуатационные параметры работы дизелей, определенные по итогам регулирования их ТА разработанным методом

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Ед. измерения	Выражение (метод) для определения	Результаты испытаний дизелей	
					4С11/13	D4EA 2,0
Итоги регулирования ТА						
1	Количество впрысков					
	- на номинальном режиме	χ		$n \cdot i \cdot \tau$ (расчетный)	3500	7600
	- на холостом ходу	γ		(экспериментальный)	969	1425
	- пропущенных на холостом ходу	z		$\chi - \gamma$ (полурасчетный)	2531	6175
Эксплуатационные параметры работы дизелей						
2	Часовая производительность ТА (расход топлива)	$G_{\text{ч}}$	кг/ч	$60 \cdot g_{\text{ч}}^* \cdot \chi \cdot \rho^*$	11,85	23,47
3	Мощность, соответствующая часовому расходу топлива	N_T	кВт	$708,6 \cdot g_{\text{ч}} \cdot \chi \cdot \rho$	140,0	277,1
4	Механический КПД	$\eta_{\text{м}}$		z/χ	0,723	0,813

* $g_{\text{ч}} - \text{м}^3$; $\rho - \text{кг/м}^3$.

Приведенные данные показывают, что на техническое состояние дизелей особо резко влияют показатели работы их ТА. Объясняется это влиянием их как на индикаторный, так и механический КПД. Регулировкой ТА предложенным оперативным методом можно существенно повысить эксплуатационные показатели работы дизелей.

В четвертой главе «Практические рекомендации по применению разработанных методов оперативного диагностирования дизелей» проанализированы возможные варианты практического применения итогов исследований. Предлагаемый комплект разработанных устройств для диагностирования и регулирования ТА и определения механического КПД дизелей с ТА непосредственного действия и электронный блок пропуска впрысков для систем аккумуляторного типа изображены на рисунках 17 и 18.



Рисунок 17 Комплект устройств для диагностирования и регулирования ТА непосредственного действия: 1 и 2 – электронные блоки УПВ и КПВ; 3 – УПВ; 4 – КПВ; 5 – штуцер с датчиком давления; 6 – провода питания; 7 – топливопроводы низкого давления; 8 – накопительные емкости (мензурки)

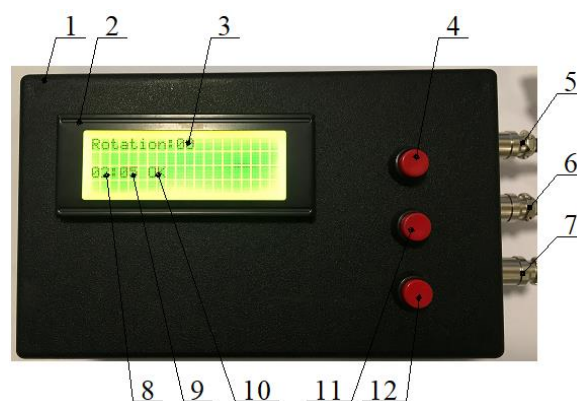


Рисунок 18 Электронный блок пропуска впрысков топлива для аккумуляторных систем топливоподачи дизелей: 1 – корпус; 2 – экран; 3, 8, 9 и 10 – индикация частоты вращения коленчатого вала дизеля, количества пропускаемых впрысков из выбранного диапазона (разница в показаниях является величиной реализованных впрысков) и запуска пропуска впрысков (ОК); 4 и 11 и 12 – кнопки настройки чисел и запуска пропуска; 5, 6 и 7 – разъемы питания, входного и выходного сигналов

Все детали разработанных устройств были рассчитаны на прочность с использованием российского программного продукта APM WinMachin. Твердотельные 3D-модели деталей анализировались методом конечных элементов с шагом разбивки, установленным с учетом желаемой точности результатов. Анализ напряженно-деформированного состояния деталей устройств показал, что все они работают с гарантированным пределом прочности. Проведенные работы позволили также разработать комплексную методику расчета деталей на прочность в рассматриваемом программном продукте.

ТА, отрегулированная разработанным методом, может использоваться как для уточнения установленного диагноза технического состояния дизелей, так и при поэлементном диагностировании. При отсутствии у ТА явных признаков неисправностей следует проверить и отрегулировать известными способами давление и опережение впрыска топлива и затем разработанным оперативным методом – цикловую подачу (неравномерность топливоподачи) и по итогам регулировки вычислить механический КПД дизеля. Если он находится в пределах допустимых значений, то техническое состояние дизеля можно считать нормальным. При существенном его отличии следует продиагностировать и устранить выявляемые недостатки каждой системы и механизма дизеля.

Разработана следующая методика оперативного диагностирования и регулирования ТА непосредственного действия и определения по её результатам механического КПД дизеля в условиях эксплуатации:

- 1) проверить известными методами работоспособность нагнетательных клапанов ТНВД и форсунок и при выявлении неисправностей устранить их;
- 2) определить и при необходимости отрегулировать углы геометрического начала подачи ТНВД;
- 3) смонтировать необходимые устройства;
- 4) запустить дизель и прогреть его до рабочей температуры;
- 5) определить отключаемые цилиндры с учетом необходимости обеспечения равномерного крутящего момента и отключить подачу топлива к ним;
- 6) перевести рейку ТНВД на полную подачу топлива и корректируя (через блок управления УПВ) число пропускаемых впрысков установить на холостом ходу дизеля номинальную частоту вращения коленчатого вала;
- 7) по числам впрысков, пропущенных на холостом ходу, и полных впрысков на номинальном режиме работы дизеля определить его механический КПД;
- 8) отрегулировать цикловые подачи топлива неработающих секций ТА;
- 9) настроить начало действия регулятора;
- 10) отрегулировать корректор и заглушить дизель;
- 11) отрегулированные секции ТА установить на свои места, а секции работавших цилиндров снять для регулировки и повторить операции пунктов 3...8;
- 12) установить форсунки отрегулированных секций на дизель;
- 13) при работе на всех цилиндрах определить максимально развиваемую частоту вращения (начала прекращения подачи топлива);
- 14) заглушить дизель и опломбировать ТНВД;
- 15) по полученным данным проанализировать техническое состояние дизеля до и после регулировки ТА.

Методика диагностирования технического состояния дизелей с ТА аккумуляторного типа разработана так же на основе определения числа пропущенных впрысков на холостом ходу.

Внедрению разработанных методов регулирования ТА и определения механического КПД дизелей будет способствовать кроме его достоинств и получающая в последние годы широкое применение система спутникового мониторинга (ССМ) технического состояния сельскохозяйственных агрегатов, основанная на анализе часовых расходов топлива. При ССМ качество работы дизеля контролируется по удельному расходу топлива на единицу выполненного объема работ.

Аппаратно-программные комплексы ССМ должны предусматривать возможность учета конструктивных параметров машинно-тракторных агрегатов, настройки карт полей, иметь большое количество используемых шаблонных отчетов, большие сроки хранения данных и др. Важным для сельскохозяйственного производства является и наличие зон покрытия сотовой связи. Для работы в таких условиях большое значение имеет объем внутренней памяти контроллера.

Для определения возможной точности контроля эксплуатационных параметров работы автомобилей и машинно-тракторных агрегатов были проанализированы три широко используемые ССМ. Исследования предварительно проводились на автомобиле в городском и загородном режимах движения. Получае-

мые данные при этом отслеживались с использованием диспетчерского программно-аппаратного комплекса. Погрешности полученных данных определялись методом хронометража событий.

Предъявляемым требованиям сельскохозяйственного производства достаточно полно удовлетворяла ССМ «АвтоГРАФ» производства ГК «ТехноКом», снабженная широким спектром инструментов, необходимых для решения разнообразных практических задач. Эта система имеет бортовые навигационные терминалы (контроллеры), совместимые с другими программно-аппаратными комплексами. Её диспетчерский программно-аппаратный комплекс реализован в двух версиях – десктопной (устанавливаемой на компьютер пользователя и позволяющей работать в режиме offline) и WEB-версии (с доступом к данным с мобильного устройства).

Точность определения расхода топлива при любых системах зависит в первую очередь от принятых для его определения датчиков. Она исследовалась с использованием ССМ «АвтоГРАФ», проточного расходомера марки DFM-90A-P (производства СП «ТехноТон»-ЗАО) и датчика уровня топлива (ДУТ) TKLS-L (ГК «ТехноКом») на агрегате с трактором Агромаш 85ТК и плугом ПЛН-3-35.

Топливо из дополнительной ёмкости с ДУТ поступало в систему питания дизеля через проточный расходомер. Фактический его расход определялся методом долива топлива. Замеры проводились при пахоте на глубину 21-23 см и на транспортных работах. Анализ полученных данных выявил достаточно высокую точность использованных датчиков – погрешность их не зависела от режима работы агрегата и не превышала 1 % у проточного и 3 % у ДУТ.

Исследовалась и возможность непрерывного контроля эксплуатационных параметров работы дизелей сельскохозяйственных агрегатов с использованием специально разработанной программы непрерывного диагностирования технического состояния и прогнозирования поломок тракторной и сельскохозяйственной техники (на программу получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ за №2021661661).

Для исследований была сформирована система мониторинга, принципы построения которой изображены на рисунке 19.

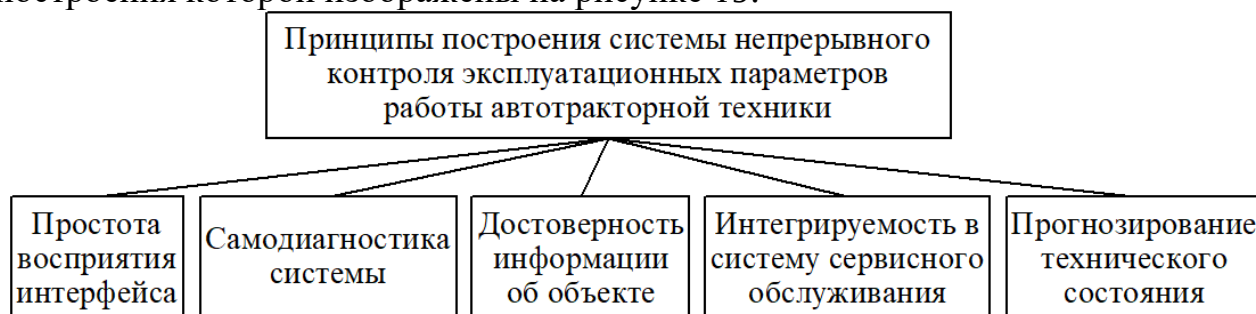


Рисунок 19 Принципы построения системы непрерывного контроля эксплуатационных параметров работы автотракторной техники

Для испытаний на машинно-тракторном агрегате была собрана система с использованием бортового контроллера «АвтоГРАФ», передающего через сеть оператора сотовой связи данные на выделенный сервер, с которого они затем стгужались на персональный компьютер (через сеть Интернета). Использование

CAN LOG позволяло получать данные с CAN шины трактора и формировать необходимые отчеты, а ДУТ – достоверные данные по расходу топлива.

Испытания проводились в течении трех лет в СПК имени С.М. Кирова Кургазинского района РБ с использованием трактора John Deere 8430. Данные, поступающие от трактора, сопоставлялись с базой данных функционирования машин данного класса, имеющейся в распоряжении системы. По итогам анализа предугадывалась тенденция отклонения того или иного параметра. До начала смены результаты анализа отправлялись механизатору (на его телефон) с указанием прогнозируемых поломок и требуемых мероприятий технического обслуживания.

Выяснилось, что при увеличении наработки трактора на 2000 *мото-ч* возросли на номинальном режиме расходы топлива – часовые с 47,96 до 49,2 *кг/ч* и удельные с 218 до 231 *г/кВт·ч*. При этом механический КПД снизился с 0,796 до 0,757. Коэффициент технической готовности трактора за трехлетний период исследований повысился с 0,76 до 0,92.

Было также установлено, что разработанная система непрерывного контроля эксплуатационных параметров работы на основе расходов топлива в комплексе с разработанными методами позволяет заблаговременно диагностировать техническое состояние дизелей и своевременно устранять их неисправности и, в итоге, существенно повышает эффективность использования машин.

В пятой главе **«Технико-экономическая эффективность внедрения предложенных мероприятий»** приведены данные эффективности применения разработанных методов и средств оперативного диагностирования и регулирования ТА и в целом дизелей, полученные на примере предприятий Республики Башкортостан по тракторам Беларус тяговых классов 1,4 и 2,0 и грузовым автомобилям.

Предварительно определялись затраты на изготовление предлагаемых устройств. При рыночной стоимости необходимых компонентов они составили по УПВ 22,0 *тыс.руб.* и необходимых двух секций КПВ 9,8 *тыс.руб.*

Эффективность метода оперативного диагностирования и регулирования ТА определялась по нормативам и прайс-листам ООО «Башдизель» и «Акрос РБ». Затраты времени на транспортные работы вычислялись с учетом зоны охвата предприятий. По расчетам сокращение времени обслуживания позволяет увеличить число обслуживаемых машин в год одной выездной бригадой с 247 до 354 и этим получить экономический эффект в размере 1,13 *млн.руб.*

Для определения влияния противодавления впрыскам на экономичность работы дизеля 4С11/12,5 были проведены моторные испытания на стенде КИ-4935 ГОСНИТИ по ГОСТ18509-88. В начале снималась скоростная характеристика дизеля при работе с ТА, настроенной на регулировочном стенде по действующей методике (на цикловую подачу 87 *мм³/цикл* и нулевую неравномерность подачи), а затем после регулировки отдельно форсунок и в целом ТА на стендах с КПВ (на цикловую подачу 81 *мм³/цикл* и ту же нулевую неравномерность подачи). Результаты испытаний представлены на рисунке 20.

При регулировании ТА с применением КПВ на номинальном режиме ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) температура выхлопных газов t_r снизилась на 7 °С (с 573 до 566 °С), мощность дизеля N_e возросла на 2 *кВт*, а удельный расход g_e уменьшился

на $6,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. Экономия топлива на один *мото-ч* составила $2,6 \%$. При этом в случае среднегодовой наработки одного трактора $T = 1012 \text{ мото-ч}$ и среднего расхода топлива на один *мото-ч* $G = 12,6 \text{ л}$. годовая экономия получается $17,4 \text{ тыс.руб.}$ По данным производственных испытаний тракторов СПК им. С.М. Кирова Куюргазинского района РБ при наработке одного трактора Беларус 952 на весенних полевых работах 300 мото-ч она составила $11,3 \text{ тыс. руб.}$ При годовой программе за 2022 год этого предприятия по регулировке ТА дизелей тракторов тягового класса 1,4 в объеме 22 комплектов экономия в целом по дизельному топливу составила 746 тыс.руб.

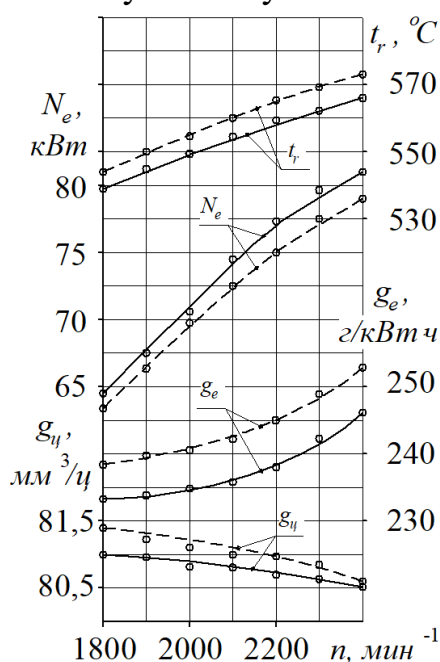


Рисунок 20 Скоростная характеристика дизеля 4С11/12,5 с ТА, отрегулированной по действующей методике (штриховые линии) и с использованием КПВ (сплошные)

При нормативе на диагностирование в $2,5 \text{ нормо-ч}$ экономия на один дизель составит $1,4 \text{ тыс.руб.}$ При годовой программе диагностирования в 169 дизелей предприятие получило экономию в размере 241 тыс.руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 На основе детального анализа многолетних данных по работе автотракторных дизелей, результатов работы ведущих ученых и полученных автором теоретических и методологических положений, разработаны научные основы методов оперативного диагностирования и регулирования эксплуатационных показателей работы:

- топливной аппаратуры с использованием самого дизеля в качестве регулировочного стенда при его работе на холостом ходу с пропуском впрысков топлива и благодаря этому не только на номинальной частоте вращения, но в отличии от известных и на номинальных цикловых подачах. Доказано, что высокая точность при этом достигается за счет её регулирования с собственными топливопроводами и форсунками, с впрыском топлива в камеру с противодавлением, аналогичным цилиндрическому, использованием топлива с такой же температурой,

По числу обслуживаемых 354 тракторов тяговых классов 1,4 и 2,0 в год одной выездной бригадой общая экономия по топливу составит $6,16 \text{ млн.руб.}$

По данным ИП Валиева годовая программа регулировочных работ по ТА дизелей тракторов тяговых классов 1,4 и 2,0 при использовании одного регулировочного стенда, модернизированного разработанными средствами, возросла до 680 комплектов (за счет снижения трудоемкости регулировочных работ на 18%). Это позволило получить экономический эффект 670 тыс.руб. При этом для предприятий, обслуживаемых топливными системами, экономия по топливу составит более 7480 тыс.руб.

Хронометражем диагностических работ аккумуляторных систем топливоподачи типа Compton Rail, проведенным ООО «Акрос РБ», выявлено, что при использовании разработанных средств затраты времени на определение технического состояния дизелей снижаются на 30% .

что и на работающем дизеле и поддержанием частоты вращения кулачкового вала топливного насоса строго в пределах, предусмотренных ГОСТом 10578-2020;

- дизелей, основанный на часовых расходах топлива, определяемых на номинальном режиме работы расчетно, а на холостом ходу экспериментально при их работе с топливной аппаратурой, отрегулированной разработанным методом, не требующим применения сложных тормозных устройств. Высокая точность метода достигается обеспечением на холостом ходу такого же качества смесеобразования и сгорания топлива, что и на номинальном режиме работы. Достижимая точность контролируется с использованием введенного нового параметра – удельного расхода топлива на холостом ходу.

2 Выявлено, что при разработанном методе основными устройствами для диагностирования оказывается его топливная аппаратура, оборудованная устройствами пропуска впрысков и противодействия впрыскам. Разработаны математические модели работы и способы контроля качества функционирования устройств пропуска впрысков и противодействия впрыскам, обеспечивающие высокую эффективность применения разработанных методов.

3 Доказано, что устройство пропуска впрысков для топливных систем непосредственного действия оказывается достаточно простым и надежным при выполнении его с использованием клапана типа SPILL VALVE фирмы DENSO и работе по программе, основанной на заданном количестве впрысков в работающие цилиндры, определяемом по предложенной формуле.

При работе с пропуском впрысков колебания частоты вращения дизеля несколько возрастают, но существенно не выходят за пределы, установленные ГОСТом 10578-2020. У дизеля 4Ч11/13 они находятся в пределах $1747...1752 \text{ мин}^{-1}$.

При топливной аппаратуре аккумуляторного типа функцию устройства пропуска впрысков можно возложить на штатный блок управления дизелем или используя разработанный электронный блок, пропускающий впрыски «разрывом» линии передачи сигнала к форсунке.

4 Наибольшая простота камер противодействия впрыскам достигается при механических плунжерных аккумуляторах в случае создания противодействия самим впрыскиваемым топливом.

Доказано, что расчет и проектирование камер противодействия впрыскам целесообразно проводить с учетом цикловой подачи топлива, используя предложенный новый параметр – эластичность, представляющий отношение объема поступившего в аккумулятор топлива к изменению при этом давления в нем. Эластичность комбинированных аккумуляторов определяется в виде суммы эластичностей составляющих элементов.

Определяемыми при расчетах конструктивно-режимными параметрами оказываются диаметр плунжера и жесткости его пружин. Для широко применяемых дизелей 4Ч10,5/12 при двухпружинном аккумуляторе с последовательно-параллельно работающими пружинами и $d_n = 4 \text{ мм}$ и $V_{ак} = 2,71 \text{ см}^3$, жесткости пружин оказались $c_{м1} = 8,53 \text{ Н/мм}$, $c_{м2} = 31,13 \text{ Н/мм}$.

5 Исследования, проведенные с использованием разработанных перепускного устройства и камеры противодействия впрыскам, позволили:

- установить, что разработанный метод определения технического состояния дизелей по часовым расходам топлива объединяет все преимущества известных методов и в отличие от них является оперативным, высокоточным (в 4 раза превосходит действующие методы) и имеет низкую (на 30 %) трудоемкость;

- разработать простой метод разгрузки камеры противодействия впрыскам, основанный на выжимании поступившего в аккумулятор топлива через зазоры между плунжером и его втулкой под действием пружин аккумулятора;

- определить, что использование камер противодействия впрыскам и поддержание температуры топлива, равной температуре топлива работающего дизеля, предохраняет 15 % возрастание при работе на дизеле отрегулированной межсекционной неравномерности топливоподачи и этим снижает удельный расход топлива, к примеру, по дизелям 4Ч11/12,5 на 6,5 г/кВт·ч;

- предложить более объективный и рациональный параметр для оценки межсекционной неравномерности топливоподачи в виде суммы неравномерностей подач отдельных секций, определяемых относительно средней подачи топливной аппаратуры, способствующий повышению точности регулировки топливной аппаратуры;

- выявить, что в качестве плунжера аккумулятора могут применяться нагнетательные клапаны топливных насосов высокого давления, предпочтительно типа ЯЗТА с цилиндрическим направляющим, при котором неустраняемый объем аккумулятора оказывается наименьшим;

- разработать методику расчета и конструирования средств, необходимых для реализации разработанных методов.

6 Доказано, что результаты исследований позволяют усовершенствовать и действующие методы диагностирования технического состояния дизелей, в частности, введением противодействия впрыскам (все методы), исключением необходимости тормозных устройств путем обеспечения работы дизелей пропуском впрысков топлива (методы Ждановского), продолжением впрысков топлива в отдельные емкости (прокручивания электродвигателем) и др.

7 Разработанные методики оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и диагностирования технического состояния дизелей могут применяться в условиях как стационарных, так и эксплуатационных, причем при топливной аппаратуре как непосредственного действия, так и аккумуляторного типа. В связи с этим они являются универсальными.

8 Наибольшая эффективность применения разработанных методов достигается при их реализации в комплексе с технологией непрерывного дистанционного контроля эксплуатационных параметров работы дизелей сельскохозяйственных агрегатов с использованием системы спутникового мониторинга.

9 Выявлено, что внедрение результатов исследований позволяет:

- повысить производительность труда одной выездной бригады по диагностике и регулировке топливной аппаратуры и за счет этого получить экономический эффект предприятием в размере 1,13 млн.руб.;

- снизить удельный расход топлива тракторов тяговых классов 1,4 и 2,0 на 6,5 г/кВт·ч и за счет этого уменьшить расход топлива на один трактор в год на сумму 17,4 тыс.руб. По числу обслуживаемых тракторов в год одной выездной бригадой общая экономия по топливу получается 6,16 млн.руб./год;

- повысить производительность труда регулировщиков топливной аппаратуры на 18 % и получить экономический эффект 670 *тыс.руб.* на один регулировочный стенд, при этом для предприятий, обслуживаемых топливными системами, экономия по топливу составит более 7480 *тыс.руб.*

Рекомендации производству

Разработанные методы оперативного диагностирования и регулирования топливной аппаратуры и диагностирования технического состояния дизелей рекомендуются внедрить во всех предприятиях технического сервиса и агропромышленного комплекса.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Дальнейшие исследования по теме диссертации целесообразно вести в сочетании с совершенствованием технологии непрерывного дистанционного контроля эксплуатационных параметров работы дизелей сельскохозяйственных агрегатов с использованием систем спутникового мониторинга.

Основное содержание диссертации отражено в 58 публикациях:

в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Сафин, Ф.Р. Совершенствование методики регулирования топливной аппаратуры тракторных дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов // Вестник Башкирского государственного аграрного университета, 2014. – №3 (31). – С. 60 – 63.
2. Сафин, Ф.Р. Разработка устройства противодействия впрыску для регулировочных стендов топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов, А.А. Сорокин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2014. – №5 (49). – С. 87 – 89.
3. Сафин, Ф.Р. Исследование влияния методики регулирования форсунок на неравномерность топливоподачи [Текст] / Ф.Р. Сафин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета, 2015. – №1 (33). – С. 100 – 103.
4. Сафин, Ф.Р. Совершенствование регулировочных стендов топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст] / Ф.Р. Сафин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2015. – №2 (52). – С. 92 – 95.
5. Сафин, Ф.Р. Модернизация регулировочных стендов топливной аппаратуры автотракторных дизелей введением противодействия впрыску топлива [Текст] / Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета, 2016. – №3 (39). – С. 94 – 100.
6. Сафин, Ф.Р. Повышение эффективности регулирования нагрузки дизельного двигателя отключением цилиндров [Текст] / Р.М. Баширов, Э.М. Гайсин, Ф.Р. Сафин // Известия Международной академии аграрного образования, 2016. – №31. – С.8 – 12.
7. Сафин, Ф.Р. Совершенствование способа регулирования топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров // Вестник Алтайского государственного аграрного университета, 2017. – №6 (152). – С.158 – 163.
8. Сафин, Ф.Р. Анализ систем и оборудования спутникового мониторинга качества работы мобильной сельскохозяйственной техники [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров, Р.Р. Юльбердин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2018. – №1 (69). – С. 97 – 99.
9. Сафин, Ф.Р. Методика диагностирования и регулирования топливной аппаратуры тракторных дизелей в полевых условиях [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Р. Юльбердин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета, 2018. – №4 (48). – С. 118 – 123.
10. Сафин, Ф.Р. Неравномерность топливоподачи в дизелях: проблемы и методы их решения [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2019. – №1 (75). – С. 78 – 82.

11. Сафин, Ф.Р. Особенности определения механического КПД тракторных и комбайновых дизелей по методике Башкирского ГАУ [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2019. – №3 (77). – С. 172 – 176.
 12. Сафин, Ф.Р. Сравнительный анализ методик определения механического КПД автотракторных дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета, 2019. – №2 (50). – С. 95 – 103.
 13. Сафин, Ф.Р. Диагностирование и регулирование топливной аппаратуры дизелей в полевых условиях методикой Башкирского ГАУ [Текст] / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Р.Р. Юльбердин, А.А. Якупова // Вестник Алтайского государственного аграрного университета, 2019. – №4 (174). – С. 165 – 171.
 14. Сафин, Ф.Р. «Полевое» диагностирование технического состояния дизелей: проблемы и способы их решения [Текст] / Ф.Р. Сафин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета, 2020. – №2 (54). – С. 119 – 126.
 15. Сафин, Ф.Р. Эффективный метод регулирования топливной аппаратуры и определения механического КПД тракторных дизелей в полевых условиях [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета, 2021. – №2 (58). – С. 97 – 104.
 16. Сафин, Ф.Р. Оценка технического состояния электроуправляемых форсунок дизелей по характеристике топливоподачи [Текст] / И.И. Габитов, А.В. Неговора, Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров, Н.В. Раков // Инженерные технологии и системы, 2021. – Т.31. №2. – С. 207– 226.
 17. Сафин, Ф.Р. Способы повышения эффективности работы тракторных дизельных двигателей [Текст] / Э.М. Гайсин, Ф.Р. Сафин, А.С. Рожков // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2022. – №1 (93). – С. 89 – 93.
 18. Сафин, Ф.Р. Комплексная методика расчета деталей в среде APM WIN-MACHINE [Текст] / Ф.Р. Сафин, В.Н. Пермяков // Вестник Алтайского государственного аграрного университета, 2022. – №10 (216). – С. 108 – 113.
- индексируемых в базах Web of Science и Scopus:**
19. Safin, F.R. Assessment of the technical condition of electric-controlled diesel injectors according to the fuel supply characteristics / I.I. Gabitov, A.V. Negovora, F.R. Safin, R.Zh. Magafurov, N.V. Rakov // Engineering technologies and systems, 2021. – Т.31. №2. – pp. 207– 226.
 20. Safin, F. Diagnostics and regulation of fuel equipment of diesels on stands with injection to medium with counter-pressure / I. Gabitov, S. Insafuddinov, D. Kharisov, A. Negovora, F. Safin, N. Yunusbaev, A. Akhmetov, T. Farhutdinov, A. Sharafiev // Journal of Engineering and Applied Sciences. 2018. T13 №S11. – pp. 8782 – 8788.
 21. Safin, F. Method and technology for continuous control of performance and operating quality of automotive and combine machinery / I. Gabitov, S. Insafuddinov, I. Badretdinov, V. Pavlenko, F. Safin // International Review of Mechanical Engineering. 2020. 14 (3). – pp. 160 – 168.
 22. Safin, F. Hardware and software complex and a device for setting optimal parameters of the unit injector operation in diesel engines / I. Gabitov, S. Insafuddinov, N. Yunusbaev, T. Farhutdinov, A. Sharafiev, F. Abdrazakov, F. Safin, E. Gaysin, U. Makhyanov // Int. J. Mechatronics and Manufacturing Systems, Vol. 13, No. 2, 2020. – pp. 111 – 124.
 23. Safin, F. Justification for widening the control parameters limits of diesel fuel injectors during repair / I. Gabitov, A. Negovora, A. Ahmetov, A. Kozeev, F. Safin, M. Razyapov // International review of automatic control. Vol. 15, No. 2, 2022. – pp. 70 – 89.
- патентах и свидетельствах:**
24. Стенд для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры [Текст]: патент на изобретение №2429373 РФ: F02M65/00 / Р.М. Баширов, С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Л.Н. Костенко // Открытия. Изобретения, 2011.
 25. Стенд для испытания и регулировки форсунок [Текст]: патент на изобретение №2542648 РФ: МПК F02M 65/00 / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин // Открытия. Изобретения, 2015.
 26. Диагностика топливных систем дизелей при впрыске в среду с противодавлением [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ

№2014611323 РФ / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин, А.Ф. Давлетов // Открытия. Изобретения, 2014.

27. Определение цикловой подачи по давлению в камере впрыска устройства противодавления [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2014661772 РФ / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, И.Т. Бакиев, А.Ф. Давлетов // Открытия. Изобретения, 2014.

28. Способ испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры и стенд для его осуществления [Текст]: патент на изобретение №2562349 РФ: F02M 65/00. / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин // Открытия. Изобретения, 2015.

29. Определение механического КПД дизеля методом пропуска впрысков топлива [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2018616015 РФ / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Р. Юльбердин, И.Д. Ахметьянов // Открытия. Изобретения, 2018.

30. Устройство противодавления впрыску топлива [Текст]: патент на полезную модель №719689 РФ: МПК F02M 65/00 / Ф.Р. Сафин, Р.М. Баширов, Р.Ж. Магафуров, Р.Р. Юльбердин // Открытия. Изобретения, 2018.

31. Способ диагностирования и регулирования дизельной топливной аппаратуры на двигателе [Текст]: патент на изобретение №2668589 РФ: F02M65/00 / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров, Р.Р. Юльбердин, М.Ф. Туктаров // Открытия. Изобретения, 2018.

32. Оценка механического КПД дизельных двигателей с электронным управлением [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2021619336 РФ / Ф.Р. Сафин, А.Р. Валиев, А.В. Неговора, С.З. Инсафуддинов, Э.М. Гайсин, Ш.Ф. Сираев // Открытия. Изобретения, 2021.

33. Непрерывное диагностирование технического состояния и прогнозирование поломок тракторной и сельскохозяйственной техники [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2021661661 РФ / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Ф.Г. Абдразаков, Т.Т. Фархутдинов, М.И. Веледов // Открытия. Изобретения, 2021.

монографиях и рекомендациях:

34. Сафин, Ф.Р. Совершенствование технической эксплуатации тракторных дизелей [Текст]: научное издание / Ф.Р. Сафин – Уфа: Башк.энцикл., 2021. – 184 с.

35. Сафин, Ф.Р. Диагностирование технического состояния тракторных дизелей [Текст]: рекомендации / под редакцией Р.М. Баширова. – Уфа: Башкирский ГАУ, 2017. – 27 с.

36. Сафин, Ф.Р. Рекомендации производству по оперативному полевому диагностированию и регулированию топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст]: научно-практические рекомендации / Ф.Р. Сафин, Р.М. Баширов, А.В. Неговора – Уфа: Башкирский ГАУ, 2022. – 56 с.

в сборниках научных трудов и материалах конференций:

37. Сафин, Ф.Р. Стенд для проверки форсунок топливных систем дизелей / Ф.Р. Сафин, А.А. Шарафеев // Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых, посвященной 80-летию ФГОУ ВПО «Башкирский ГАУ» – Уфа: ФГОУ ВПО «Башкирский ГАУ», 2010. – С. 80 – 82.

38. Сафин, Ф.Р. Переоборудование стенда КИ-921 для регулировки топливных систем тепловозных дизелей 3А-6Д49 впрыском в среду с противодавлением / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин // Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 60-летию кафедры «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО Башкирский ГАУ – Уфа: ФГОУ ВПО Башкирский ГАУ, 2013. – С. 128 – 133.

39. Сафин, Ф.Р. Электронный блок для стенда регулировки форсунок дизелей с учетом противодавления / Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов // Материалы международной научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава «Научное обеспечение инновационного развития АПК». Ч.1. – Санкт-Петербург-Пушкин: Санкт-Петербургский ГАУ, 2014. – С. 419 – 422.

40. Сафин, Ф.Р. О влиянии противодавления при регулировке форсунок автотракторных дизелей / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин // Материалы международной научно-прак-

- тической конференции в рамках XXIV Международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2014», Ч. II. – Уфа: БГАУ, 2014. – С. 63 – 68.
41. Сафин, Ф.Р. Исследование влияния методики регулирования топливной аппаратуры дизелей на неравномерность её топливоподачи [Текст] / Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов // Доклады ТСХА: Сборник статей. Вып. 288 ч.1. – М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2016. – С.94 – 97.
 42. Сафин, Ф.Р. Регулирование топливной аппаратуры на стендах с впрыском в среду с противодавлением как фактор повышения экономичности работы дизелей [Текст] / Ф.Р. Сафин, П.А. Иофинов // Материалы международной научно-практической конференции «Наука молодых – инновационному развитию АПК» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2016. - С.329-335.
 43. Сафин, Ф.Р. К вопросу выбора системы спутникового мониторинга для предприятий АПК [Текст] / Ф.Р. Сафин, И.Д. Гафуров // Материалы международной научно-практической конференции «Наука молодых – инновационному развитию АПК» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2016. – С.324 – 329.
 44. Сафин, Ф.Р. Модернизация стендов для регулировки топливной аппаратуры дизельных когенерационных установок [Текст] / Ф.Р. Сафин // Материалы II всероссийской научно-практической конференции в рамках XVI Российского энергетического форума «Актуальные проблемы энергообеспечения предприятий», Уфа, Башкирский ГАУ, 2016. - С.207 - 211.
 45. Сафин, Ф.Р. Проектирование устройств противодействия впрыску топлива [Текст] / Ф.Р. Сафин // Материалы всероссийской научно-практической конференции «Совершенствование конструкции, эксплуатации и технического сервиса автотракторной и сельскохозяйственной техники» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2016. – С.320 – 323.
 46. Сафин, Ф.Р. Апробация устройства противодействия впрыску топлива в среде АРМ WINMACHINE [Текст] / Р.Р. Юльбердин, Ф.Р. Сафин, В.Н. Пермиков // Материалы национальной научной конференции «Достижения науки и инновации – аграрному производству» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2017. – С.99 – 103.
 47. Сафин, Ф.Р. Разработка устройства противодействия впрыску с гидравлическим аккумулятором для регулировочных стендов топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров // Материалы международной научно-практической конференции в рамках XXVII Международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2017» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2017 - С.277 - 281.
 48. Сафин, Ф.Р. Модернизация стендов для регулировки топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Ф.Р. Сафин // Материалы международной научно-практической конференции «Совершенствование инженерно-технического обеспечения технологических процессов в АПК» – Оренбург, Оренбургский ГАУ, 2017. – С.219 – 223.
 49. Сафин, Ф.Р. Математическая модель работы гидромеханического аккумулятора устройства противодействия впрыску [Текст] / Ф.Р. Сафин // Материалы всероссийской научно-методической конференции в честь 65-летия кафедры математики ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ «Современное образование: технологии, методика, наука» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2017 г. – С.72 - 75.
 50. Сафин, Ф.Р. Полевая методика определения механического КПД автотракторного дизеля [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин // Материалы национальной научной конференции «Достижения науки и инновации – аграрному производству» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2017. – С.99 – 103.
 51. Сафин, Ф.Р. Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Ф.Р. Сафин, Р.Р. Назмутдинов // Материалы международной научно-практической конференции в рамках XXVIII Международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2018» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2018 - С.171 - 175.
 52. Сафин, Ф.Р. Обоснование полевых методов регулирования топливной аппаратуры и определения механического КПД автотракторных дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин // Материалы I международной научно-практической конференции «Динамика механических систем» – Казань, КГАУ-ИГСА, 2018. – С.49 – 53.

53. Сафин, Ф.Р. Способ диагностики и регулировки дизельной топливной аппаратуры на двигателе [Текст] / Ф.Р. Сафин, В.А. Калинин // Материалы XI национальной научно-практической конференции «Наука молодых – инновационному развитию АПК» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2018. – С.267 - 271.
54. Сафин, Ф.Р. Обоснование полевой методики определения механического КПД автотракторных дизелей [Электронный ресурс] / Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов // Российский электронный научный журнал. – 2019. – №4 (34). – С. 121-131.
55. Сафин, Ф.Р. Исследование возможности диагностирования и регулирования топливной аппаратуры на дизеле [Текст] / Ф.Р. Сафин, Р.Р. Юльбердин // Материалы XII национальной научно-практической конференции «Наука молодых – инновационному развитию АПК» Уфа, Башкирский ГАУ, 2019. – С.72 - 76.
56. Сафин, Ф.Р. Сравнительный анализ способов контроля расхода топлива [Электронный ресурс] / Ф.Р. Сафин, Р.Р. Юльбердин // Российский электронный научный журнал. – 2020. – №1 (35). – С. 126 – 135.
57. Сафин, Ф.Р. Электронный блок управления устройством пропуски впрысков топлива [Текст] / Ф.Р. Сафин // Материалы международной научно-практической конференции в рамках XXXI Международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2021» – Уфа, Башкирский ГАУ, 2021 – С.155 - 159.
58. Safin, F.R. Satellite monitoring system as an effective method for controlling the operation parameters of machine-tractor units / A.R. Valiev, E.M. Gaisin, F.R. Safin // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2021. №27. – pp. 66-70.