МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
ИРКУТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ А.А. ЕЖЕВСКОГО
(ФГБОУ ВО ИрГАУ имени А.А. Ежевского)

На правах рукописи

БОДЯКИНА ТАТЬЯНА ВЛАДИМИРОВНА

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОГО СОСТОЯНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОТИВОЗАДИРНОЙ ПРИСАДКИ В ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО

Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор **Бураев Михаил Кондратьевич**

Новосибирск - 2022

Содержание

Введение 4

Глава 1 Состояние вопроса. Цели и задачи исследования. 10

1.1 Особенности конструкции системы подачи топливом дизельным двигателем. Отказы системы питания топливом дизельного двигателя внутреннего сгорания 10

1.2 Отказы плунжерных пар. Причины их возникновения 18

1.3 Применение низкокипящих углеводородных жидкостей для обеспечения работоспособного состояния дизельной топливной аппаратуры 47

Глава 2 Теоретическое обоснование обеспечения работоспособного состояния плунжерных пар дизельной топливной аппаратуры 52

2.1 Математическая модель определения зазора в плунжерной паре 52

2.2 Обоснование показателя работоспособного состояния плунжерной пары 59

Глава 3 Программа и методика исследования 64

3.1 Программа экспериментальных исследований и этапы её выполнения 64

3.2 Обоснование и выбор компонентов противозадирной присадки в дизельное топливо 66

3.3 Методика получения готового моторного топлива 71

3.4 Методика исследования эксплуатационных свойств дизельного топлива с противозадирной присадкой 73

3.5 Методика определения коэффициента трения в плунжерных парах топливного насоса высокого давления 74

3.6 Методика проведения сравнительных ресурсных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления. 76

3.7 Методика определения гидравлической плотности плунжерных пар топливного насоса высокого давления 80

3.8 Методика обработки экспериментальных данных 81

3.9 Приборы и оборудование для проведения исследований 83

3.10 Методика оценки погрешностей экспериментальных исследований 87

3.11 Методика проведения моторных испытаний 87

3.12 Методика проведения эксплуатационных испытаний 89

Глава 4 Результаты экспериментальных исследований и их анализ 92

4.1 Результаты исследования эксплуатационных свойств моторного топлива....92

4.2 Результаты сравнительных стендовых ресурсных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления 94

4.3 Результаты исследования гидроплотности плунжерных пар топливного насоса высокого давления 100

4.4 Результаты моторных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления 102

4.5 Результаты производственных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления 104

4.6 Результаты оценки погрешностей экспериментальных исследований 106

Глава 5 Эффективность использования дизельного топлива с противозадирной присадкой и рекомендации по ее применению 107

5.1 Экономическая оценка применения противозадирной присадкой в дизельное топливо.....107

5.2 Рекомендации по применению противозадирной присадки в дизельное топливо 109

Заключение 110

Библиографический список 112

Приложения 134

Введение

Актуальность темы исследования. Основным видом моторного топлива, применяемым в современных двигателях внутреннего сгорания (ДВС), используемых в АПК является - дизельное топливо. В ДВС моторное топливо является не только источником тепловой энергии, оно выполняет ряд других функций, имеющих прямое отношение к обеспечению долговечности и экономичности двигателя. В частности, моторное топливо в дизельной топливной аппаратуре используется, как рабочая жидкость, и как смазывающая среда для трущихся пар топливоподающей аппаратуры и т. д. Недостаточная смазочная способность дизельного топлива, является причиной отказа рабочих элементов дизельной топливной аппаратуры ДВС, а именно плунжерных пар топливных насосов высокого давления (ТНВД). На отказы плунжерных пар ТНВД приходится от 20 до 35 % всех отказов двигателя. Отказ плунжерных пар происходит вследствие износа, задира и схватывания материалов деталей прецизионных пар.

Одним из направлений обеспечения работоспособного состояния и ресурса плунжерных пар дизельной аппаратуры является применение противозадирной присадки в дизельное топливо. В настоящее время такие присадки в дизельном топливе не используются. Однако, в отечественной и зарубежной литературе отсутствуют сведения о химмотологическом составе противозадирной присадки. В связи с этим в диссертационной работе предлагается использование противозадирной присадки на основе этилентриглицерина гидроксид водорода. Такая присадка состоит из смазывающего компонента, окислителя и стабилизатора горения топлива. Применение противозадирной присадки способствует адсорбированию граничных пленок на трущихся поверхностях прецизионных пар. Противозадирная присадка к дизельному топливу, состоящая из полярных молекул цепного строения, обладает высокой прочностью на сжатие, упругостью и при наличии нормального давления обеспечивает возможность

скольжения в результате сдвига по плоскостям, образованными концевыми группами молекул. Прочность структурированной пленки возрастает с увеличением давления, что способствует предотвращению контакта трущихся поверхностей.

Компоненты присадки обладают, как высокой смазывающей способностью, так и способностью увеличения энергетической способности дизельного топлива.

Диссертационная работа, направленная на обеспечение работоспособного состояния плунжерных пар топливного насоса высокого давления применением противозадирной присадки в дизельное топливо, является актуальной.

Научная гипотеза: использование низкокипящих углеводородных жидкостей способствует изменению условий трения прецизионных пар, что в конечном итоге приводит к изменению показателя работоспособного состояния.

Степень разработанности темы исследования. Противозадирные присадки востребованы практически во всех областях, где работает тяжелое оборудование и машины: в тяжелой промышленности, металлургии и металлообработке, станкостроении, авиа- и судостроении, автомобильном производстве, строительстве, энергетике. Вместе с тем, разработка и применение данного вида присадок в энергосредствах АПК весьма затруднительна из-за их относительной дороговизны, а недостаточность полного научного исследования проблемы не способствует широкому использованию противозадирных присадок в двигателях сельскохозяйственных тракторов.

Приведенные выше аргументы дают основания для проведения научных исследований по оценке влияния противозадирной присадки на работоспособность ТНВД и на базе полученной информации разработки производственных рекомендаций.

Работа выполнена в соответствии с планом НИР ФГБОУ ВО «Иркутский ГАУ им. А.А. Ежевского», по обеспечению работоспособности машин в сельском хозяйстве путем совершенствования технологии и организации технического сервиса (№ государственного учета АААА-А20-1200226900007-1) и соответствует паспорту специальности 05.20.03 – Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве.

Цель исследования: Обеспечение работоспособного состояния плунжерных пар топливного насоса высокого давления с использованием противозадирной присадки на основе этилентриглицерина гидроксида водорода в товарное летнее дизельное топливо.

Задачи исследования:

1. Обосновать выбор и компонентный состав противозадирной присадки в товарное летнее дизельное топливо.

2. Обосновать показатель работоспособного состояния плунжерной пары топливного насоса высокого давления с учетом эксплуатационных свойств товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой.

3. Выявить зависимость между эксплуатационными свойствами товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой и показателем работоспособного состояния плунжерной пары топливного насоса высокого давления.

4. Провести сравнительные стендовые и ресурсные, эксплуатационные испытания плунжерных пар на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой и оценить экономическую эффективность результатов исследования.

Объект исследования: процесс изменения работоспособного состояния плунжерных пар топливного насоса высокого давления с противозадирной присадки в товарное летнее дизельное топливо.

Предмет исследования: зависимости и закономерности, определяющие работоспособное состояние плунжерных пар топливного насоса высокого

давления применением противозадирной присадки в товарное летнее дизельное топливо.

Научная новизна:

- функциональная модель показателя работоспособного состояния плунжерной пары с учетом эксплуатационных свойств летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой;

- результаты экспериментальных исследований с учетом эксплуатационных свойств летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой;

- результаты производственных испытаний плунжерных пар топливных насосов высокого давления при использовании летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой.

Практическая значимость:

Использование летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой позволяет увеличить ресурс плунжерных пар ТНВД с 1230 до 2214 часов; разработанные рекомендации по использованию топлива для двигателей тягового класса 14 кН; полученные результаты по подбору компонентного состава присадки в дизельное топливо; разработанные рекомендации по применению противозадирной присадки в дизельное топливо.

Методология и методы исследования:

- использованы численные методы для расчета компонентного состава присадки в дизельное топливо и показателя работоспособного состояния плунжерных пар;

- в экспериментальных исследованиях применен статистический и регрессионный анализ для обработки экспериментальных данных.

Основные положения и результаты, выносимые на защиту:

- функциональная модель показателя работоспособного состояния плунжерной пары с учетом эксплуатационных свойств летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой;

- результаты экспериментальных исследований с учетом эксплуатационных свойств летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой;

- результаты производственных испытаний плунжерных пар топливных насосов высокого давления при использовании летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой.

Достоверность полученных результатов. Достоверность результатов исследования подтверждается результатами статистической обработки экспериментальных данных, достаточной сходимостью их с результатами стендовых испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления.

Реализация результатов работы. Результаты работы использованы при техническом сервисе машин в ИП КФХ Тронц М.А., в ИП КФХ Пальчик А.П. Иркутской области, а также в учебном процессе Иркутского государственного аграрного университета им. А.А. Ежевского. Результаты исследований могут быть использованы при совершенствовании подготовки механизаторских кадров.

Апробация работы.

Положения диссертации были доложены и одобрены:

- на научном семинаре в Иркутском ГАУ (2016 г.);

- на научно - практических конференциях с международным участием «Чтения И. П. Терских» (г. Иркутск, Иркутский ГАУ 2017 - 2021 гг.);

- на научных студенческих конференциях «Научные исследования студентов в решении актуальных проблем» (г. Иркутск, Иркутский ГАУ, 2016 - 2019 гг.);

- на международной научно-практической конференции «Климат, экология, сельское хозяйство Евразии» (г. Иркутск, Иркутский ГАУ, 2017, 2018 гг.);

- на научно-практических конференциях ППС Восточно-Сибирского государственного технологического университета технологий и управления (г. Улан-Удэ, 2017 - 2019 гг.);

- на научно-практической конференции молодых ученных (г. Иркутск, Иркутский ГАУ, 28-29 марта 2019 г.);

- на международной научно-технической конференции «Научно-техническое обеспечение АПК Сибири» (г. Новосибирск-р.п. Краснообск, СибИМЭ СФНЦА РАН, 2019г.);

- на научном семинаре (г. Новосибирск-р.п. Краснообск, СибИМЭ СФНЦА РАН, 2020, 2021 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 печатных работ, в том числе 4 статьи в рецензируемых научных изданиях, рекомендуемых ВАК РФ и 1 статья из международной базы цитирования Scopus.

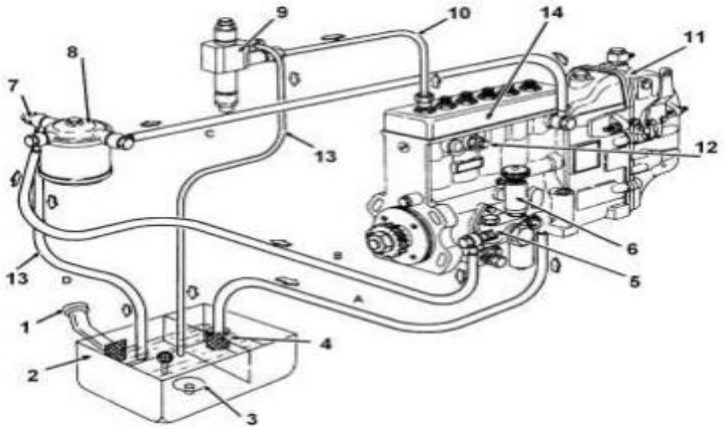
Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и рекомендаций, библиографического списка из 199 наименований, в том числе 10 на иностранном языке и 8 приложений. Объем работы составляет 140 страниц и включает в себя 11 таблиц, 62 рисунка.

Глава 1 Состояние вопроса. Цели и задачи исследования.

1.1 Особенности конструкции системы подачи топливом дизельным двигателем. Отказы системы питания топливом дизельного двигателя внутреннего сгорания

Основу парка мобильных энергетических средств, используемых в сельском хозяйстве, составляют мобильные машины, оснащенные дизельным двигателем внутреннего сгорания (ДВС). Одной из обязательных и неприложенных систем такого двигателя является система питания.

Система питания топливом дизельного двигателя включает несколько самостоятельных агрегатов и элементов, объединенных топливопроводами. Современная система состоит из: топливного бака, топливопровода, фильтров грубой и тонкой очистки топлива, ТНВД с всережимным регулятором, форсунками (Рисунок 1).



1 - заливная горловина; 2 - топливный бак; 3 - отстойник со сливной пробкой; 4 - топливозаборник с сетчатым фильтром; 5 - топливоподкачивающий насос; 6 - ручной подкачивающий насос; 7 - перепускной клапан; 8 - фильтр тонкой очистки; 9 - форсунка; 10 - нагнетательный топливопровод; 11 - автоматический регулятор; 12 - пробка для удаления воздуха; 13 - сливной топливопровод; 14 - топливный насос высокого давления; 15 - фильтр грубой очистки.

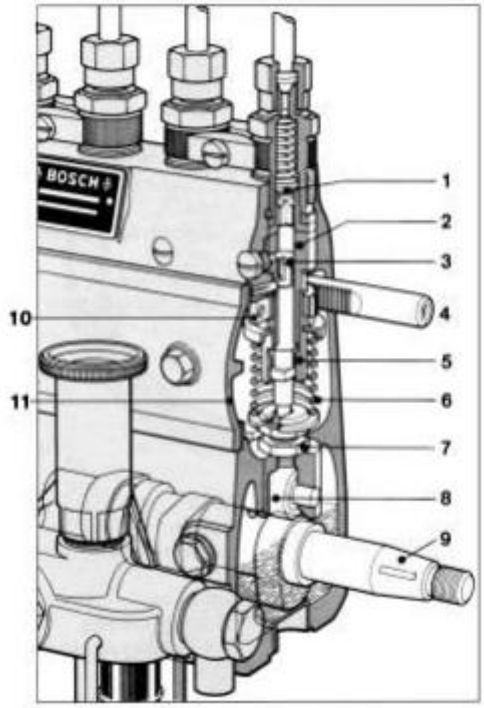
Рисунок 1 – Структурная схема системы питания топливом дизельного двигателя

Основным агрегатом системы питания топливом дизельного ДВС является топливный насос высокого давления с всережимным регулятором [26, 34, 105, 152, 169].

Топливный бак – емкость с необходимым запасом топлива. Фильтры грубой и тонкой очистки предназначены для отделения и фильтрации механических частиц, и отделения коллоидной воды, поступающих с топливом. Фильтры грубой и тонкой очистки позволяют обеспечить тонкость отсева примесей дисперсности фракций от 3 до 15 мкм с полнотой 90-98 %.

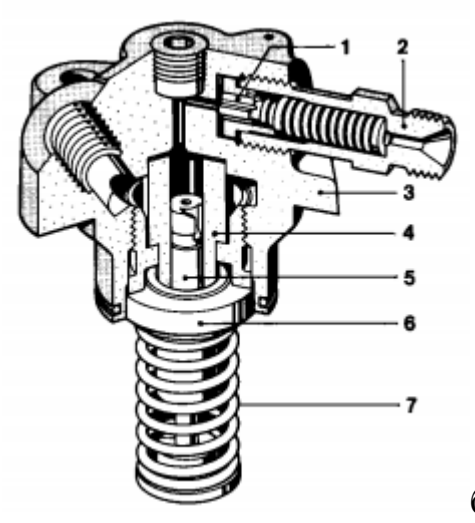
Топливный насос предназначен для своевременной и необходимой порции топлива в цилиндры ДВС.

В конструктивном исполнении ТНВД выполнены: рядными (АТН, 4ТН, ЯМЗ), V – образными (КАМАЗ), распределительного типа (НД, VE 4/9). Конструктивная схема отечественных насосов представлена на Рисунке 2.



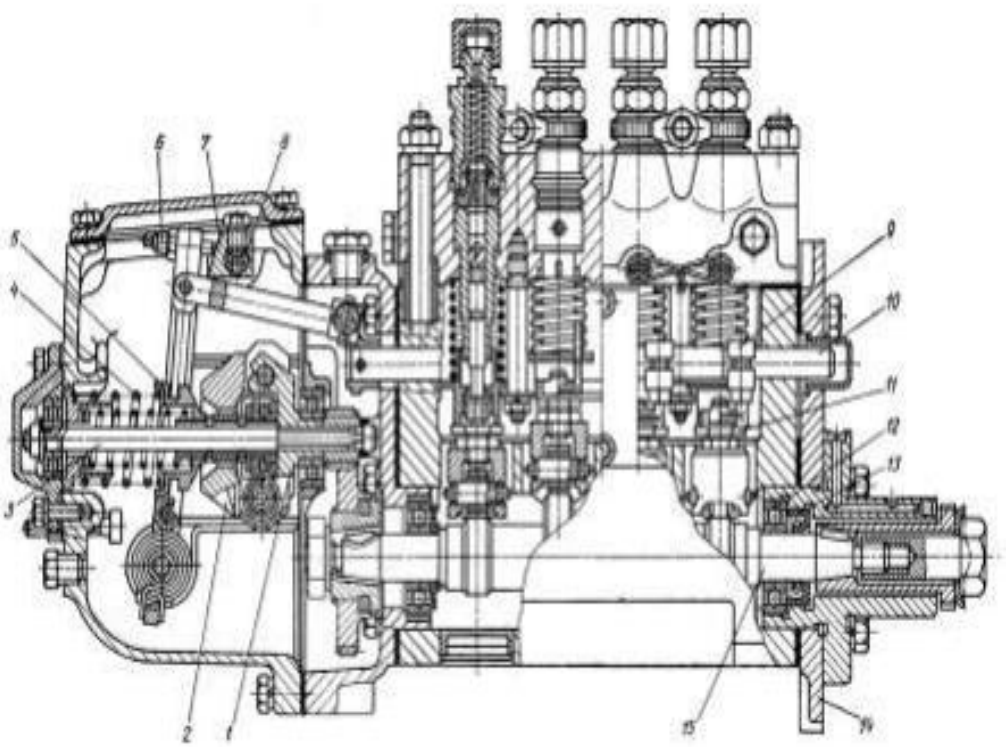
а)

ТНВД рядного типа: 1 - нагнетательный клапан; 2 - втулка плунжера; 3 - плунжер; 4 - рейка; 5 - поворотная втулка; 6 - пружина плунжера; 7 - регулировочный болт; 8 - роликовый толкатель; 9 - кулачковый вал; 10 - регулировочный люк; 11 - зубчатый хомут.



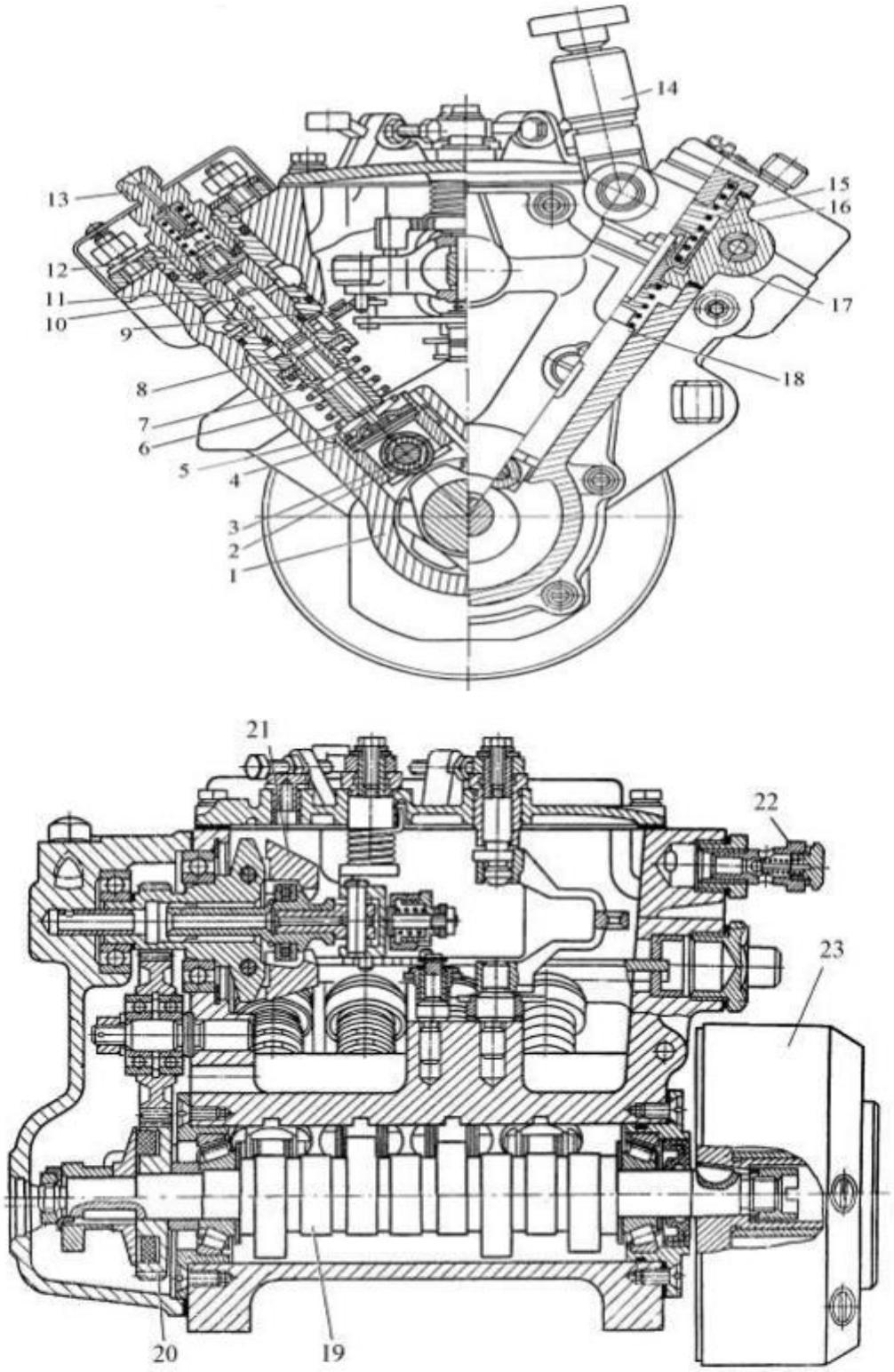
б)

ТНВД дизельного ДВС (Ne цил< 16 кВт): 1 - клапан; 2 - штуцер; 3 - корпус; 4 - втулка плунжера; 5 - плунжер; 6 - поворотная втулка; 7 - пружина.



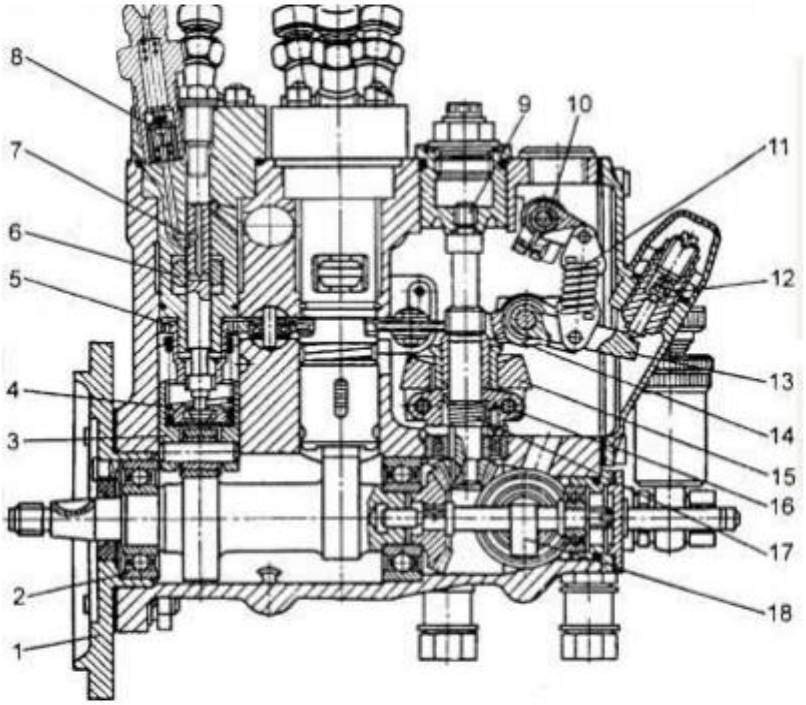
в)

Топливный насос серии ТН с П-образным топливоподводящим каналом головки: 1 - ступица регулятора; 2 - груз; 3 - валик регулятора; 4 - пружина регулятора; 5 - муфта; 6 - вильчатый рычаг; 7 – призматический упор; 8 - валик обогатителя; 9 - поводок плунжера; 10 - рейка; 11 - толкатель; 12 - подшипник;13 – уплотнение; 14 - фланец; 15 - кулачковый вал.



г)

V-образный ТНВД дизеля КамАЗ модели 33-02: 1 - корпус; 2 - ролик; 3 - ось; 4 - толкатель; 5 - тарелка пружины; 6 - поворотная втулка; 7 - пружина; 8 - плунжер; 9 - правая рейка; 10 - втулка плунжера; 11 - корпус секции; 12 -нагнетательный клапан; 13 - штуцер; 14 - ТПН; 15 - пружина; 16 - поршень ТПН; 17 - корпус насоса; 18 - толкатель ТПН; 19 - кулачковый вал; 20 - ведущая шестерня регулятора; 21 - груз; 22 - перепускной клапан; 23 - муфта УОВТ.



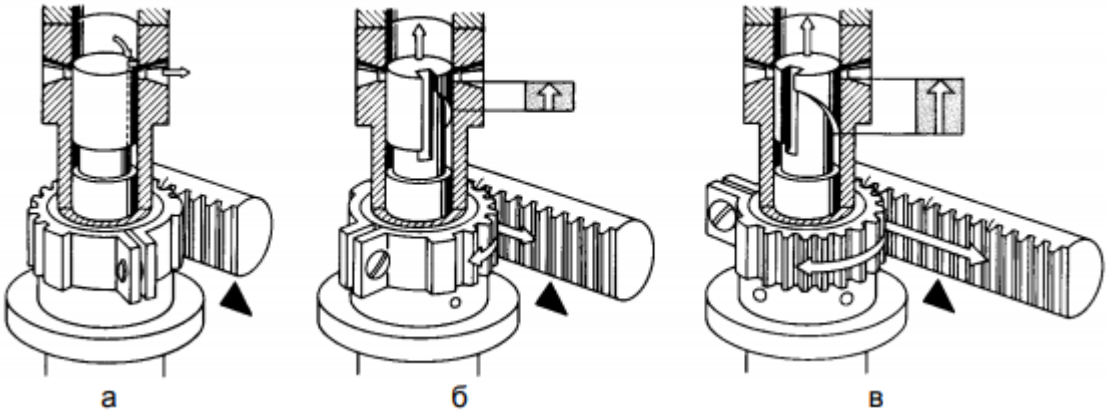
д)

Топливный насос НД 22: 1 - установочный фланец; 2 - подшипник; 3 - толкатель; 4 - пружина; 5 - зубчатая втулка; 6 - дозирующая муфта; 7 - канал-распределитель в плунжере; 8 - нагнетательный клапан; 9 - вал регулятора; 10 - рычаг управления; 11 - пружина регулятора; 12 - корректор в сборе; 13 - рычаг корректора; 14 - вильчатый рычаг; 15 - груз; 16 - ступица грузов; 17 - упругое звено; 18 - вал привода ТПН.

Рисунок 2 – Конструктивная схема насосов

Аналогичная конструкция системы применяется на ТНВД зарубежного производства (Kat, Bosch, Siemens и другие).

В конструкции современных ТНВД для создания необходимого давления используют принцип золотникового нагнетательного элемента (плунжера) с перекрытием внутренних полостей на участках хода плунжера.



Принцип золотникового регулирования цикловой подачи:

а – нулевая подача; б – промежуточная; в – наибольшая подача.

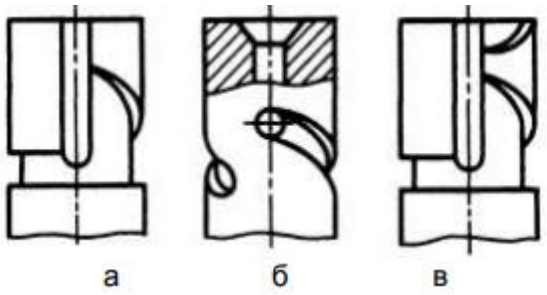


Рисунок 3 – Конструктивная схема плунжерной пары

В общем виде на Рисунке 4 показана доля распределения ТНВД по типу конструкции.

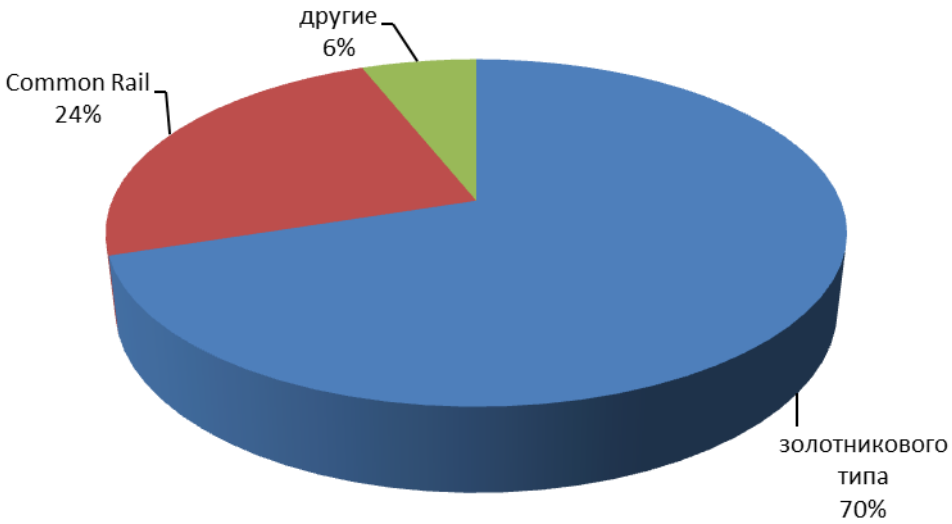


Рисунок 4 – Распределение насосов по типу конструкции

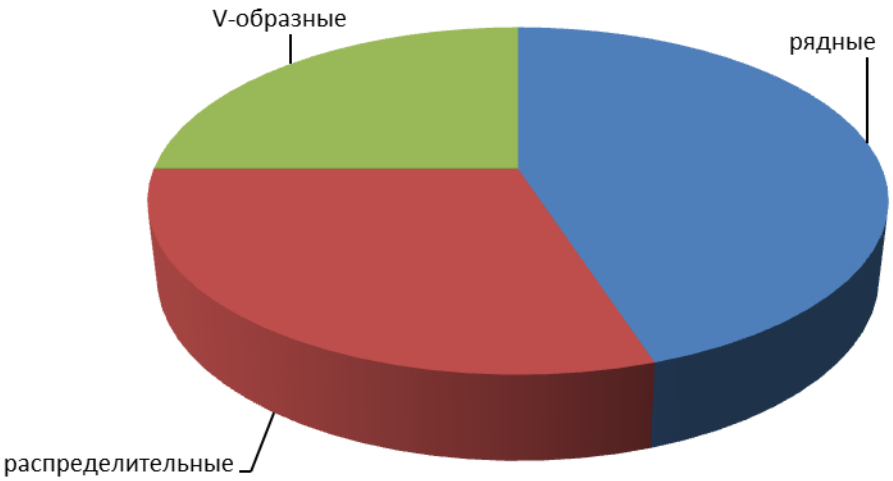


Рисунок 5 – Виды насосов

Распределение отказов за межремонтный период системы питания топливом дизельного ДВС приведены на Рисунке 6.

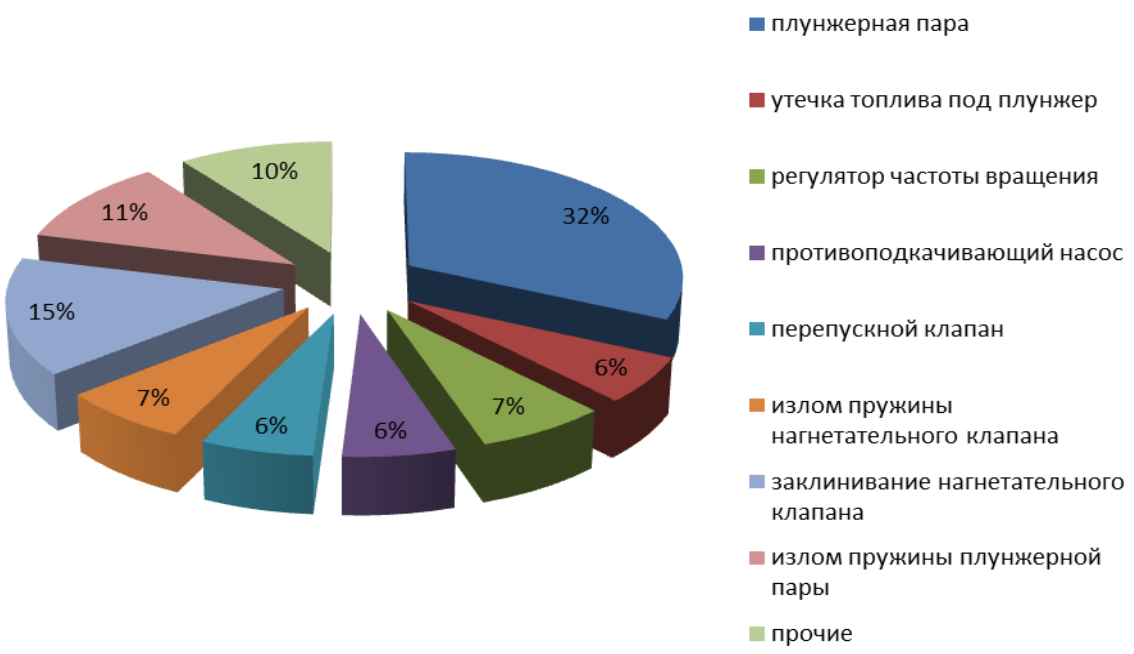


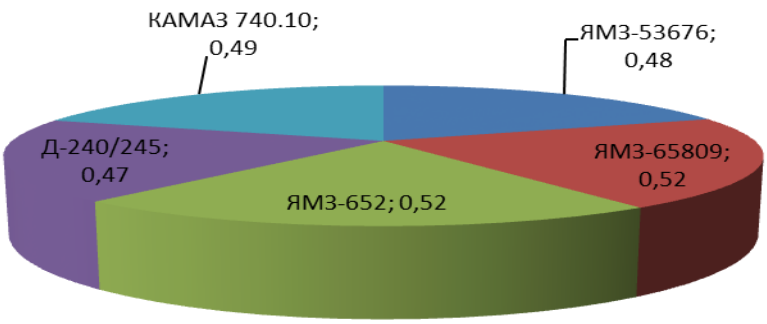
Рисунок 6 – Распределение отказов системы питания

Основным агрегатом, лимитирующим долговечность и безотказность системы питания топливом дизельного двигателя, является ТНВД.

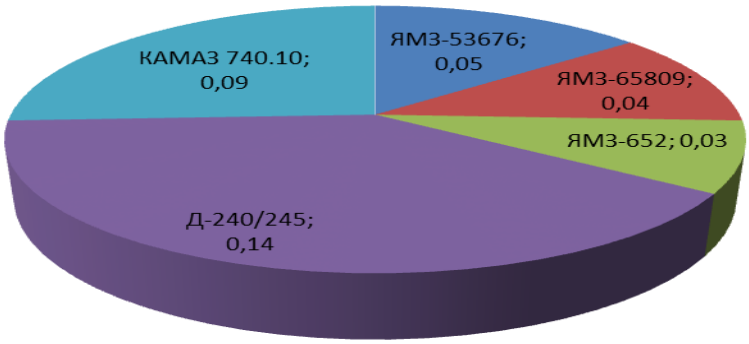
Анализ данных графика на Рисунке 6 свидетельствует, что отказы происходят из-за плунжерной паре, утечки топлива под плунжер, регулятора частоты вращения, противоподкачивающего насоса, перепускного клапана, излома пружины нагнетательного клапана, заклинивания нагнетательного клапана, излома пружины плунжерной пары и прочих. При этом большая часть отказов приходится на плунжерную пару и составляет 32%.

Обобщение данных о работоспособном состоянии ремонтного фонда показало, что от 30 до 48 % ТНВД требуют проведения капитального ремонта в период штатной эксплуатации [32, 33].

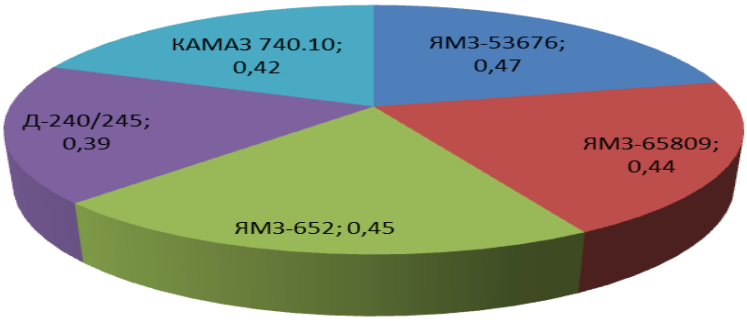
В исследованиях [25, 83] приведены данные, характеризующие распределение отказов и между отказами элементов ТНВД (Рисунок 7 и Рисунок 8).



а – опытная вероятность появления отказов ТА по типам ДВС, $P_1(t)$



б – опытная вероятность насосов ТА, требующих технического обслуживания, $P_2(t)$



в – опытная вероятность насосов ТА, требующих ремонта, $P_3(t)$

$$P(t) = P_1(t) + P_2(t) + P_3(t)$$

Рисунок 7 – Вероятность появления отказов насосов топливной аппаратуры

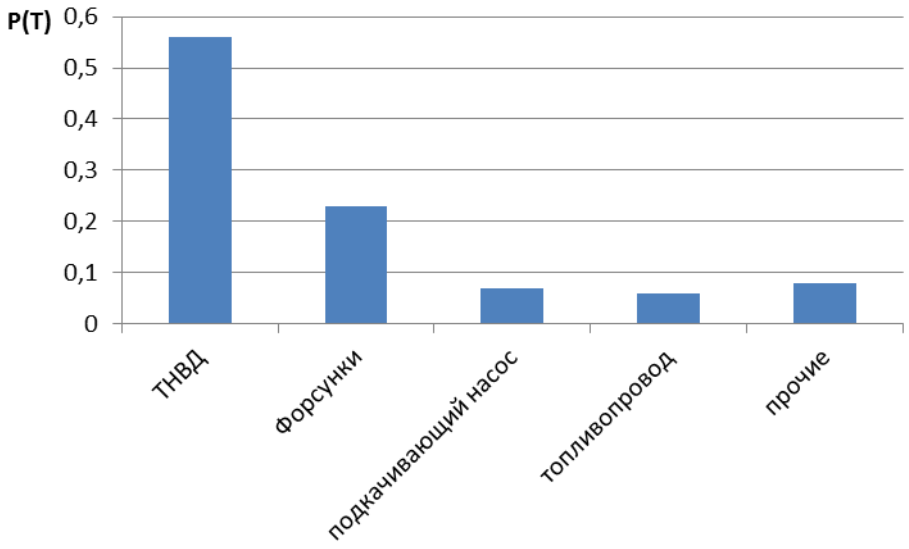


Рисунок 8 – Структурная схема отказов топливной аппаратуры

В таблице 1 приведены затраты на капитальный ремонт ТНВД (на примере ТНВД ЯМЗ).

Таблица 1 – Затраты на капитальный ремонт ТНВД

Наименование параметра (операции)	Трудоемкость, чел-ч.	Затраты, руб.
Монтаж/демонтаж	1,05	4620
Разборка/сборка	1,43	18000
Ремонт	16	6050
Стоимость запасных частей	-	20000
Обкатка	1,2	7000
Примечание. Рыночная стоимость нового насоса. 40000		

1.2 Отказы плунжерных пар. Причины их возникновения

Из практики эксплуатации дизельной топливной аппаратуры известно, что отказы плунжерных пар составляют около 65…80 % всех отказов ТНВД (в зависимости от марки ТНВД). Распределение по видам отказов (износов) представлено на Рисунке 9.

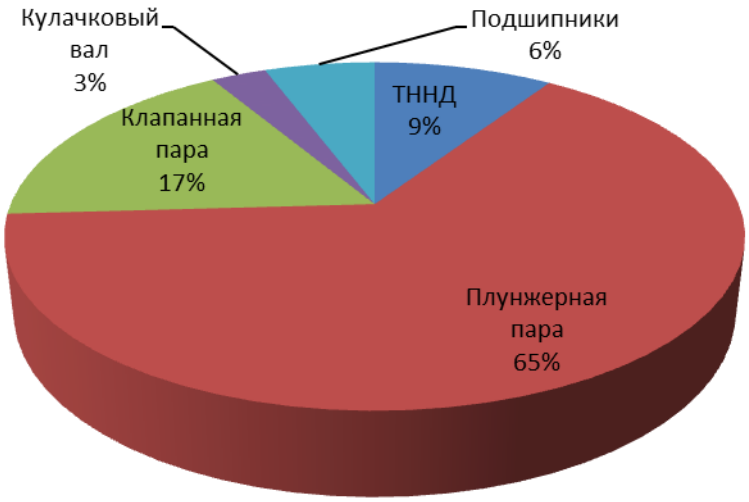


Рисунок 9 – Распределение отказов деталей и узлов ТА

Отказы плунжерных пар, в основном обусловлены, естественным механическим износом материалов поверхностей плунжерных пар.

Причиной механического износа материалов плунжерной пары является металлический контакт, возникающий в результате контактного давления между деталями и является следствием вытеснения из зазора смазывающей жидкости (а именно дизельного топлива). Причем величина контактных напряжений подчиняется закону Герца, и увеличивается в зависимости от перемещения плунжера в соответствии с законом движения кулачка распределительного вала (закон движения плунжера) (Рисунок 10).

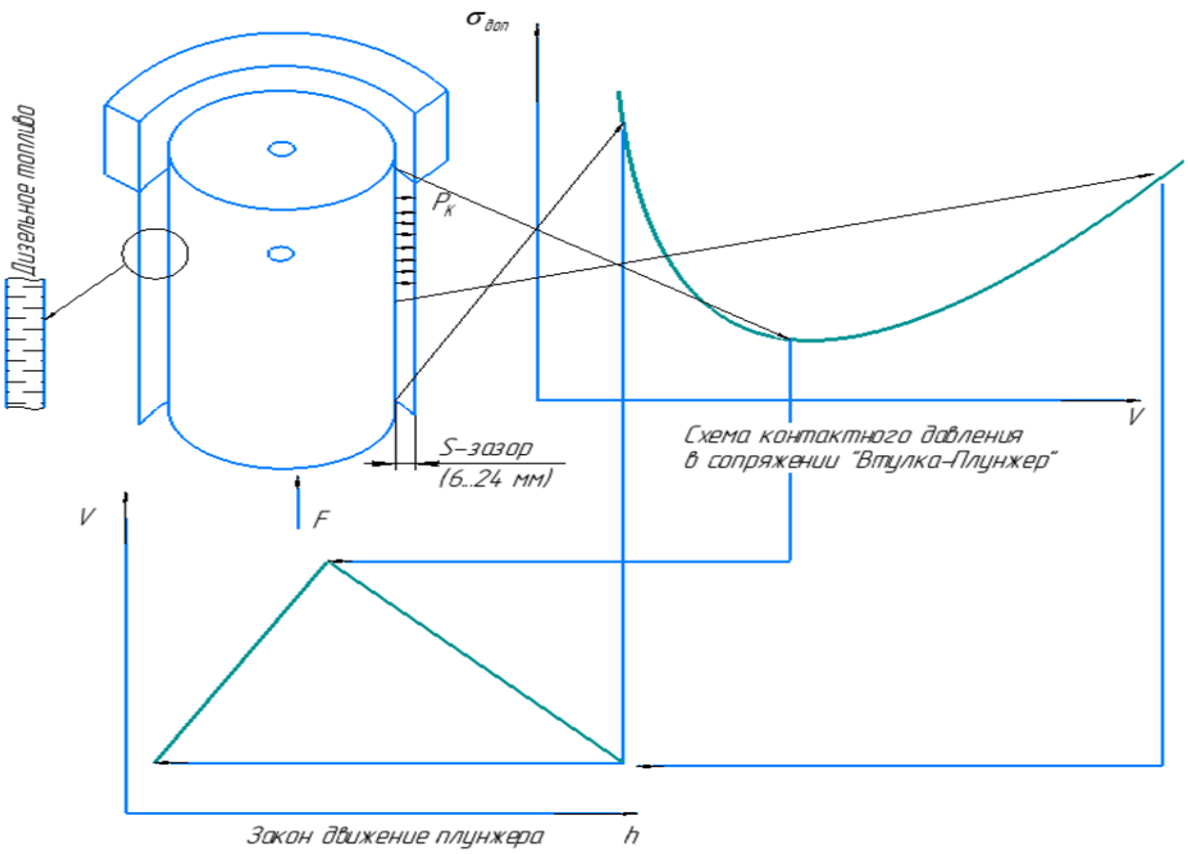


Рисунок 10 – Схема контактного давления в сопряжении «втулка - плунжер»

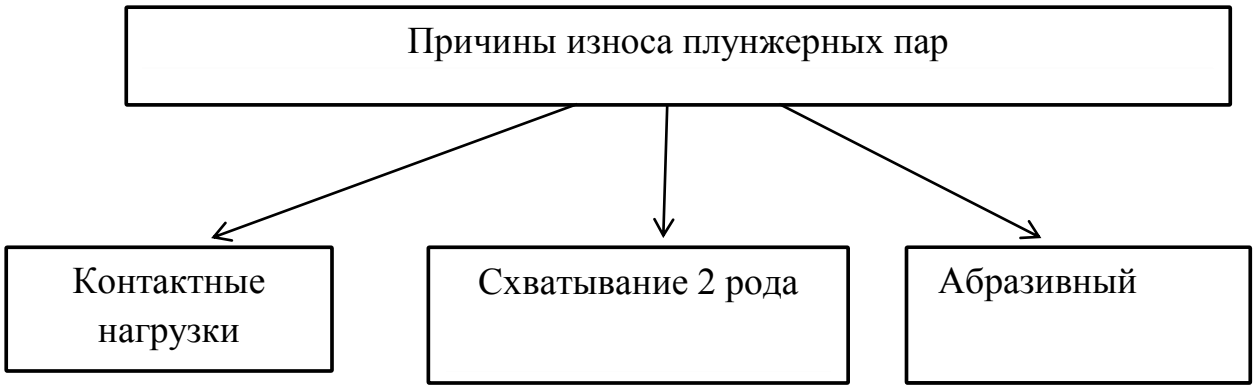


Рисунок 11 – Схема причин износа плунжерных пар

Многочисленными исследованиями установлено, что топливная аппаратура, являясь одним из основных элементов дизеля, в ряде случаев не обеспечивает его требуемую надежность в условиях эксплуатации и обуславливает 25…30 % всех отказов двигателей [3, 4, 6, 10, 12, 16].

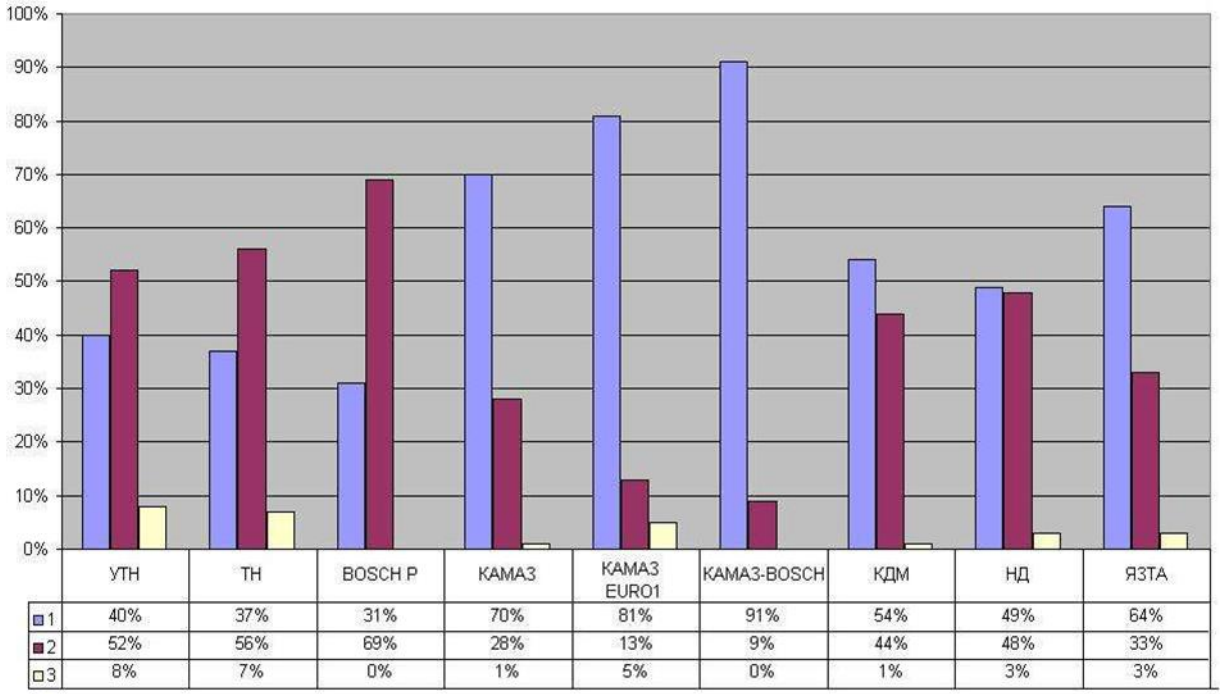
Вероятность наступления отказа элементов топливной аппаратуры

определяется множеством факторов, которые можно разделить на две группы: конструктивные и эксплуатационные. К первым относятся все факторы, от которых зависит качество изготовления, сборки узлов ТА, их обкатки, а также конструктивные особенности узлов и агрегатов. К эксплуатационным факторам относят природно-климатические условия, характер и интенсивность работы дизеля, методы и квалификационный уровень ТО и ремонта и т.д.

Эксплуатационные отказы могут быть: закономерными, связанные с естественным износом деталей и старением материала; вызванные нарушениями правил эксплуатации, в частности: ТО, правил хранения, транспортировки и очистки топлива, приводящие к быстрому износу или заклиниванию прецизионных пар и т.д.

Одним из основных элементов топливоподающей системы, определяющим ее надежность, является топливный насос высокого давления (ТНВД). По статистике одного из ремонтных предприятий (Рисунок 12) для отечественных ТНВД серий УТН, ТН, НД наиболее характерны отказы II группы сложности, устраняемые ремонтом или заменой легкодоступных узлов и агрегатов или их деталей (соответственно 52 %, 56 % и 48 % от общего количества отказов).

В ТНВД семейства КамАЗ, в отличие от остальных типов, отказы II группы сложности встречаются реже. Такие отказы в основном обусловлены потерей работоспособности прецизионных элементов. Для ТНВД семейства КамАЗ характерны отказы I группы сложности (70 %), устраняемые ремонтом или заменой деталей, расположенных снаружи узлов и агрегатов (форсунка, топливный насос низкого давления и т.п.). Отказы III группы сложности, устраняемые при полной разборке, больше встречаются в ТНВД типа УТН и ТН.



	УТН	ТН	BOSCH P	КАМАЗ	КАМАЗ EURO1	КАМАЗ-BOSCH	КДМ	НД	ЯЗТА
1	40%	37%	31%	70%	81%	91%	54%	49%	64%
2	52%	56%	69%	28%	13%	9%	44%	48%	33%
3	8%	7%	0%	1%	5%	0%	1%	3%	3%

Рисунок 12 - Диаграмма отказов I, II, и III группы сложности для распространенных серий ТНВД автотракторных дизелей по данным ООО «Башдизель» за 2014-2016 гг.

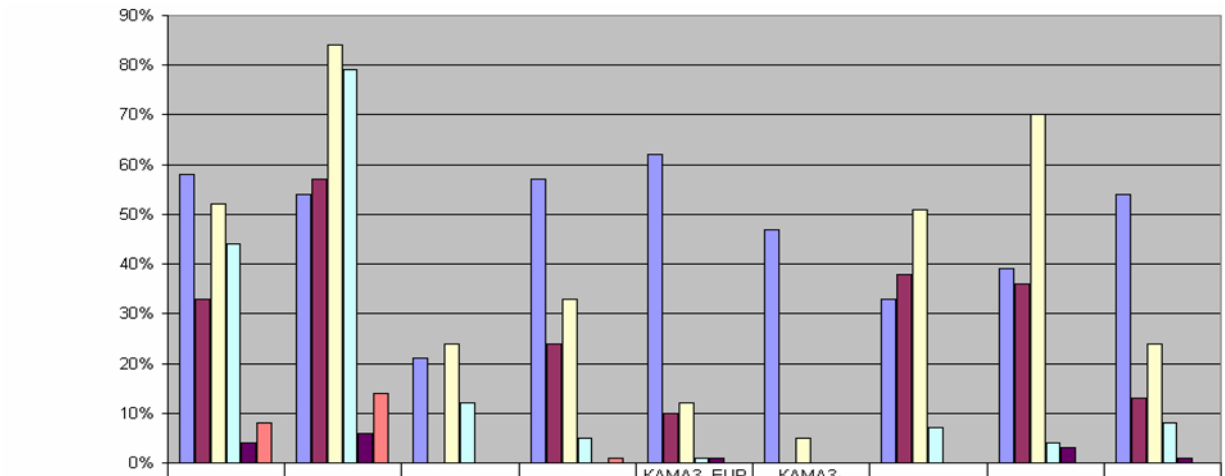
Поломка кулачкового вала и подшипников (Рисунок 13) в этих ТНВД происходит, вероятно, из-за недостаточной жесткости кулачкового вала. Поэлементный анализ удельного веса отказов от их общего количества представлен в виде диаграммы на Рисунке 13, по которому можно судить о высокой доле отказов распылителей практически для всех типов систем, доля отказов плунжерных пар наиболее высока в насосах типа УТН, ТН, КДМ, НД.

Проведенные исследования по определению средней наработки в реальных условиях эксплуатации показывают значительное снижение ресурса насосов. Так, ЦНИТА проводил наблюдение за 13 насосами УТН-5А в течение 2006…2009 гг. При доверительной вероятности 0,9 средняя наработка насосов до их замены составила от 2,94 до 4,24 тыс. мото-часов.

Как показали исследования Горбаневского В.Е., в подавляющем большинстве случаев ухудшение параметров впрыскивания топлива связано с проблемами трения и изнашивания пар трения топливной аппаратуры. Детали пар трения изготавливаются из сталей, имеют высокую твердость (около 60 HRC) и

малую шероховатость (Ra до 0,04 мкм для прецизионных и до 0,32 мкм – для точных поверхностей). Диаметральные зазоры составляют 1…2 мкм в прецизионных и 10…40 мкм - в точных парах скольжения.

В работах по обеспечению долговечности стальных пар трения ТА за основу приняты наиболее глубокие обобщающие работы, такие, как, например отечественная структурно-энергетическая теория трения Костецкого Б.И.



	УТН	ТН	BOSCH P	КАМАЗ	КАМАЗ_EURO 1	КАМАЗ-BOSCH	КДМ	НД	ЯЗТА
Распылитель	58%	54%	21%	57%	62%	47%	33%	39%	54%
ТННД	33%	57%	0%	24%	10%	0%	38%	36%	13%
Плужерная пара	52%	84%	24%	33%	12%	5%	51%	70%	24%
Клапанная пара	44%	79%	12%	5%	1%	0%	7%	4%	8%
Кулачковый вал	4%	6%	0%	0%	1%	0%	0%	3%	1%
Подшипники	8%	14%	0%	1%	0%	0%	0%	0%	0%

Рисунок 13 - Диаграмма отказов элементов ТНВД и форсунок (по данным ООО «Башдизель» за 2014-2016 гг.)

Из [25, 45, 74, 165] исследований натурных пар трения ТА особый интерес представляют данные по плунжерным парам. Горбаневским В.Е. и Кисловым В.Г. выявлено, что чаще износ прецизионной поверхности плунжера (Рисунок 14) наблюдается на головке со стороны, противоположной рабочей отсечной спирали, т.е. в зоне, где наблюдается воздействие максимальных прижимающих усилий (создаваемых давлением 50…80 МПа) ударного характера (период нарастания давления) накладывается на воздействие максимальной (2…4 м/с) скорости движения плунжера на каждом рабочем цикле.

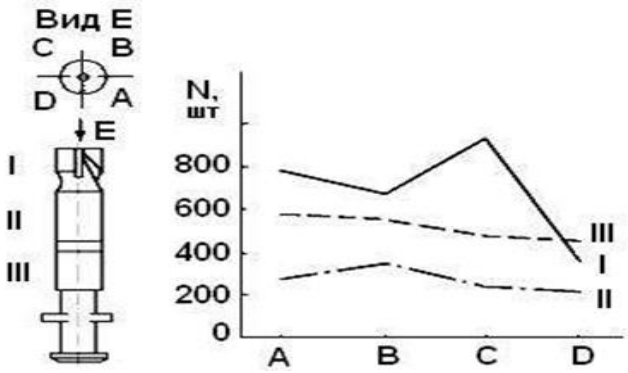


Рисунок 14 - Количество случаев сильного износа плунжеров насоса НК в различных зонах их прецизионных поверхностей.

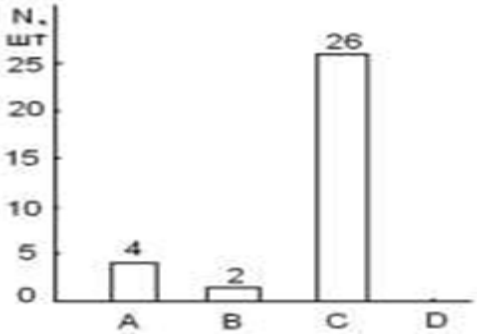
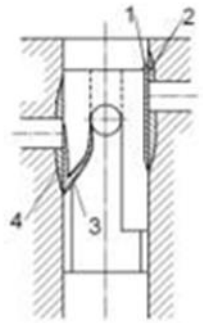


Рисунок 15 - Количество случаев заклинивания в средней зоне (II) прецизионной поверхности плунжеров в подвесной секции насоса типа MW.

Проведенные нами исследования заклинивания плунжерных пар 36 рядных насосов типа MW комбайновых дизелей (наработка насосов 746…2740 моточасов) показали, что, как правило, в рядных насосах происходит заклинивание одной, редко - двух плунжерных пар. При этом отмечался аналогичный характер заклинивания (Рисунок 15). Следует отметить, что остальные плунжерные пары насоса при этом имели хорошее состояние поверхностей, без видимых повреждений и пятен. Проведенный поэлементный анализ линии нагнетания отказавших секций выявил, что при закоксовывании сопел распылителей форсунки в линии высокого давления наблюдается эффект гидроудара. Так как ТНВД типа MW имеют высокие давления нагнетания и плунжер является неуравновешенным (отсутствует симметрическая канава по отношению к отсечной), в результате происходит заклинивание плунжерной пары.

Антипов В.В., Бахтияров Н.И.,Загородских Б.П. и др. отмечают, что рабочие поверхности плунжеров и втулок изнашиваются абразивными частицами, содержащимися в топливе.

Исследования, проведенные ЦНИТА, показали, что износ плунжерной пары имеет локальный характер, в районе впускного и выпускного окон (Рисунок 16). Общая величина изношенной поверхности трения не превышает 5%, а характер микронеровностей на ней указывает на износ от абразивных частиц, которые вместе с топливом поступают в надплунжерное пространство при всасывающем ходе плунжера. При нагнетательном ходе часть топлива вытекает обратно в наполнительное отверстие, причем по ходу плунжера поток топлива дросселируется, что сопровождается ростом давления в надплунжерном пространстве и резким нарастанием скоростей перетекания [20, 45, 160].



Место износа	Глубина, мкм	Ширина, мм	Длина, мм
1	23-25	4,5-5	9,5-10,0
2	25-27	4,5-5	6-7
3	18-20	2,5-2,7	4
4	15-17	-	-

Рисунок 16 - Локальный износ плунжерных пар в эксплуатации (по данным ЦНИТА).

При наличии в топливе абразивных частиц вследствие эрозии и кавитации происходит «размывание» поверхности втулки, прилегающей к отсечному отверстию, и поверхности плунжера вблизи отсечной кромки (Рисунок 17). Кроме того, часть топлива просачивается в зазор между втулкой и плунжером и заносит туда абразивные частицы. Зазор при сборке невелик и составляет 1,5 – 3,5 мкм, но он существенно увеличивается в процессе нагнетания за счет расширения втулки, когда давление топлива значительно

возрастает.

Рисунок 17 - Износ плунжера вследствие попадания абразивных частиц

Расчеты ЦНИТА показали, что расширение втулки возможно на 6 – 7 мкм, так что суммарный зазор в паре может достигать 8 – 10 мкм. Следовательно, в зазор могут заноситься частицы до 10 мкм, которые после падения давления защемляются между трущимися парами и вызывают изнашивание.

Из [17, 25, 43, 63] следует, что катастрофический износ наблюдается у плунжерных пар, когда размер абразивных частиц составляет 6 - 10 мкм.

Опыты ЦНИТА показали [20], что изменение гидроплотности плунжерных пар при работе на топливе с различными размерами загрязнителя происходит следующим образом: практически не влияет на износ загрязнитель менее 2 мкм, вызывает очень интенсивный износ загрязнитель более 4 мкм.

Работы, выполненные в ГОСНИТИ, показывают наличие связи износа рабочих поверхностей прецизионных пар с деформированием втулки плунжера. Установлено, что крупные абразивные частицы, находящиеся в топливе, попадают в зазор между плунжером и втулкой вследствие деформации последней во время нагнетания топлива.

Ресурс прецизионных пар возрастает по мере снижения до определенных пределов их исходных зазоров и увеличения гидравлической плотности. Рациональный предел снижения зазора в парах определяется величиной монтажных и рабочих деформаций втулок, а также тонкостью фильтрации топлива. По мере износа пар увеличивается их зазор, и резкое влияние на износ начинают оказывать более крупные частицы. Изменение зазора в пределах 0,6…2,5 мкм существенно не влияет на скорость изнашивания,

поэтому уменьшать далее зазор нецелесообразно. В распределительных насосах НД этот зазор варьирует в пределах 0,6…1,6 мкм.

При имеющих место весьма малых зазорах в парах особое значение приобретает вопрос снижения вероятности зависания плунжера во втулке, что достигается, в частности, уменьшением монтажных деформаций втулки путем снижения усилия затяжки штуцера насоса, повышения жесткости втулки и совершенствования ее конструкции. Исследованиями в ГОСНИТИ установлено, что при затяжке нажимного штуцера топливного насоса типа ТН с моментом 120 Нм втулка в сечении ниже окон деформируется на величину до 3 мкм. Эти же данные были подтверждены исследованиями деформации деталей плунжерной пары при сборке насосов УТН-5, которые проводились в Саратовском ИМЭСХ [19, 25, 63].

Горбаневский В.Е. и Ващенко А.Н. установили, что при хорошем качестве фильтрации топлива (картонные или бумажные топливные фильтры задерживают до 99,5 % и более механических частиц размером от 2 мкм и больше) абразивный износ не может быть определяющим. Рабочей средой для прецизионных пар трения является дизельное топливо, для точных (внутри ТНВД) – смесь масла из масляной системы дизеля с топливом, просочившимся в картер насоса по зазорам прецизионных плунжерных пар трения.

Однако в реальных условиях эксплуатации на долговечность работы деталей, главным образом прецизионных (плунжерная пара, распылители и др.) или тяжело нагруженных (кулачковый вал, ролик толкателя и пр.) большое влияние оказывает чистота и состав (вид) используемого топлива.

В частности, большая доля неисправностей деталей распределительных насосов типа VE является следствием применения топлива ненадлежащего качества. На Рисунке 18 показаны следы износа оси ролика (а) пальцев приводного вала (б) и профиля кулачковой шайбы (в) вследствие использования топлива ненадлежащего качества с плохими

смазывающими свойствами.

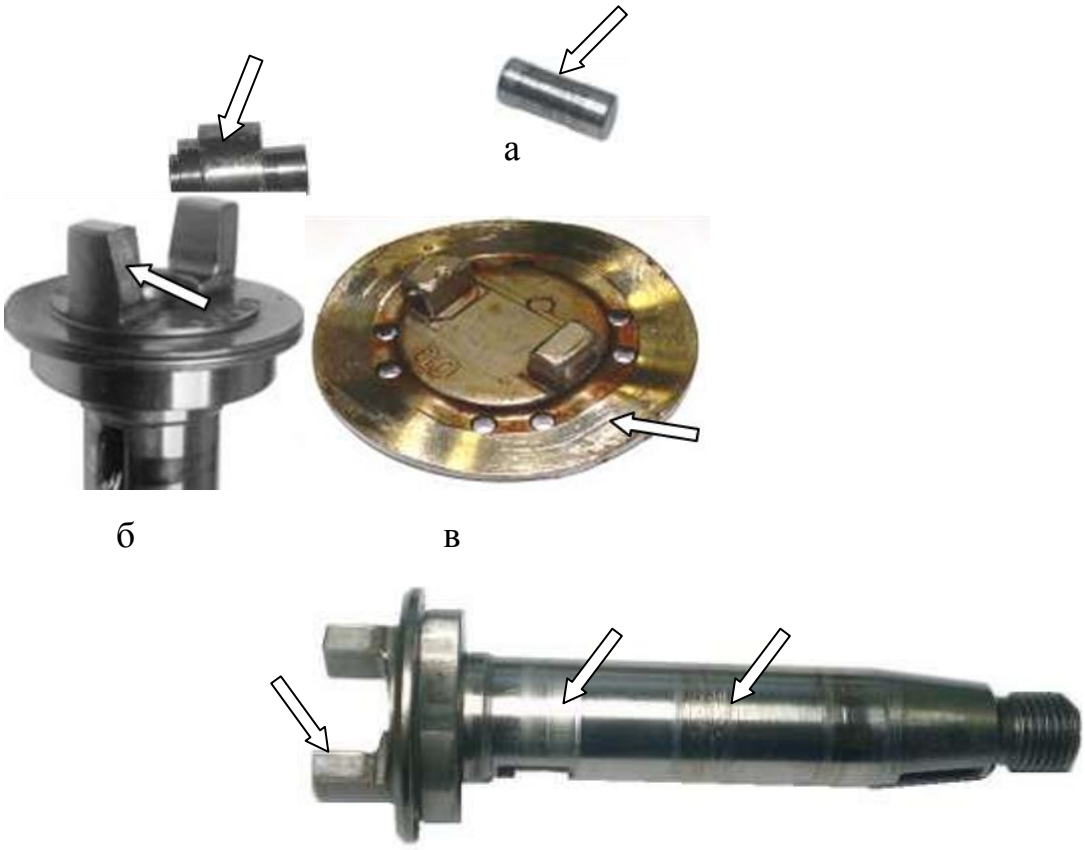
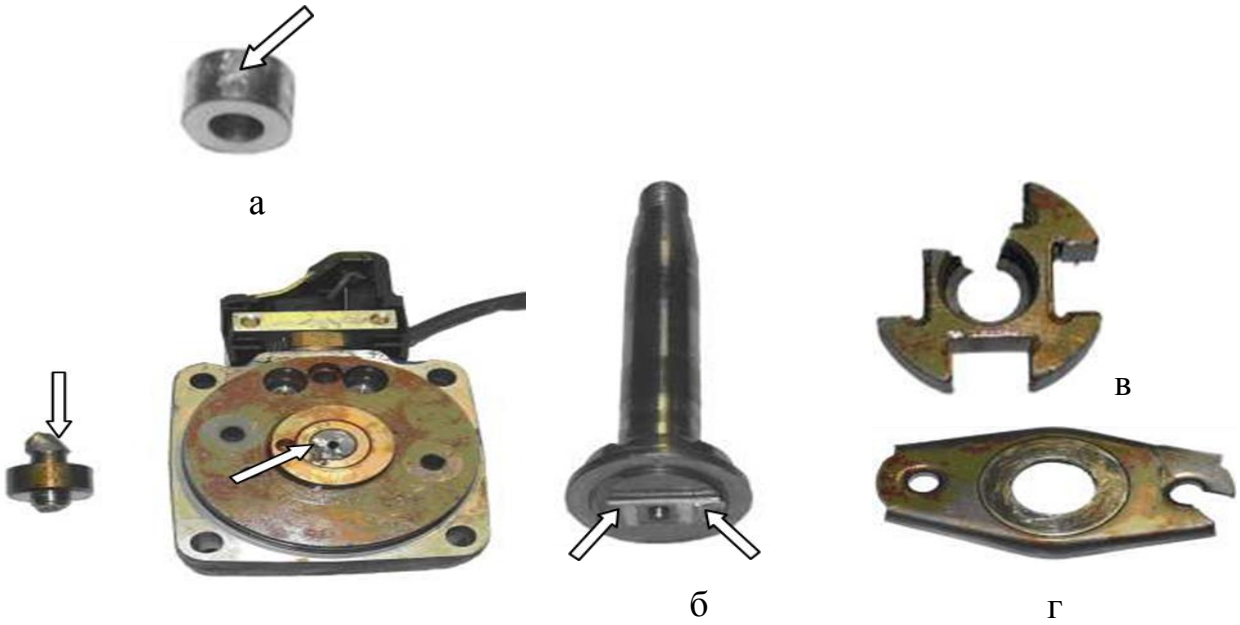


Рисунок 18 - Износ деталей распределительных насосов типа VE: а – ролика и оси ролика; б и г - пальцев приводного вала и поверхности; в - профиля кулачковой шайбы.

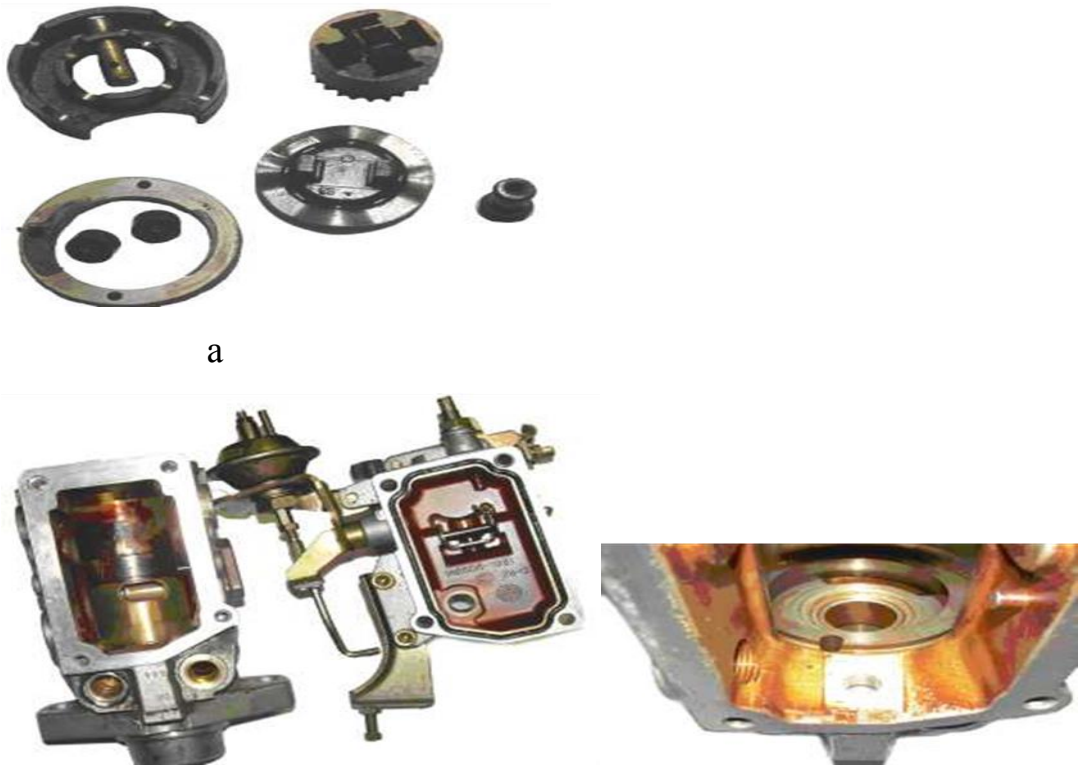
Наличие воды в топливе приводит к коррозии деталей ТНВД, нарушению подвижности или заклиниванию плунжера, поломке элементов привода плунжера и пр. (Рисунок 19).

Использование топлив содержащих рапсовое масло, FAME – жирные кислотные метил-эфиры и т.д., приводит к появлению отложений, смолообразованию на деталях и узлах ТНВД (Рисунок 20), разрыхлению и разрушению неметаллических уплотнителей. У ТНВД с электронным управлением такие отложения могут вызвать изменение характеристик управления процессом топливоподачи и появлению многочисленных неисправностей дизеля в целом.



а - плунжер; б - приводная крестообразная шайба; в - приводной вал; г - пружинный мост.

Рисунок 19 - Поломка элементов привода ТНВД типа VE.



а - роликовая обойма, статор ТПН, грузики регулятора в обойме, кулачковая шайба, редукционный клапан ТПН; б, в - внутренние полости корпуса и крышки регулятора ТНВД

Рисунок 20 - Отложения на деталях ТНВД вследствие использования топлива ненадлежащего качества

Отказ топливных насосов обусловлен износом деталей и, в результате чего изменяются основные регулировочные характеристики. Обработка данных, полученных ЦНИТА при эксплуатационных испытаниях насосов УТН-5, показала, что 29 % всех отказов приходится на износ подшипников кулачкового вала, 12,5 % на нарушение герметичности уплотнений, 29,2 % - на увеличение неравномерности распределения топлива и снижение цикловой подачи (износ плунжерных пар и нагнетательных клапанов) и 8,5 % - на снижение частоты вращения начала действия регулятора [3].

В распределительных насосах 28 % основных дефектов приходится на износ и заедание плунжерных пар, 15 % - на заедание и поломку зубьев промежуточной шестерни.

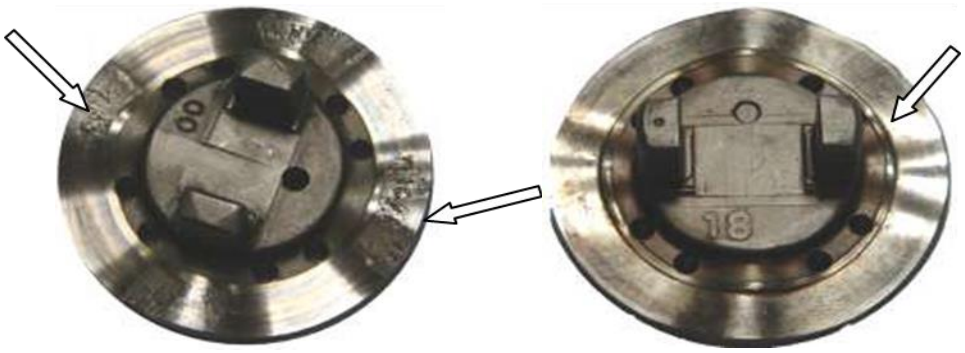
По данным ЦНИТА, суммарный износ сопряжений деталей в цепи привода плунжера (венец – рейка и поводок – втулка) за 1000 ч работы в условиях нормальной эксплуатации составляет 0,124 мм. Почти 30 % этого износа приходится на сопряжение болт толкателя – плунжер, 24 % - на беговые дорожки подшипников, 28 % - на ролики, ось и отверстие оси толкателя и 9 % - на кулачок вала.

Заклинивание плунжерных пар является критическим для распределительного типа насосов. Так, в частности, в насосах типа VE это приводит к разрушению плунжера или к повреждению привода насоса (Рисунок 19). В насосах НД – к поломке зубьев промежуточной шестерни и др.

Кулачковая шайба распределительного насоса типа VE с торцевым приводом является ресурсоопределяющей. Наблюдается питтинговый износ кулачков (Рисунок 21, а), а также неравномерный (увеличивающийся от центра радиуса) износ переднего фронта кулачков, который достигает величины 0,5мм (Рисунок 21, б).

У головок насосов при затяжке штуцеров без динамометрических ключей часто срываются резьбы под штуцеры. Из других узлов насосов

высокого давления особого внимания требует привод плунжеров.



а б

Рисунок 21 - Износ кулачковой шайбы распределительного топливного насоса типа VE.

Ресурс насосов, во многих случаях, ограничивается износом деталей именно этого узла. Поскольку толкатель смазывается маслом, подводимым под давлением от системы смазки двигателя, что значительно увеличивает ресурс насосов.

В насосах VE и VP со смазкой топливом при использовании некачественного топлива или неправильного натяжения приводного ремня (в дизелях с ременной передачей) изнашиваются приводной вал и его втулки, появляется зазор между приводным валом, крестом и кулачковой шайбой, достигающий 0,35 мм. Допускаемый радиальный зазор между втулкой и валом составляет 0,25 мм.

Из-за снижения жесткости пружин механических регуляторов ТНВД в процессе эксплуатации существенно уменьшаться частота вращения начала его действия. Из деталей регулятора, в основном, изнашиваются: лапки и оси грузов, обойма подшипника, рычаг управления, регулировочные болты и др. По данным ЦНИТА, суммарный износ в размерной цепи механизма регулятора (приведенный к рейке насоса) у насоса УТН-5 за 1000 ч работы составляет 0,127 мм.

В процессе выполнения регламентных работ у 32 насосов типа MW была произведена проверка работы всережимных регуляторов типа RSV (узел

регулятора не подвергался разборке). Анализ контрольных параметров 18 ТНВД типа MW дизелей Cummins 6CTA комбайнов Case 2366 и 4 насосов VE с всережимными регуляторами дизелей 4T390 самоходных косилок Case 8825HP показал стабильность установленных на заводе параметров регулятора. В частности, у насосов MW значения положения рейки отличалось от заданных заводом-изготовителем на номинальной частоте вращения кулачкового вала на 2 %, на режиме начала действия регулятора – на 3 %.

В то же время объемная подача у 8 насосов не удовлетворяла регулировочным значениям из-за низкой гидроплотности плунжерных пар. Особенностью условий работы регуляторов распределительных насосов (типов VE, VP) является то, что топливо подается в надплунжерное пространство через полость регулятора. При неудовлетворительной очистке топлива на внутренних стенках и деталях регулятора скапливаются отложения, которые в дальнейшем отслаиваются и попадают в линию нагнетания, нарушая работу плунжерной пары и форсунки. К тому же уменьшение проходного сечения жиклера в сливном штуцере из-за его засорения отрицательно сказывается как на величине, так и на равномерности цикловых подач.

Влияние нагрузки. Удельная нагрузка при трении оказывает существенное влияние на характер и интенсивность протекания физических процессов, происходящих в поверхностных слоях металлов. Величина удельной нагрузки при трении определяет площадь фактического контакта трущихся поверхностей. Возрастание удельной нагрузки приводит к увеличению глубины слоев металла, принимающих прямое участие в процессах трения, что способствует изменению интенсивности изнашиванию трущихся деталей. При достижении определенных значений удельной нагрузки возникают качественные изменения процессов на поверхности трения и переход от одних видов изнашивания к другим.

Величина удельной нагрузки при трении до момента наступления схватывания в меньшей степени влияет на интенсивность протекания процессов, определяющих износ трущихся деталей, чем скорость скольжения, так как это влияние связано, в основном, с изменением величины и интенсивности пластической деформации поверхностных слоев металла, а не изменением температуры. Величина удельной нагрузки оказывая влияние лишь в случае достижения критических ее значений, когда наблюдается переход к износу схватыванием.

На Рисунке 22 приводятся экспериментальные зависимости износа от нагрузки, полученные при скорости скольжения 1,44 м/с. При увеличении нагрузки износ возрастает для всех испытанных топлив. Более крутой эта зависимость получена в экспериментах топливом ДТ-Л. Значение нагрузок, при которых получает развитие процесс схватывания, неодинаково для испытанных топлив. При испытании топлива ДТ-А схватывание развивается при нагрузке 280 Н, а при испытании топлива ДТ-Л схватывание наблюдается уже при нагрузке 170 Н.

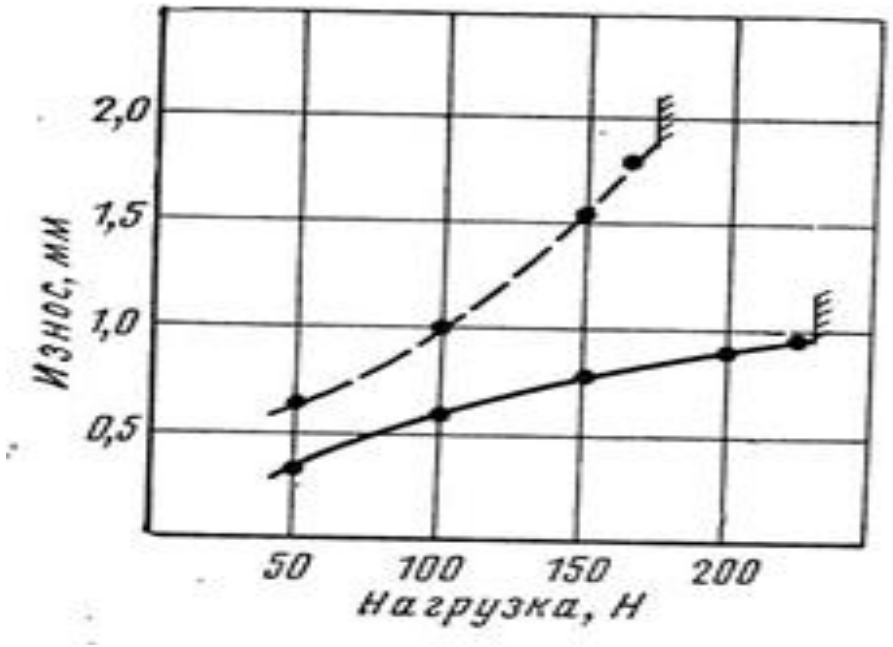
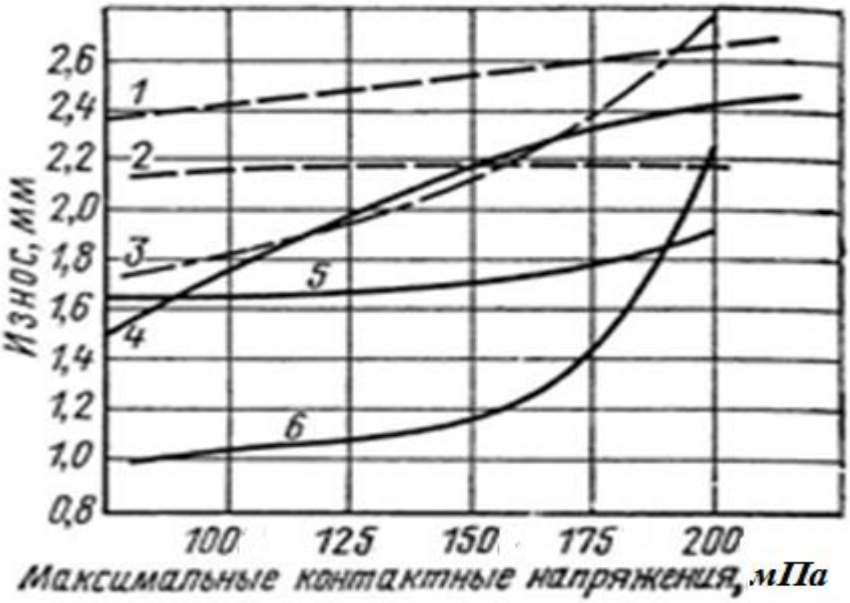


Рисунок 22 – Зависимость износа от нагрузки на пару трения ($v_{ск}$=1,44 м/с и $t = 20^0 C$)



1, 4 – ШХ15; 2,5 – Х12М, ЭИ347Ш; 3,6 – ХВГ, ШХ15 для топлив ---- ДТ-А; - - - - ДТ-Л.

Рисунок 23 – Зависимость износа сталей от максимальных контактных напряжений при различных сочетаниях материалов пар трения ($v_{ск}$=0,1 м/с и $t = 60^0 C$)

Поскольку скорость скольжения большинства трущихся пар в реальных условиях работы топливных агрегатов не превышает 0,4 м/с (например, для случая проскальзывания плунжера по наклонной шайбе), представляло интерес исследовать более подробно влияние нагрузки на процессы трения и изнашивания при скоростях скольжения такого порядка. Исследовались конструкционные стали в диапазоне нагрузок от 100 до 2000 Н, что соответствует максимальным контактным напряжениям от 83 до 225 мПа. Результаты испытаний (Рисунок 23) показывают, что с увеличением контактных напряжений износ возрастает для всех марок сталей. В диапазоне контактных напряжений от 83 до 160 мПа требуемой износостойкостью как в топливе ДТ-Л, так и в топливе ДТ-А обладает пара трения из материалов: ХВГ – шар и ШХ15 – диск.

На Рисунке 24 приведены осциллограммы сил трения материалов ХВГ – шар и ШХ15 – диск при различных нагрузках для топлив ДТ-А и ДТ-Л. Характерно, что в период приработки (30 - 40 с) величина сил трения

значительно больше, чем в период установившегося процесса. Это свидетельствует о развитии процесса схватывания при больших контактных нагрузках, имеющих место в начальные моменты трения. По мере приработки и увеличения площади контакта значение удельных давлений снижается, что приводит к вырождению процесса схватывания при всех принятых нагрузках. Установлено, что при испытаниях топлива ДТ-Л силы трения и амплитуда их колебаний гораздо больше, чем в экспериментах с топливом ДТ-А. Это свидетельствует о способности топлива ДТ-А, имеющего в своем составе большое количество химически- и поверхностно-активных веществ, образовывать на поверхностях металлов при трении защитные (антифракционные) пленки.

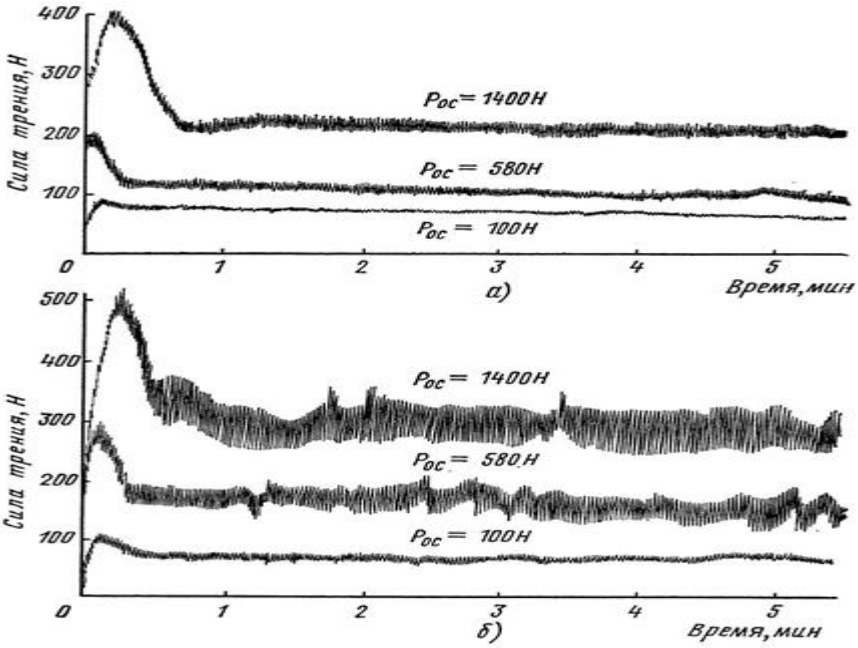


Рисунок 24 – Осциллограммы сил трения материалов ХВГ – шар ШХ15 – диск в топливах ДТ-А (а) и ДТ-Л (б)

На Рисунке 25 показаны осциллограммы сил трения для пары из стали ШХ15. Особенностью в этом случае является характер изменения силы трения во времени при осевой нагрузке 580 Н ($\sigma^{II}_{\max}$=150 мПа) в случае испытания топлив ДТ-Л.

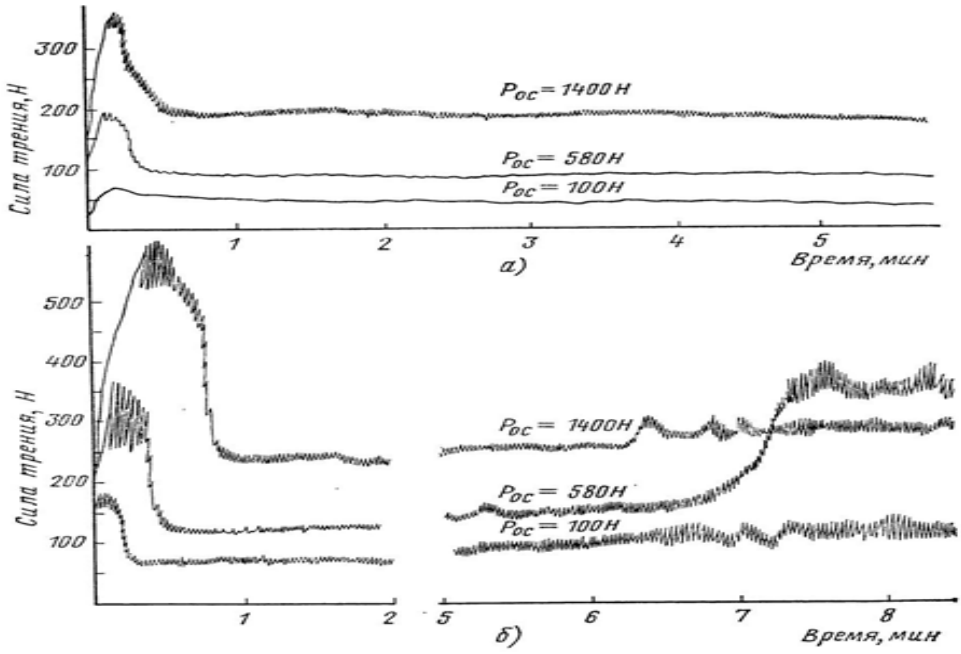
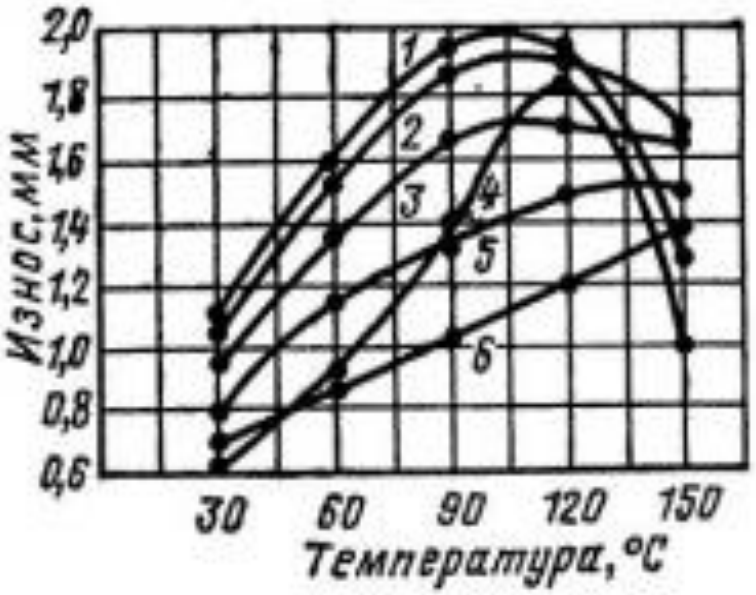


Рисунок 25 – Осциллограммы сил трения пары из стали ШХ15 в топливах ДТ-А (а) и ДТ-Л (б)

По истечении 7 мин эксперимента сила трения значительно возрастает и сохраняет большое значение до конца опыта. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к исчезновению этого явления (P_{oc}=1400 Н). Полученные данные свидетельствуют о том, что увеличение нагрузки приводит к формированию защитных пленок на поверхностях металлов в этих условиях трения.

Влияние объемной температуры жидкости. В топливных системах во время эксплуатации происходит нагрев топлива. При повышении температуры происходит значительное изменение смазывающих свойств среды, связанное прежде всего с изменением сорбционных процессов, увеличением скорости диффузии и окислением смазывающей среды растворенным в ней кислородом. Температура оказывает значительное влияние на формирование граничных смазочных слоев, необходимых для реализации процесса трения.



1 – ДТ-З; 2 – ДТ-Л; 3 – ДТ-А (образец 1); 4 – ДТ-Л; 5 – ДТ-А (образец 2); 6 – ДТ-А

Рисунок 26 – Зависимость износа пары из стали ШХ15 от температуры топлива для различных топлив

Для выявления степени влияния температуры на смазывающую способность топлив была проведена серия опытов пар трения стали ШХ15 в диапазоне скоростей скольжения и нагрузок от 1 до 10 м/с (11000 Н) при температурах от 30 до 150 ^{0}С. На Рисунке 26 приведены результаты испытаний различных топлив при осевой нагрузке 100 Н, скорости скольжения 1,18 м/с и продолжительности испытания 30 мин. Исследованиями установлено, что противоизносные свойства топлив имеют отрицательную динамику при повышении температуры (100-120 ^{0}С). Выше этого значения износ для некоторых топлив резко уменьшается, т.е. существует температура, при которой износ имеет наибольшую величину.

Такой характер зависимости износа от температуры можно объяснить тем, что при повышении температуры топлива возрастает активность растворенного в нем кислорода. Это приводит, с одной стороны, к увеличению износа за счет интенсификации окислительных процессов в трущихся поверхностных слоях металлов. С другой стороны, с повышением температуры происходит интенсивное окисление топлива растворенным

кислородом. Оба эти процесса приводят к уменьшению концентрации кислорода. До температуры топлива 100-120 ^{0}С преобладает процесс окисления поверхностей металлов, и увеличением износа материалов деталей. Снижение величины износа при температурах выше 100-120 ^{0}С можно объяснить двумя причинами:

1) уменьшением концентрации растворенного в топливах кислорода, что приводит к снижению интенсивности окислительных процессов на трущихся металлических поверхностях и образованию тонких, прочно связанных с основным металлом износостойких окисных пленок;

2) образованием продуктов окисления, являющихся поверхностно-активными веществами, в количествах, достаточных для защиты металлических поверхностей от износа.

Результаты получены при контактных нагрузках до предела текучести в материалах деталей трения, тогда износ поверхностей объясняется, в основном, физико-химическим взаимодействием среды с металлом.

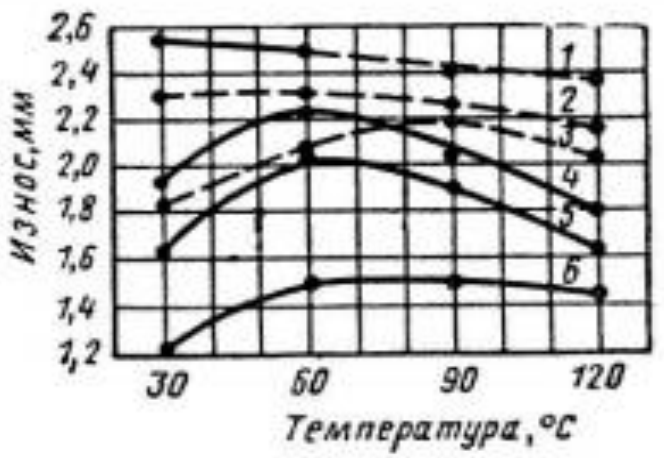


Рисунок 27 – Зависимость износа пары из стали ШХ15 от температуры топлива при различных осевых нагрузках: (---- для топлива ДТ-А; - - - для топлива ДТ-Л; 2, 4 – при $P_{ос}$=1400 Н; 1, 5 – при $P_{ос}$=580 Н; 3, 6 – $P_{ос}$=100 Н)

На Рисунке 27 представлены зависимости износа от температуры для топлив ДТ-А и ДТ-Л, полученные при скорости скольжения 0,2 м/с и нагрузках 100, 580, 1400 Н.

Полученные зависимости имеют иной характер, чем наблюдавшиеся при умеренных режимах трения (Рисунок 26). При тяжелых режимах граничного трения для топлива ДТ-Л возрастание температуры способствует незначительному снижению износа. Процесс трения при этом характеризуется высокими коэффициентами трения (до 0,8) и сопровождается интенсивным выделением тепла. На поверхностях трения наблюдается образование рыхлых окислов металла, чем объясняются большие значения износов в топливе ДТ-Л при нагрузках 580 и 1400 Н во всем исследуемом диапазоне температуры. При осевой нагрузке 100 Н зависимость износа от температуры при скорости скольжения 0,2 м/с имеет экстремальный характер, что, как отмечалось выше, типично для умеренных условий работы трущихся деталей. Для топлив ДТ-А зависимость износа от температуры имеет экстремальный характер. Максимум износа наблюдается при температуре 60 ^{0}С. В этом случае экстремальный характер зависимостей объясняется относительной легкостью режима трения благодаря высоким смазывающим свойствам топлива ДТ-А.

Влияние химического состава жидкости. Как свидетельствуют, результаты [17 ,25 ,43, 63] наблюдений процессов трения в жидких средах, такие характеристики как износ, сила трения, критическая нагрузка зависят от качества и количества образующихся в процессе самого трения поверхностных пленок. Эти пленки являются, как продуктами взаимодействия компонентов жидкой среды и металлов поверхностей трения, так и продуктами окислительных, деструкционных и других процессов, происходящих на поверхностях трения или в зоне трения с компонентами жидкой среды. Таким образом, характеристики процессов трения металлов зависят от свойств низкомолекулярной углеводородной жидкости.

Исследованию [157, 162, 167] подвергались как модельные системы, состоящие из индивидуальных углеводородов, так и углеводороды, выделенные из товарных топлив. При выборе компонентов модельных смесей руководствовались следующими соображениями:

- выбранные компоненты должны быть, по возможности, синтетического происхождения и иметь максимальную степень очистки;

- исходные углеводородные компоненты должны соответствовать по составу и строению углеводородам, входящим в топлива.

Для приготовления смесей были выбраны углеводороды:

а) Н-парафиновые: Н-пентадекан и Н-гептан;

б) изопарафиновые: изооктан в смеси с изопарафиновыми углеводородами, выделенными из алкилата;

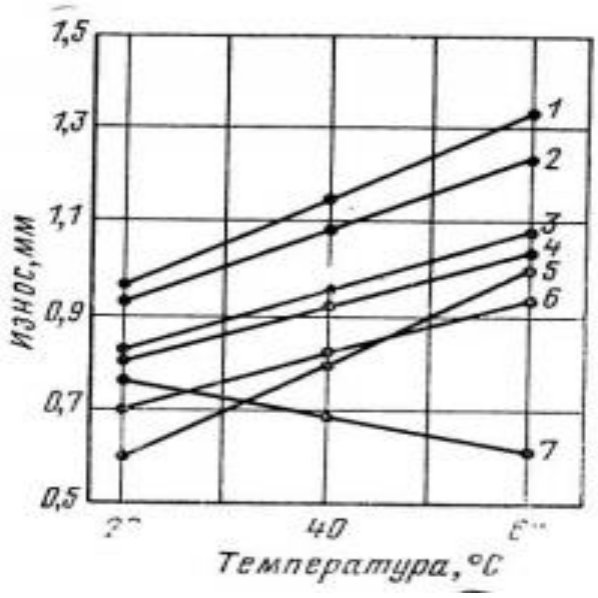
в) нафтеновые декалин и циклогексан;

г) ароматические: изопропилбензол и α–метилнафталин.

Наряду с модельными смесями индивидуальных углеводородов были исследованы нафтеновые и ароматические углеводороды, выделенные из керосиновых фракций нефти [157, 162].

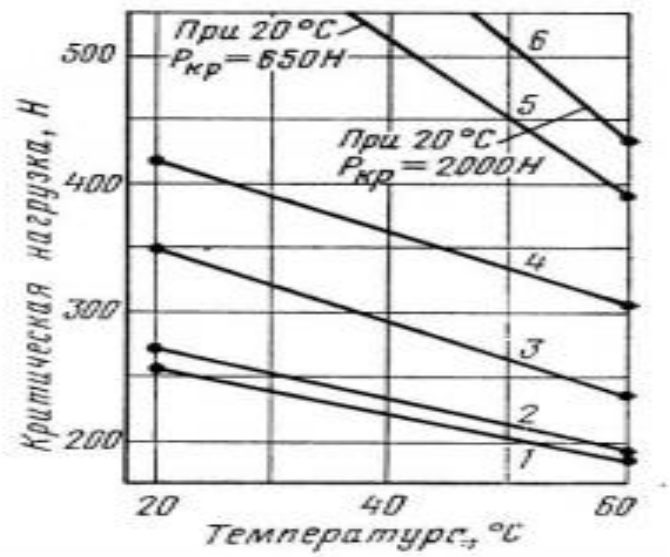
Испытания проводились при следующем режиме: скорость скольжения 1,18 м/с; осевая нагрузка 100 Н; продолжительность испытания 30 мин. Материал деталей узла трения – сталь ШХ15. Результаты испытаний приведены на Рисунке 28, 29.

При трении скольжения максимальный износ наблюдается в среде Н-парафиновых углеводородов. Допускаемый износ в нафтеновых и изопарафиновых углеводородах. В ароматических углеводородах режим изнашивания соответствует штатному. Смесь нафтеновых углеводородов, выделенная из керосиновых фракций, по смазывающим свойствам является оптимальной. Добавка к смеси нафтеновых углеводородов 10 % ароматических углеводородов существенно улучшает их смазывающие свойства, при этом более эффективными являются бициклические ароматические углеводороды [157, 162, 167].



1 – Н-парафиновые; 2 – нафтеновые; 3 – изопарафиновые; 4 – смесевые нафтеновые, выделенные из керосиновых фракций; 5 – смесевые нафтеновые +10 % бициклических ароматических; 6 – смесевые нафтеновые + 10 % моноциклических ароматических; 7 – ароматические.

Рисунок 28 – Зависимость износа металлов от объемной температуры углеводородов.



1 – изопарафиновые; 2 – Н-парафиновые; 3 - нафтеновые; 4 – смесевые нафтеновые; 5 – смесевые нафтеновые + 10 % моноциклических ароматических; 6 – ароматические.

Рисунок 29 – Зависимость критической нагрузки от объемной температуры углеводородов.

Увеличение температуры до 60 ^{0}С приводит к снижению смазывающей сспособности углеводородов, кроме ароматических. Таким образом, по

смазывающей способности углеводороды располагаются в следующий ряд: ароматические бициклические, ароматические моноциклические, изопарафиновые, нафтеновые, Н-парафиновые (Рисунок 28).

Экспериментальное определение [157, 167] зависимостей величины критических нагрузок перехода к схватыванию от температуры углеводородов различных классов показало, что значение этих нагрузок при трении в Н-парафиновых и изопарафиновых углеводородах минимальны и близки между собой (Рисунок 29).

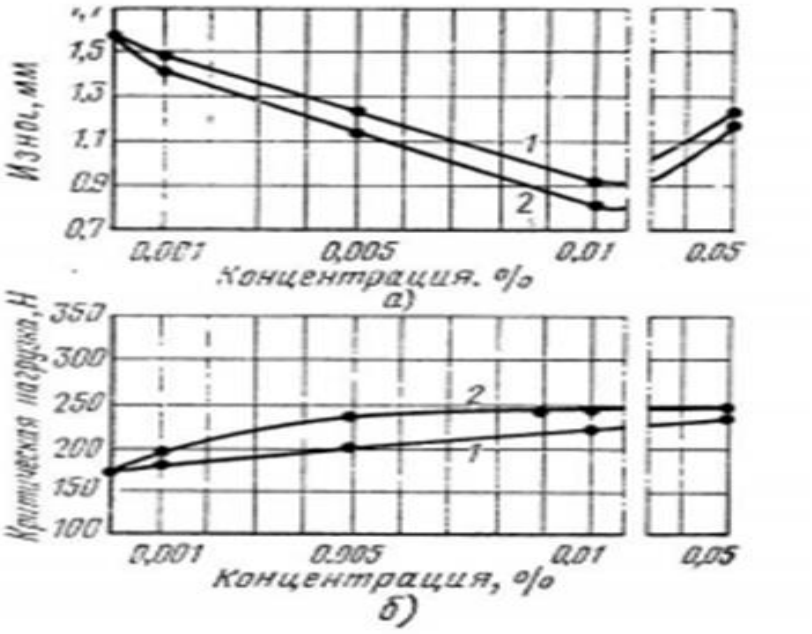
При трении в нафтеновых углеводородах критическая нагрузка существенно выше индекса задира определяемого при нагрузке в 1936 Н. При испытании ароматических углеводородов схватывание металлов обнаруживается только при нагрузке сваривания в 2400 Н. При объемной температуре 60^0С величина критической нагрузки ниже, чем при 20 ^{0}С во всех испытаниях углеводородах.

Влияние кислородных соединений. В низкомолекулярных углеводородных жидкостях всегда присутствуют кислородные соединения в результате неполного их удаления при очистке или вследствие автоокисления при хранении и транспортировке. Для исследования влияния кислородных соединений на процессы трения и износа металлов использовались нейтральные кислородные соединения: спирты, альдегиды, эфиры, кетоны, а также жирные и нафтеновые кислоты. По физико-химическим свойствам эти кислородные соединения близки к соединениям, присутствующим в топливах. Кислородные соединения добавлялись в топливо ДТ-Л, предварительно очищенное на активированном силикагеле марки АСК.

Результаты испытаний показали, что добавка 0,001 – 0,05 % масс. спиртов, эфиров и кетонов не оказывает существенного влияния на смазывающую способность углеводородной жидкости.

Значительное улучшение смазывающей способности отмечено при добавлении 0,01 % масс. алифатических альдегидов. Дальнейшее повышение

концентрации альдегидов приводит к снижению смазывающей способности углеводородной жидкости (Рисунок 30).

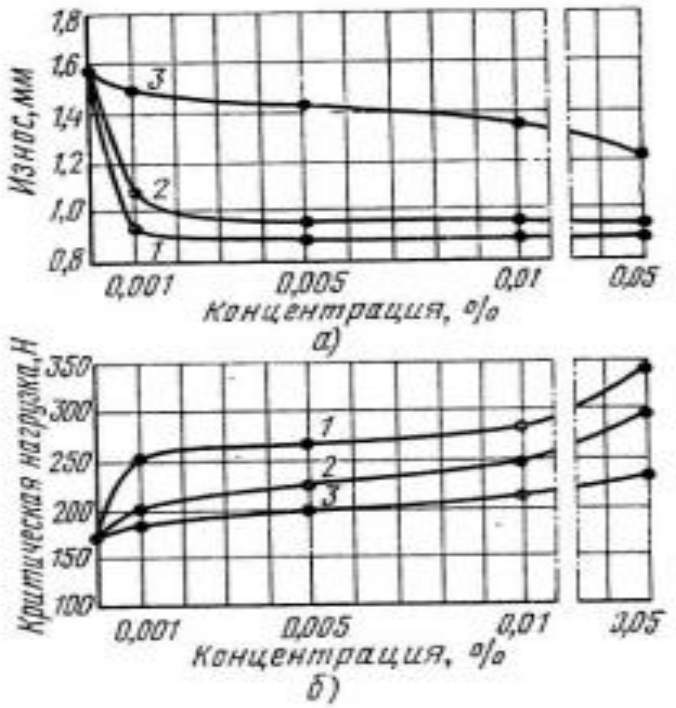


1 – бензальдегид; 2 – изомасляный

Рисунок 30 – Зависимость износа (а) и критической нагрузки (б) от концентрации в углеводородной жидкости альдегидов.

Ароматические и дикарбоновые кислоты в концентрации до 0,5 % масс. практически не оказывают влияния на смазывающие свойства углеводородной жидкости.

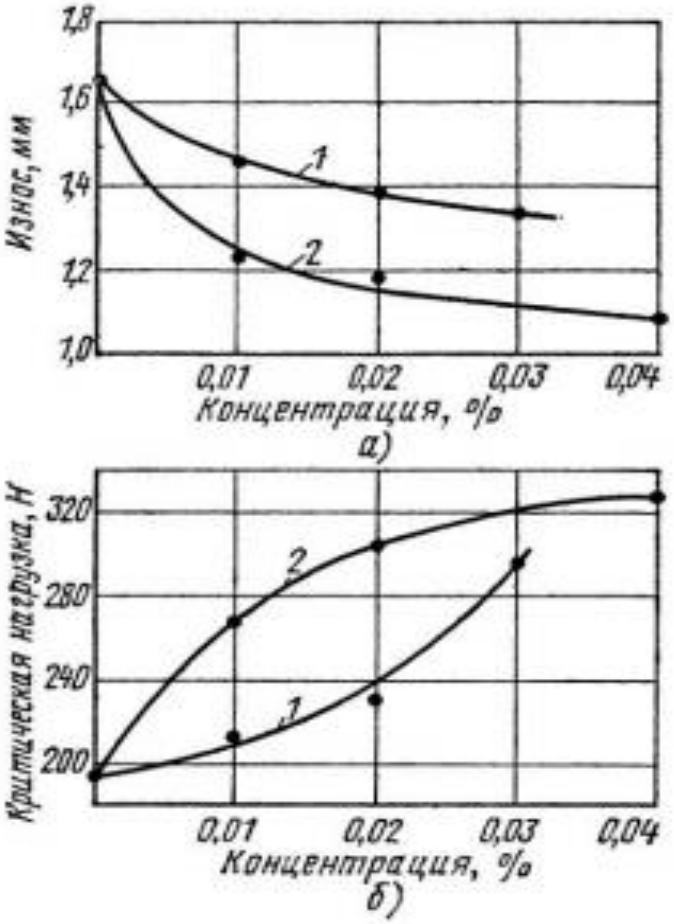
Добавление жирных и нафтеновых кислот приводит к значительному снижению износа и увеличению критических нагрузок. Улучшение смазывающей способности среды ощущается при введении фенолов в концентрации 0,05 % масс. (Рисунок 31).



1 – жирная кислота; 2 – нафтеновая кислота; 3 - фенол

Рисунок 31 – Зависимость износа (а) и критической нагрузки (б) от концентрации в углеводородной жидкости кислот и фенолов.

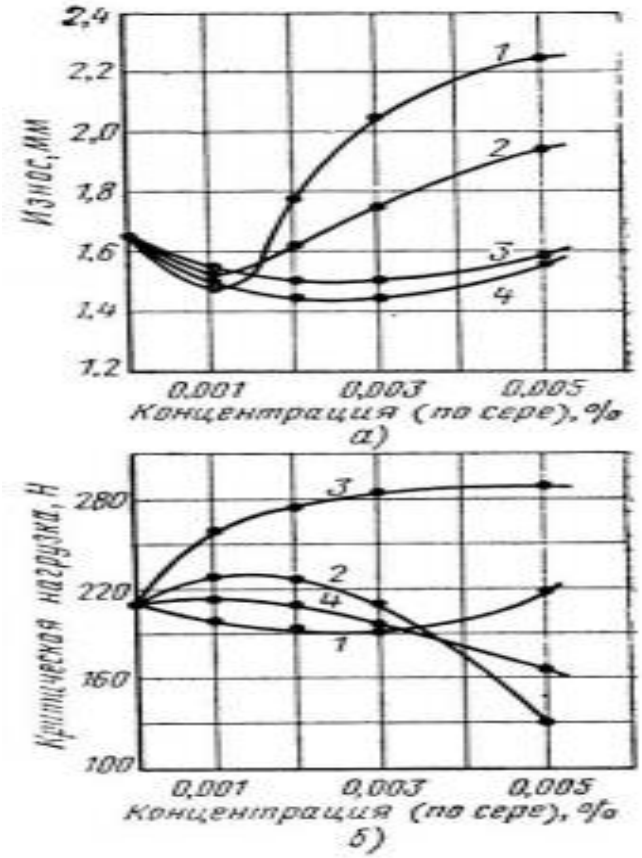
Были проведены исследования смазывающего эффекта соединений смолистого характера, выделенных из различных топлив с помощью окиси алюминия. Выделенные смолистые соединения подразделяли соответственно использованным десорбентам на метанольные и уксусно-кислые. Противоизносные свойства определяли при нагрузке на пару трения 100 Н, скорости скольжения 1,18 м/с, продолжительности опыта 30 мин и температуре жидкости 60 ^{0}С. Материал образцов – сталь ШХ15. Смолистые соединения, выделенные из топлива ДТ-А, добавлялись в различных концентрациях в предварительно обессмоленное топливо ДТ-Л. Испытаниями установлено, что с увеличением концентрации как метанольных, так и уксусно-кислых смол износ уменьшается, а критическая нагрузка увеличивается. При этом лучшие противоизносные и противозадирные свойства в исследованных концентрациях оказались у уксусно-кислых смол (Рисунок 32).



1 – метанольные; 2 – уксусно-кислые

Рисунок 32 – Зависимости износа (а) и критической нагрузки (б) от концентрации соединений смолистого характера.

Влияние сернистых соединений. Наиболее активными из сернистых соединений, присутствующих в низкомолекулярных углеводородных жидкостях, являются меркаптаны. Для исследования влияния меркаптанов на процессы трения и износа металлов были взяты бензилмеркаптан, вторичный октилмеркаптан, α-тионафтол, метилциклогексилмеркаптан. Такой выбор меркаптанов по строению охватывал все типичные соединения этого класса, входящие в состав топлив. Режимы испытаний были такими же, как и при исследовании смолистых соединений. Меркаптаны добавлялись в предварительно очищенное топливо ДТ-Л. Результаты испытаний приведены на Рисунке 33.



1 – бензилмеркаптан; 2 – вторичный октилмеркаптан; 3 – α-тионафтол; 4 - метилциклогексилмеркаптан

Рисунок 33 – Зависимости износа (а) и критической нагрузки (б) от концентрации меркаптанов.

Метилциклогексилмеркаптан и α- тионафтол в концентрациях от 0,001 до 0,005 % (по сере) практически мало влияют на величину износа металлов. Вторичный октилмеркаптан и бензилмеркаптан с ростом их концентрации свыше 0,001 % (по сере) значительно увеличивают износ металлов. Критическая нагрузка возрастает при добавлении в топливо α- тионафтола. Остальные меркаптаны при концентрации их в топливе до 0,003 % (по сере) практически не влияют на критическую нагрузку.

Метилциклогексилмеркаптан и вторичный октилмеркаптан в концентрациях 0,005 % (по сере) снижают критическую нагрузку.

Влияние меркаптанов, как видно, зависит от их физико-химических свойств и структуры, при этом некоторые из них значительно увеличивают износ и снижают критическую нагрузку.

1.3 Применение низкокипящих углеводородных жидкостей для обеспечения работоспособного состояния дизельной топливной аппаратуры

Минеральная жидкость (ДТ) [7] (ГОСТ 2511) используется, как топливо в наземной технике. По условиям работы ДТ находится в системе и многократно проходит через пары трения, подвергаясь воздействию высоких температур и давлений. В ДТ во время работы могут происходить накопление продуктов окисления, а также через продолжительные отрезки времени образования нерастворимых твердых продуктов износа трущихся элементов системы.

Закономерности изнашивания стали ШХ15 в жидкости были исследованы на лабораторном приборе КИИГА-2. Характер зависимостей износа приведен на Рисунке 34 (а, б).

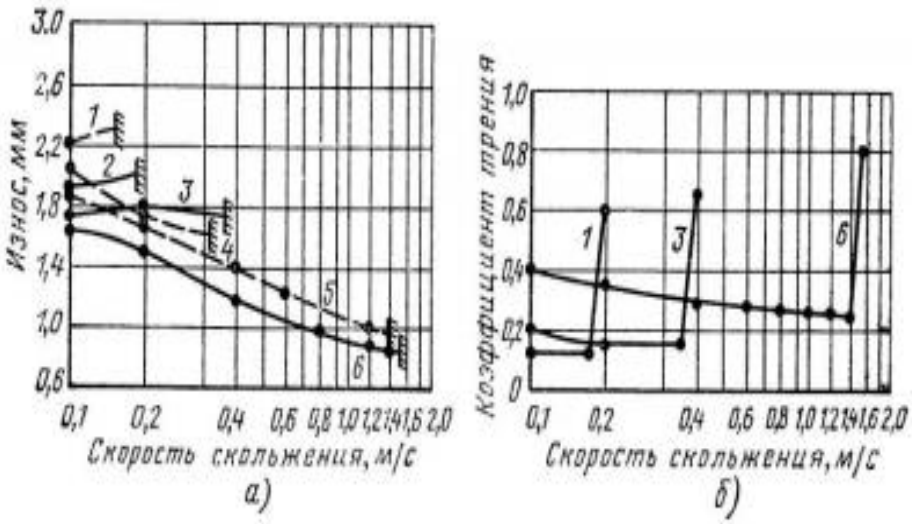
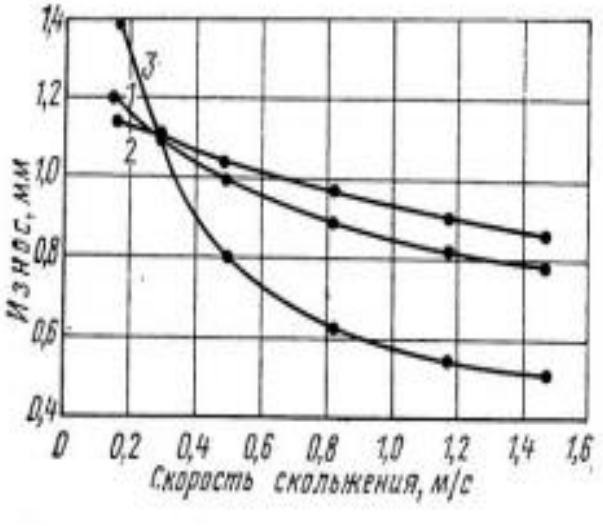


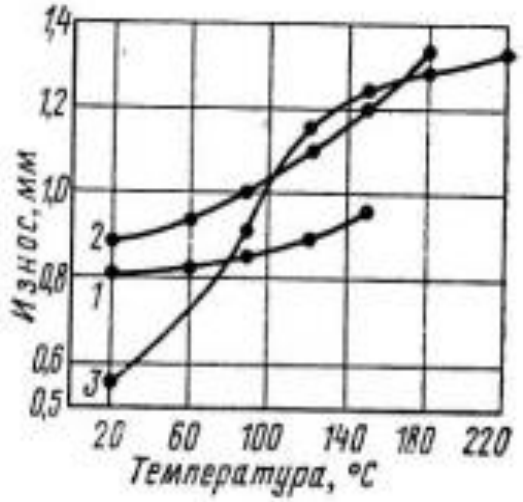
Рисунок 34 – Зависимости износа (а) и коэффициента трения (б) от скорости скольжения (материалы пары трения: Х12М – шар, ЭИ347Ш – диск): - для топлива ДТ-А; - - - для топлива ДТ-Л; 1, 2 – при $P_{ос}$=1400 Н; 3, 4 – при $P_{ос}$=580 Н; 5, 6 – при $P_{ос}$=100 Н

Для некоторых не углеводородных жидкостей (синтетических) износ стали ШХ15 находится в значительной зависимости от скорости скольжения (по сравнению с углеводородными жидкостями), что свидетельствует о протекании в зоне трения сложных, чем в углеводородах, процессах.



1 – АМГ-10; 2 – синтетической 1; 3 – синтетической 2

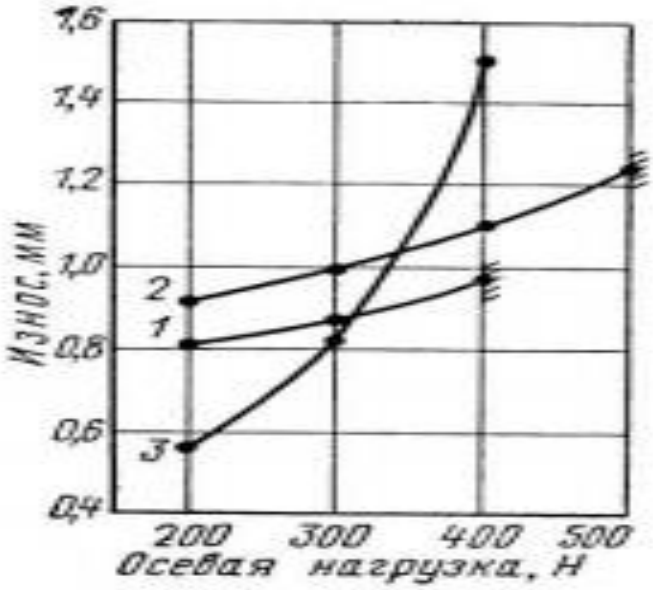
Рисунок 35 – Зависимости износа стали ШХ15 от скорости скольжения в жидкостях ($P_{ос}$=200 Н, t=60^{0}С).



1 – АМГ-10; 2 – синтетической 1; 3 – синтетической 2

Рисунок 36 – Зависимости износа стали ШХ15 от нагрузки в жидкостях (Рос=300 Н, $v_{сн}$=1,18 м/с).

Влияние температуры на износ стали в жидкости АМГ-10 менее ярко выражено (Рисунок 36), чем у ДТ (см. Рисунок 26), и температурный максимум износа, видимо, будет наблюдаться при температурах около 200 ^{0}С.



1 – АМГ-10; 2 – синтетической 1; 3 – синтетической 2

Рисунок 37 – Зависимости износа стали ШХ15 от нагрузки в жидкостях ($v_{сн}$=1,18 м/с, t=60^{0}С).

На Рисунках 35, 36, 37 для сравнения представлены зависимости износа стали ШХ15 в синтетических жидкостях. Синтетические жидкости по смазывающей способности значительно отличаются от АМГ-10 и имеют отрицательную динамику трения, что сказывается на надежности работы пар трения.

Увеличение гидравлической плотности, является обоснованным для товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой, в связи с тем, что молекулы топлива содержат, как полярную группу COO, так и неполярный углеводородный радикал $(CH_2)_n$ или $(CH_2)_{n+2}$. Такие молекулы способны образовывать моно и полимолекулярные защитные слои при их адсорбции на поверхности раздела фаз. Благодаря этому, при работе топливной аппаратуры на ее прецизионных деталях образуется защитный слой. При граничной смазке сдвиговые деформации локализуются в этом слое

или в очень тонком поверхностном слое металла, что предохраняет нижележащие его слои от разрушения, а низкая сдвиговая прочность защитных слоев при этом обеспечивает относительно малые потери на трение [12, 29, 101]. Это способствует обеспечению противозадирной присадки работоспособного состояния плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизельных двигателей.

Исследование износа плунжерных пар топливных насосов проводилось методом взвешивания и проверкой их на плотность.

Как видно из приведенных данных (таблица 2), износ плунжерных пар в среднем примерно одинаков для эмульсии и обычного топлива.

Таблица 2 – Интенсивность износа цилиндров

номер			
760		751	
Мощность, л.с.			
150		150	
Продолжительность работы, ч			
на дизельном топливе	на эмульсии	на дизельном топливе	на эмульсии
240	-	108	126
Интенсивность износа цилиндров, г			
1. плунжер втулка сумма		0,0248 0,0036 0,0284	0,0110 0,0034 0,0144
3.плунжер втулка сумма		0,0028 0,0104 0,0132	0,0118 0,0084 0,0202
5.плунжер втулка сумма		0,0050 0,0106 0,0156	0,0044 0,0122 0,0166
Примечание. 1, 3, 5 – номера цилиндров двигателя			

Не было обнаружено заметной разницы и в плотности сравниваемых деталей.

В конце эксплуатации все детали топливной аппаратуры двигателей, работавших на эмульсии, подверглись тщательному визуальному осмотру, а плунжеры и клапаны насосов, кроме того, были просмотрены под микроскопом. При этом дефекты не обнаружены.

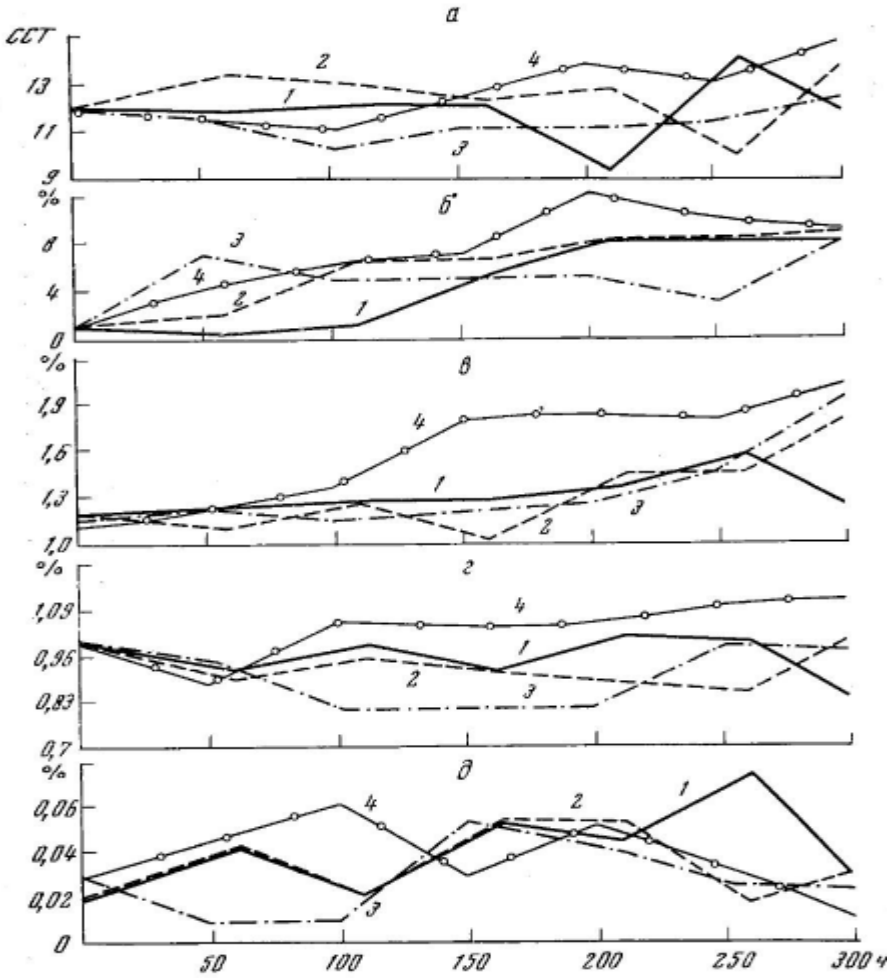


Рисунок 38 – Изменение параметров циркуляционного масла двигателя 6ЧСП 18/22 (1, 2) и 6ЧНСП 18/22 (3, 4) при работе на топливно-водяной эмульсии (1, 3) и безводном топливе (2, 4)

Исследование показало, что дизели, работающие на эмульсии, менее требовательны к качеству работы топливной аппаратуры. Так, опыты, проведенные на двигателе 6ЧСП 18/22 (Рисунок 38), при снижении давления впрыска до 40 % по отношению к номинальному не выявили заметного снижения экономичности.

Глава 2 Теоретическое обоснование обеспечения работоспособного состояния плунжерных пар дизельной топливной аппаратуры

2.1 Математическая модель определения зазора в плунжерной паре

Линейный закон изменения утечек через плоскую щель справедлив для: поток должен быть изотермичен, рабочая жидкость несжимаема, подчиняется закону Ньютона о вязком трении, а ее вязкость должна быть независима от давления. На самом деле даже при установившемся потоке рабочей жидкости, подчиняющейся закону Ньютона о силах вязкого трения, при проходе через плоскую щель потери напора сопровождаются выделением тепла, что приводит к повышению температуры и соответствующему уменьшению сил вязкого трения. Рабочая жидкость сжимаема. Вязкость рабочей жидкости зависит от давления.

Влияние термического эффекта на просачивание рабочей жидкости через плоскую щель рассмотрено в работах [120, 181], влияние одновременного действия термического эффекта и упругой деформации рабочей жидкости – в работах [75, 181]. Влияние температуры, давления и упругой деформации на вязкость и плотность рабочей жидкости аппроксимируется уравнениями, соответственно составляющими систему

$$\begin{cases} \mu = \mu_0 \exp\left[\dfrac{p - p_0}{p_\mu} - \dfrac{t - t_0}{t_\mu}\right], \\ \rho = \rho_0\left[1 - \alpha(t - t_0) - \beta(p_0 - p)\right], \end{cases} \quad (1)$$

где

p_μ - вязкостное давление;

t_μ - вязкостная температура;

α - коэффициент влияния температуры на плотность жидкости;

β - коэффициент влияния давления на плотность жидкости;

индекс «ноль» относит величины к начальным условиям [112, 181].

При ламинарном движении рабочей жидкости через узкую щель с большими скоростями можно предположить, что количество тепла, передаваемого стенкам, относительно невелико, и энергия, затрачиваемая на продавливание жидкости через щель, практически полностью тратится на ее нагревание. Работа за время t_1

$$W = Qdt_1\gamma c(t - t_0)J = (p_0 - p)Qdt_1 \cdot 10^6,$$

где

Q - расход;

t_1 - время;

γ - объемный вес;

c - удельная теплоемкость ($c = 0{,}045 - 0{,}050 ккал/Н \cdot {}^0C$);

$t - t_0$ - градиент температур;

J - тепловой эквивалент работы ($J = 4270 Н \cdot м/ккал$);

$p_0 - p$ - перепад давлений.

Следовательно, перепад температур в рабочей жидкости, возникающий при ее просачивании через щель под воздействием перепада давлений $p_0 - p$, пропорционален этому перепаду:

$$t - t_0 = \frac{10^6}{J\gamma c}(p_0 - p) \equiv k(p_0 - p). \qquad (2)$$

Исключая из системы (1) перепад температур, при помощи равенства (2) получим

$$\begin{cases} \mu = \mu_0 \exp[(a + kb)(p - p_0)] = \mu_0 \exp\dfrac{p - p_0}{p_t}; \\ \rho = \rho_0[1 - (ka + b)(p_0 - p)] \equiv \left(1 - \dfrac{p_0 - p}{p_\rho}\right)\rho_0, \end{cases} \qquad (3)$$

где

$p_t = (a + kb)^{-1}$ - термическое давление;

$p_\rho \equiv (ka + b)^{-1}$ - давление деформаций.

По материалам работ [134, 181] можно принять для минеральных жидкостей (типа ДТ) $p_t \approx 26$ МПа и $p_\rho \approx 990$ МПа, а для синтетических рабочих жидкостей $p_t \approx 30$ МПа и $p_\rho \approx 640$ МПа.

Соотношение поправок на термическое давление и давление деформации соответственно определяются величинами

$$k\frac{b}{a} = \frac{b \cdot 10^6}{J\gamma ca} \approx 0{,}64 - 0{,}74 \text{ и } k\frac{\alpha}{\beta} = \frac{\alpha \cdot 10^6}{J\gamma c\beta} \approx 0{,}47 - 0{,}93,$$

свидетельствуя об одинаковом порядке поправок и примерно одинаковой степени важности учета каждой из них. Поэтому учет влияния эффекта деформации рабочей жидкости при ее просачивании через узкую щель обязателен, если важен учет влияния термического эффекта.

Просачивание рабочей жидкости через плоскую щель описывается уравнением Навье-Стокса

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2},$$

где

x - координата, направленная по линии тока;

z - координата, нормальная к x и стенкам щели.

В качестве показателя работоспособного состояния плунжерных пар в ТНВД для исследования принята оценка гидравлической плотности на номинальном и пусковом режиме работы топливного насоса высокого давления.

Имея ввиду, что $v_x = 0$, $z = 0$ и $z = h$ (где h - расстояние между стенками щели), получим после интегрирования выражение скорости

$$v_x = \frac{1}{2\mu} z(z - h)\frac{dp}{dx}.$$

Умножая обе части равенства на ρ (из уравнения неразрывности $\rho v_x = const$), с учетом системы (3) получим дифференциальное уравнение применительно к каждой линии тока

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)}dx = \left(1-\frac{p_0-p}{p_\rho}\right)\exp\left(\frac{p_0-p}{p_t}\right)dp\,. \tag{4}$$

Решение уравнения при начальных условиях $p=\rho_0$ при $x=0$ будет

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)}x = \frac{p_t}{p_\rho}\left[p_t+p_0-(p_t+p_\rho+p-p_0)\exp\left(\frac{p_0-p}{p_t}\right)\right],$$

и при $x=l$ (где l - длина плоской щели), когда $p=0$, принимает форму

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)}l = \frac{p_t}{p_\rho}\left[p_t+p_\rho-(p_t+p_\rho-p_0)\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right)\right].$$

Разделив почленно полученные равенства, найдем закон изменения давления по длине плоской щели в форме равенства, свидетельствующего о нелинейной зависимости $p=p(l,p_t,p_\rho)$:

$$\frac{x}{l} = \frac{\left(1-\frac{p_0-p}{p_t+p_\rho}\right)\exp\left(\frac{p_0-p}{p_t}\right)-1}{\left(1-\frac{p_0}{p_t+p_\rho}\right)\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right)-1}. \tag{5}$$

Частное решение получено для случая $p_\rho=\infty$ Ж.Тома [105]:

$$\frac{x}{l} = \frac{\exp\left(\frac{p_0-p}{p_t}\right)-1}{\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right)-1}. \tag{6}$$

Решения уравнения (5) и (6) относительно пьезометрической линии:

$$\frac{x}{l} = 1-\frac{p}{p_0}.$$

Характер изменения давления $\frac{p}{p_0}$ по длине плоской щели $\frac{x}{l}$ при трех значениях начального давления p_0=26, 52 и 78 МПа при p_t= 26 МПа и p_ρ= 990 МПа приведен Рисунок 39, свидетельствуя о значительном падении давления в начальном участке щели (считая по направлению просачивания рабочей жидкости). Поэтому значение отжимающего усилия, создаваемого гидростатическим давлением в щели, отличается от традиционной линейной формы:

$$P = \frac{1}{2} b l p_0,$$

где l - ширина плоской щели.

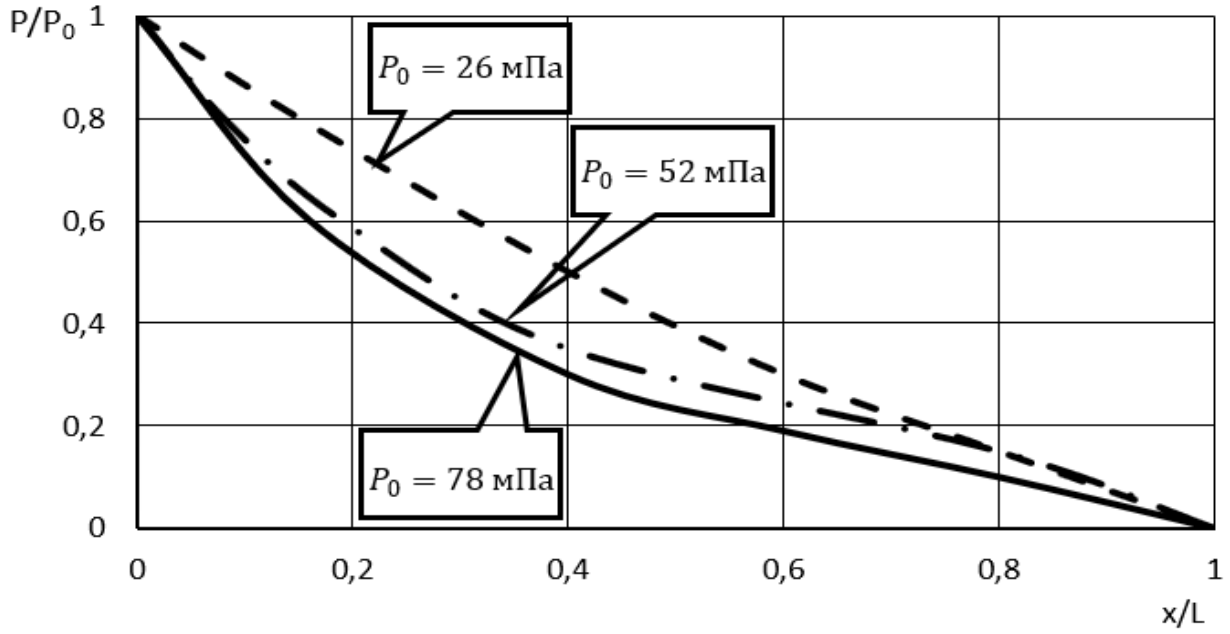


Рисунок 39 – Влияние эффектов «термического клина» и упругой деформации рабочей жидкости на пьезометрическую линию плоской щели

Величина отжимающего усилия P_t при $p_\rho = \infty$ определяется выражением $b\int_0^t p dx$, которое с учетом равенства (6) дает решение

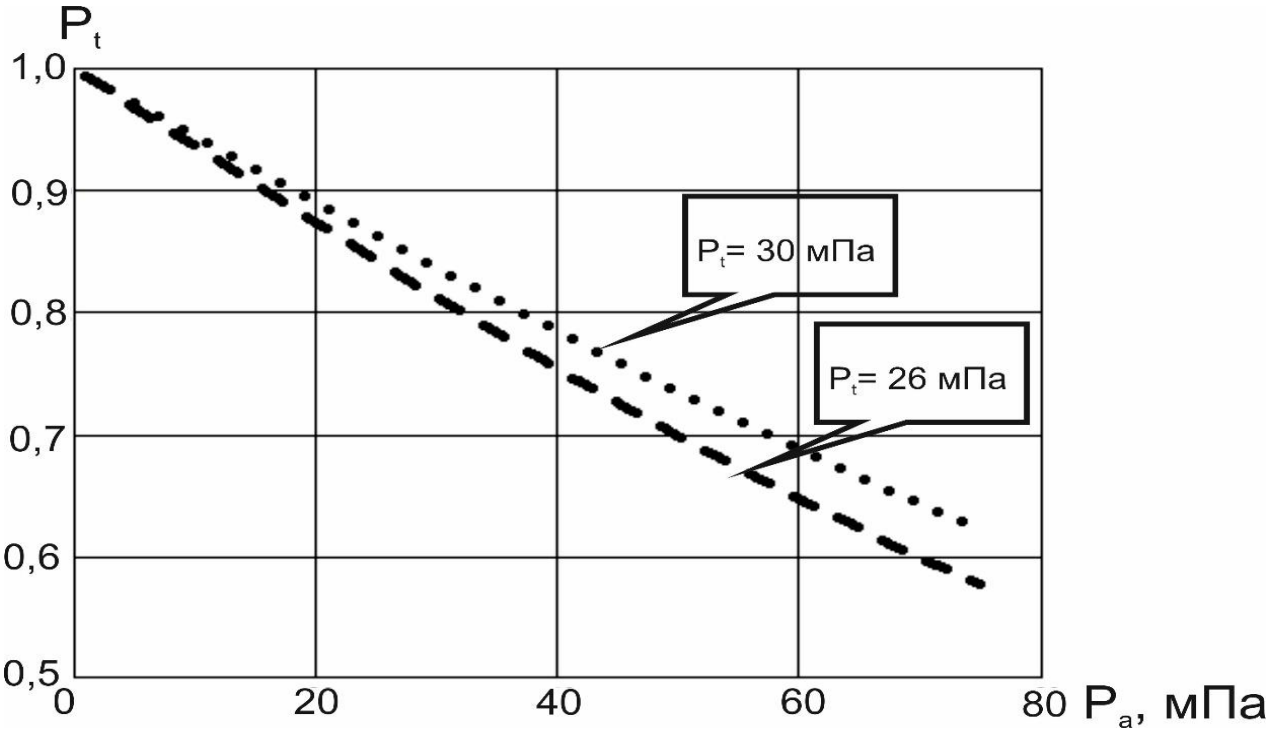
$$P_t = b\int_0^t \left[\left[p_0 - p_t \ln\left\{1 + \frac{x}{l}\left[\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) - 1\right]\right\}\right]\right] dx = \frac{\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) - \left(1 + \frac{p_0}{p_t}\right)}{\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) - 1} b l p_t,$$

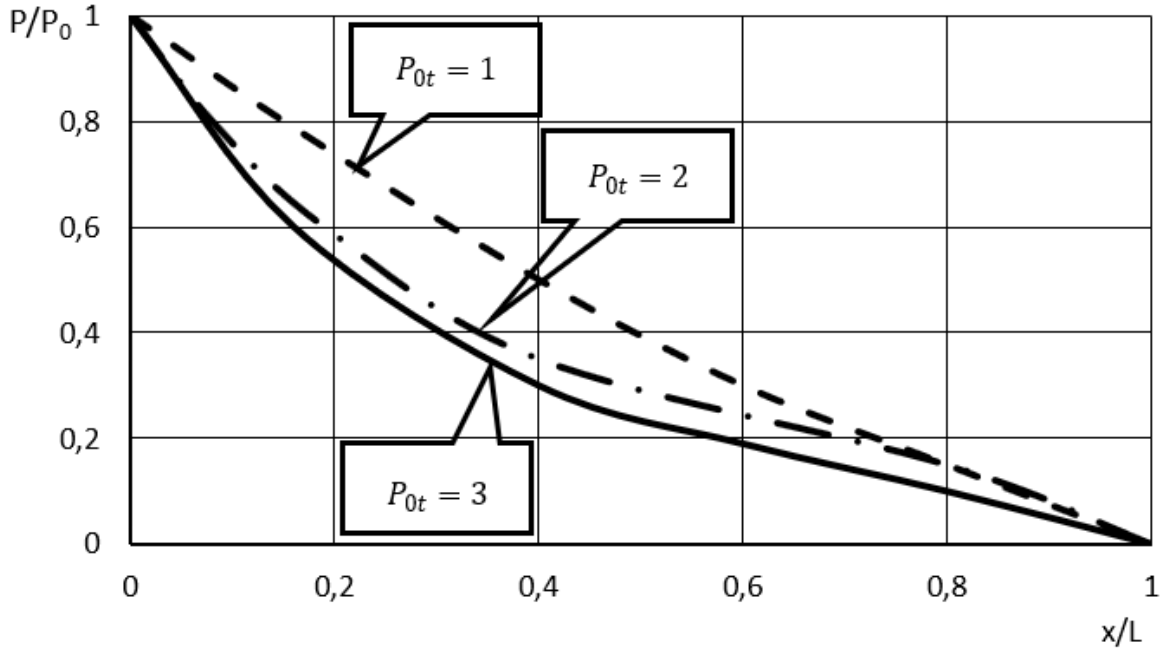
или в безразмерной форме

$$\overline{P}_t = \frac{P_t}{P} = 2\frac{\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) - \left(1 + \frac{p_0}{p_t}\right)}{\exp\left(\frac{p_0}{p_t}\right) - 1}\frac{p_t}{p_0}. \qquad (7)$$

Существенное снижение величины $\overline{P}_t$ наблюдается с ростом начального значения давления p_0, что показано на Рисунке 40, а для $p_t = 26$ и 30 МПа;

эпюра давлений отличаются от прямых, в зависимости от соотношения $\frac{p_0}{p_t} = \overline{p}_{0t} = 1$; 2 и 3 (Рисунок 40, б).





а - безразмерное отжимающее усилие $\overline{P}_t$; б - пьезометрическая линия $\frac{p}{p_0} = \frac{p}{p_0}\left(\frac{x}{l}; \overline{p}_{0t}\right)$.

Рисунок 40 – Характеристика плоской щели между втулкой и плунжером при $p_\rho \to \infty$ и p_t конечном.

Противоположный эффект, имеет место при учете деформации рабочей жидкости (p_0 конечно) и отсутствии влияния термического клина ($p_t \to \infty$). В этом случае интеграл от выражения (4) будет

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)}x = \int\left(1-\frac{p_0-p}{p_\rho}\right)dp + C.$$

Поскольку при $x=0$ давление $p=p_0$, то уравнение пьезометрической линии будет

$$\frac{x}{l} = \frac{\dfrac{(p_0-p)^2}{2p_\rho} - (p_0-p)}{\dfrac{p_0^2}{2p_\rho} - p_0}.$$

Использование положительных значений p в последнем уравнении позволяет получить безразмерное выражение отжимающего усилия

$$\overline{P}_\rho = \frac{P_\rho}{P} = \frac{2}{lp_0}\int_0^t\left[\sqrt{p_\rho^2 + \frac{x}{l}\left(p_0^2 - 2p_0p_\rho\right)} + p_0 - p_\rho\right]dx = \frac{2}{3}\frac{3-\dfrac{p_0}{p_\rho}}{2-\dfrac{p_0}{p_\rho}}. \qquad (8)$$

Значение $\overline{P}_\rho$ монотонно возрастает с ростом начального значения p_0, а кривизна пьезометрической линии по сравнению со случаем $p_\rho \to \infty$ и конечным значением p_t меняет знак, увеличиваясь с ростом $\overline{p}_{0\rho} = \dfrac{p_0}{p_\rho}$.

Величина $\overline{P}_\rho$ не существенно отличается от единицы. Так, при $p_0 = 45$ МПа значение $\overline{P}_\rho = 1{,}012$, если $p_\rho = 640$ МПа, а для плунжерных пар с $p_0 = 60$ МПа значение $\overline{P}_\rho$ становится равным 1,016 и превышение этой величины над единицей имеет тот же порядок, как и превышение прижимающего усилия над отжимающим в торцовом распределении плунжерных пар, обычно рассчитываемых без учета сжимаемости рабочей жидкости и эффекта термического клина.

Эффект сжимаемости рабочей жидкости следует учитывать лишь при высоких значениях p_0, неточно. Несмотря на то, что $\overline{P}_\rho - 1 < 1 - \overline{P}_t$, отношение этих величин меняется незначительно, причем

$$\lim \frac{\overline{P}_\rho - 1}{1 - \overline{P}_t} = \frac{p_t}{p_\rho + p_t} \approx 0{,}045,$$

увеличиваясь до 0,050 при $p_0 = 80$ МПа.

Таким образом, упругая деформация рабочей жидкости имеет место при любых давлениях и составляет примерно одну и ту же долю от поправки на термический эффект, в определенной мере компенсируя ее. Поэтому, когда учитывается эффект термического клина, необходимо брать поправку на упругую деформацию рабочей жидкости, которая составляет от 4,5 до 5,0 % от первой, отличаясь знаком.

При расчете гидростатического усилия по уравнению (7) или графику, показанному на Рисунке 40, а, определяется поправка на термический эффект δ, по которой выбирают исправляющий множитель k гидростатического усилия внесением исправления $\bar{k}$ на сжимаемость рабочей жидкости, причем

$$k = \bar{k}\delta,$$

где в порядке первого приближения $\bar{k}$ равно 0,945 для синтетических жидкостей и 0,965 для минеральных углеводородных жидкостей. Если для используемой рабочей жидкости значения p_t и p_ρ будут иными, последующие приближения определяют соответствующими расчетами при помощи уравнений (7) и (8).

2.2 Обоснование показателя работоспособного состояния плунжерной пары

Математическая модель эквивалентной щели не относится к числу грубых, и закономерности изменения расхода просачивания и вязкостного трения существенно отличаются в плунжерных парах различных конструкций.

Влияние упругой деформации рабочей жидкости, как было выяснено, сравнительно невелико. Существенно больше влияние эффекта термического клина, однако при условии, если отвод тепла невелик. На самом деле детали плунжерных пар, примыкающие к щелям, в которых реализуется сколько-нибудь существенное жидкостное трение, всегда нагреты и отбор тепла оказывается значительным. Поэтому поток рабочей жидкости в таких щелях по своим свойствам приближается к изотермическому.

В плунжерных парах, форсированных по давлению, наиболее существенным оказывается влияние изменения вязкости, зависящей от давления, особенно при использовании рабочих жидкостей с небольшими значениями вязкостного давления.

Пусть плоская щель шириной $b_щ$, высотой $h_щ$ и длиной $l_щ$ находится под перепадом давлений p_0, причем избыточное давление на выходе равно нулю. Одна из стенок смещается относительно другой со скоростью v, нормальной к скорости просачивания жидкости через эту щель. Тогда, считая поток изотермическим и рабочую жидкость вследствие малости влияния деформации недеформируемой, а $h_щ = const$ при изменении вязкости по закону $\mu = \mu_0 \exp \frac{p}{p_\mu}$, можно получить выражение расхода просачивания интегрированием уравнения

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu_0 Q}{b_щ h_щ^3} \exp \frac{p}{p_\mu}. \tag{9}$$

С граничными условиями $p = p_0$ при $x = 0$ и $p = 0$ при $x = l$. Это выражение расхода будет

$$Q = \frac{b_щ h_щ^3}{12\mu_0 l_щ} p_\mu \left[1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_\mu}\right)\right] \equiv Q_0 \frac{1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_\mu}\right)}{\frac{p_0}{p_\mu}}, \tag{10}$$

где

$Q_0 = \dfrac{b_щ h_щ^3}{12\mu_0 l_щ} p_0$ – расход при $p_\mu \to \infty$.

Из того же уравнения (9) закон изменения давления по длине щели

$$p = -p_\mu \ln\left\{\exp\left(-\frac{p_0}{p_\mu}\right) + \frac{x}{l}\left[1 - \exp\left(-\frac{p_0}{p_\mu}\right)\right]\right\}, \tag{11}$$

а сила вязкостного трения при смещении одной из стенок относительно другой

$$T = \int_0^1 \mu(x)\frac{v}{h_щ} b_щ dx = T_0 \frac{\dfrac{p_0}{p_\mu}}{1 - \exp\left(-\dfrac{p_0}{p_\mu}\right)}, \tag{12}$$

где

$T_0 = \dfrac{v}{h_щ} b_щ \mu_0 l_щ$, т.е. $T \to T_0$ при $p_\mu \to \infty$.

Соотношение между T и T_0 имеет тот же коэффициент пропорциональности, что и соотношение между M и M_0 – соответствующими моментами жидкостного трения для плунжерной пары:

$$M = \frac{\dfrac{p_0}{p_\mu}}{1 - \exp\left(-\dfrac{p_0}{p_\mu}\right)} M_0, \tag{13}$$

где при $p_\mu \to \infty$

$$M \to M_0 = \frac{l_щ b_щ \mu_0}{h_щ} R^2 \Omega,$$

причем

Ω - частота вращения кулачкового вала;

R –линейный размер плунжерной пары ($R \sim \sqrt[3]{\omega}$).

Таблица 3 – Зависимостей значений p_0 и p_μ

ρ_μ, МПа	$\overline{Q} \equiv \frac{Q}{Q_0}$ при давлении p_0 (МПа)			
	1	10	20	30
33,33	1	0,864	0,752	0,659
28,57	1	0,844	0,719	0,619
25	1	0,824	0,688	0,582

Таблица 4 - Зависимостей значений p_0 и p_μ

ρ_μ, МПа	$\overline{P} = \frac{P}{P_0}$ при давлении p_0 (МПа)			
	1	10	20	30
33,33	1	0,950	0,900	0,852
28,57	1	0,942	0,884	0,828
25	1	0,933	0,868	0,805

Сравнивая выражения (10) и (12), можно убедиться, что при всех изменениях начального значения давления произведение M на Q постоянно:

$$MQ=const=M_0Q_0, \tag{14}$$

Пользуясь равенством (11), можно получить выражение отжимающего усилия

$$P = 2\left[\frac{p_\mu}{p_0} - \frac{\exp\left(-\frac{p_0}{p_\mu}\right)}{1-\exp\left(-\frac{p_0}{p_\mu}\right)}\right]P_0,$$

где $P_0 = \frac{1}{2} b_щ l_щ p_0 > P$.

Таким образом, и в рассматриваемом случае зависимость μ от p приводит к более энергичному падению пьезометрической линии в начальном участке ($\left|\frac{dp}{dx}\right|$ монотонно уменьшается по длине щели).

Зависимость $\frac{Q}{Q_0}$ и $\frac{P}{P_0}$ при различных значениях p_μ и p_0 приведены в таблицах 3 и 4; эти отношения существенно уменьшаются при росте p_0 и снижении p_μ.

Если эквивалентная щель находится под воздействием напорного давления рабочей жидкости, то выражение момента жидкостного трения (13) меняется:

$$M_2(M_0; p_\mu) \to \exp\left(-\frac{p}{p_\mu}\right) M_0, \tag{15}$$

и тогда, руководствуясь экспериментально подтверждаемым соотношением (14), можно принять при составлении математической модели плунжерной пары выражение расхода просачивания в форме

$$Q_2(Q_0; p_\mu) \to \frac{Q_0}{\exp\left(-\frac{p}{p_\mu}\right)}. \tag{16}$$

Глава 3 Программа и методика исследования

3.1 Программа экспериментальных исследований и этапы её выполнения

Общая программа экспериментальных исследований приведена на рисунке 41.

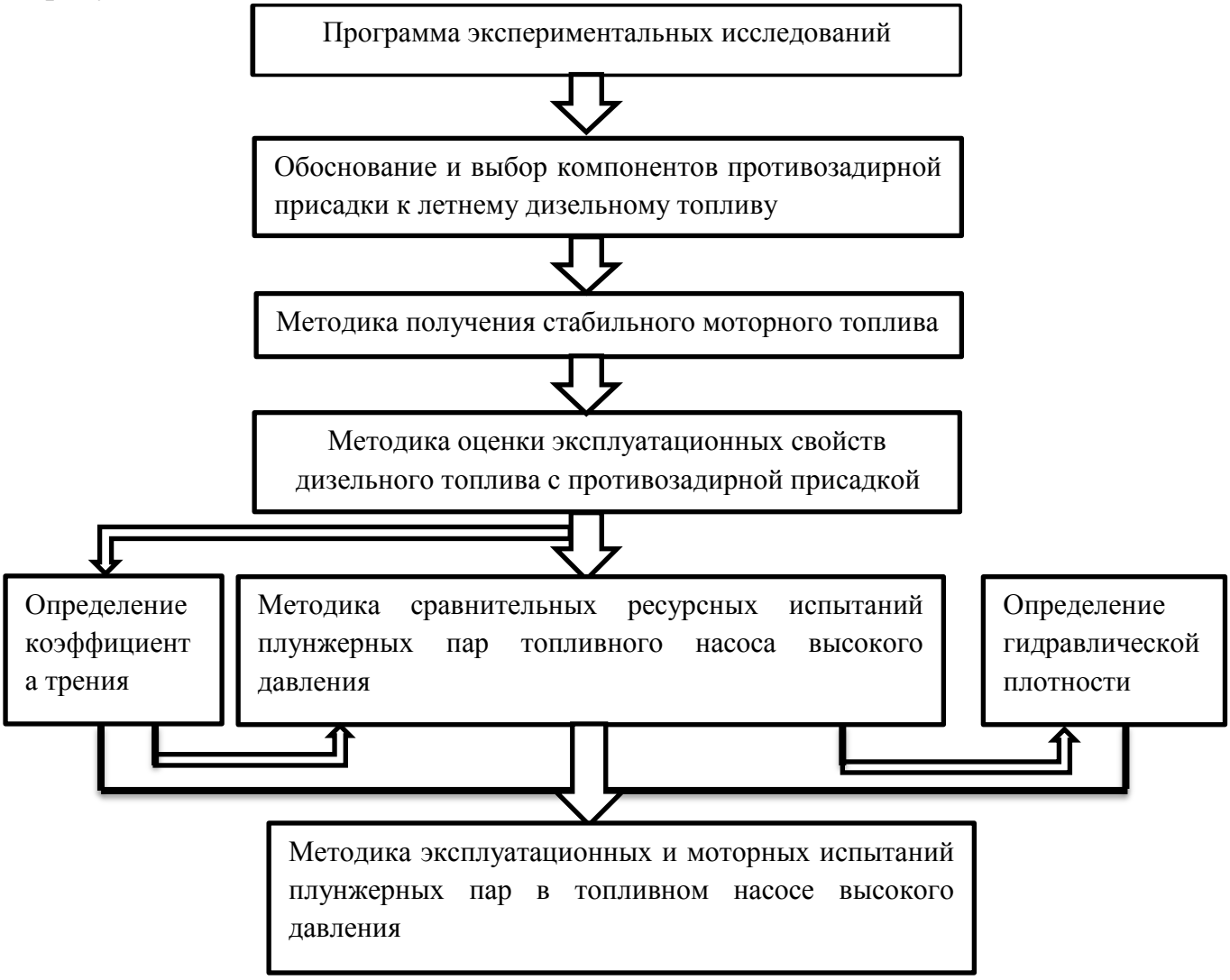


Рисунок 41 – Схема программы экспериментальных исследований

Этапы исследования включали:

- выбор и обоснование компонентов противозадирной присадки к летнему дизельному топливу;

- проведение лабораторных сравнительных ресурсных испытаний на товарном дизельном топливе и дизельном топливе с противозадирной присадкой;

- оценка гидравлической плотности плунжерных пар;

- проведение эксплуатационных производственных испытаний плунжерных пар с противозадирной присадкой в дизельное топливо.

Программой экспериментальных исследований предусматривалась разработка и совершенствование следующих методик:

- методики подбора компонентов противозадирной присадки и процесса получения готового моторного топлива;

-методики оценки стабильности компонентов присадки в дизельном топливе;

- методики оценки эксплуатационных свойств дизельного топлива с противозадирной присадкой;

- методики сравнительных ресурсных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления;

- методики оценки гидравлической плотности плунжерных пар топливного насоса высокого давления;

- методики эксплуатационных и моторных испытаний плунжерных пар в топливном насосе высокого давления двигателя Д-240.

Методика подбора компонентов противозадирной присадки в летнее товарное дизельное топливо основывалось на кластерном анализе существующих компонентов численного моделирования. Численное моделирование предусматривало, моделирование плотности многокомпонентных углеводородных жидкостей и теплотворной способности топлива с противозадирной присадкой.

Для численного моделирования использовались методы оптимизации на основе векторной алгебры.

Оценка стабильности присадки в дизельном топливе осуществлялась в статическом и динамическом режимах. Статический режим предусматривал

оценку расслоения компонентов противозадирной присадки в дизельное топливо без механического воздействия в условиях естественного отстоя дизельного топлива.

В динамическом режиме на дизельное топливо воздействовали с помощью вынужденных механических колебаний с частотой и амплитудой равной рабочей частоте и амплитуде трактора.

Оценка эксплуатационных свойств осуществлялась по методике, изложенной в работе [89] и предусматривала определение вязкости и плотности дизельного топлива с противозадирной присадкой.

Стендовые сравнительные ресурсные испытания плунжерных пар проводили на ТНВД типа УТН-5 на товарном летнем дизельном топливе Л-40 (по ГОСТ 2511) и товарном летнем дизельном топливе Л-40 (по ГОСТ 2511) с противозадирной присадкой.

Лабораторные исследования проводились в Иркутском ГАУ на кафедре ТС и ОД в период с 2016-2019 гг, а теоретические исследования в лаборатории «Технический сервис МТП ФГБНУ СФНЦА РАН».

Исследования проводились на серийном и специально изготовленном оборудовании.

Эксплуатационные испытания плунжерных пар ТНВД типа УТН-5 на дизельном топливе с противозадирной присадкой проводили в условиях ИП КФХ Тронц М.А., ИП КФХ Пальчик А.П. Иркутской области в период с 2017-2020 гг.

Исследования проводили согласно частных методик.

3.2 Обоснование и выбор компонентов противозадирной присадки в дизельное топливо

В качестве прототипа дизельного топлива в работе использовано дизельное топливо эксплуатационной группы E5/E100 по классификации DIN. Это моторное топливо представляет собой смесь углеводородного нефтяного

топлива и органического сырья (этанол), используемого в качестве окислителя и регулятора плотности. В таблице 5 приведен состав топлива эксплуатационной группы E5/E100 [36].

Таблица 5 – Состав моторного топлива эксплуатационной группы E5/E100

Обозначение группы топлива	E5	E10	E15	E25	E85	E100
Концентрат этанола, в процентах	5	10	15	25	85	100
Использование	ЕС	США, ЕС	США	Бразилия	США, ЕС	Бразилия

Как, показывают исследования [197], этанол, находящийся в растворе углеводородного топлива является сольвентом, что снижает смазывающую способность моторного топлива.

Вторым критерием использования этанола в топливе является относительно низшая теплотворная способность, что снижает калорийность основного топлива. Использование чистого этанола в моторное топливо, как правило предполагает модифицирование дизельной топливной аппаратуры, и некоторых систем двигателя (таблица 6).

Таблица 6 – Конструктивные изменения систем двигателя внутреннего сгорания

Концентрация этанола в топливе	Система впрыска	ТНВД	Топливный фильтр	нейтрализатор	Система выпуска
5 %	-	-	-	-	-
5-10 %	-	-	-	-	-
10-25 %	-	-	-	-	-
25-85 %	-	+	+	+	+
> 85 %	+	+	+	+	+

- не требует изменения системы; + требует изменения системы.

Из [110] известно, что использование триглицерина способствует изменению условий контакта и увеличение (в 2 и более раза) несущей способности углеводородных топлив. Однако, в современной научной литературе, данные об использовании этого компонента (в том числе в качестве компонента противозадирной присадки), не имеют подтверждения [173].

Для образования устойчивого коллоидного соединения, стабилизатора горения, и регулятора плотности топлива применяем гидроксид водорода. Влияние которого на ресурс прецизионных пар в настоящее время также не исследовано.

По скольку, основным эксплуатационным свойством моторного топлива является его плотность (см. гл.2) то применен метод численного моделирования многокомпонентных углеводородных жидкостей [173].

При этом величина плотности определялась зависимостью

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot w_1 + \rho_2 \cdot w_2 + \rho_3 \cdot w_3 + \rho_4 \cdot w_4}{w_1 + w_2 + w_3 + w_4}$$

где

ρ - плотность компонента;

w - содержание компонента в %.

Исходные данные для численного моделирования плотности дизельного топлива с противозадирной присадкой, основными компонентами которой являются этанол, триглицерин и гидроксид водорода.

Система ограничений

$50 < w_1 < 95$ %, дизельное топливо

$5 < w_2 < 25$ %, этанол

$5 < w_3 < 25$ %, триглицерин

$5 < w_4 < 25$ %, гидроксид водорода

$$\begin{array}{cccc} \text{ДТ} & \text{Этанол} & \text{Триглицерин} & \text{Гидроксид водорода} \\ \begin{bmatrix} 50 \\ 55 \\ 60 \\ 65 \\ 70 \\ 75 \\ 80 \\ 85 \\ 90 \\ 95 \end{bmatrix} & \times \begin{bmatrix} 5 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} & \times \begin{bmatrix} 5 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} & \times \begin{bmatrix} 5 \\ 10 \\ 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} \end{array} \quad \sum_{i=1}^{N} k_i = 100 \ \%$$

ρ_1=0,835; ρ_2= 0,806; ρ_3= 0,927; ρ_4=0,95 – плотность компонентов присадки

Согласно расчета соотношение компонентов топлива с учетом граничных условий плотности от 0,830 до 0,850, составляет 55 % ДТ + 45 %; присадки: этанола 25 %, триглицерина 15 %, гидроксид водорода 5 %.

Эксплуатационные свойства дизельного топлива, оцениваются его теплотворной способностью.

Поскольку, в состав противозадирной присадки входят низкокипящие углеводородные компоненты, их концентрация в суммарном объеме составляет около 50 %, то необходим расчет теплотворной способности такого топлива.

Химмотологическая реакция сгорания углеводородного моторного топлива выражается уравнением реакции

$$C_n H_m O_r \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \left(O_2 + 3{,}75 N_2 \right) \Rightarrow nCO_{2(r)} + \frac{m}{2} H_2 O_{(m)} + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \cdot 3{,}75 N_{2(r)},$$

где

C_nH_mOH - химическая формула топлива с противозадирной присадкой;

n, m, r - число атомов углерода, водорода и кислорода соответственно.

Этиловый спирт (этанол) $C_2H_5OH_{(ж)}$

Физико-химические свойства

Этанол – бесцветная легкоподвижная жидкость с характерным запахом и жгучим вкусом; т.пл. – 114,15^{0}С, температурой кипения – 78,39^{0}С, молекулярной массой – 46,069 г/моль; плотность – 0,806 г/см^3; показатель преломления 1,3611. Этанол смешивается в любых соотношениях с водой, спиртами, диэтиловым эфиром, глицерином, хлороформом, ацельдегидом.

Расчет термодинамических величин

1. Реакция горения в воздухе:

$$C_2H_5OH_{(ж)} + 3(O_2 + 3{,}75N_2)_{(г)} \Rightarrow 2CO_{2(г)} + 3H_2O_{(ж)} + 11{,}2N_2$$

2. Табличное значение стандартной энтальпии сгорания этанола

$$\Delta H^o_{сгор.} = -1366{,}91 \quad кДж/моль$$

Следовательно, высшая энтальпия сгорания топлива (ΔH^o_B кДж/моль топлива) равна:

$$\Delta H^o_B = \Delta H^o_{сгор.топлива} = -1366{,}91 \quad кДж/моль$$

3. Высшая теплота сгорания топлива Q_B (МДж/кг топлива):

$$Q_B = \frac{1366{,}91}{46 \cdot 10^{-3}} = 29{,}72$$

4. Низшая энтальпия сгорания (ΔH^o_H, кДж/моль топлива) отличается от высшей на величину энтальпии конденсации водяного пара $\Delta H^o_{конд.H_2O(пар)} = -44{,}01$ кДж/моль. Поэтому

$$\Delta H^o_H = \Delta H^o_{сгор.топлива} - \Delta H^o_{конд.H_2O(пар)} = -1366{,}91 + 3 \cdot 44{,}01 = -1234{,}88$$

5. Низшая теплота сгорания топлива (МДж/кг топлива):

$$Q_H = \frac{1234{,}88}{46 \cdot 10^{-3}} = 26{,}85$$

6. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива (кг воздуха / кг топлива):

$$L^o_{воздуха} = \frac{3 \cdot (32 + 3{,}75 \cdot 28)}{46} = 8{,}9$$

7. Количество топливовоздушной смеси (M_1, моль):

$$M_1 = 1моль_{топлива} + 3 \cdot (1 + 3{,}75) = 15{,}25$$

8. Низшая теплота сгорания топливовоздушной смеси ($q_н$, кДж/м^3), она же калорийность стехиометрической смеси топлива с воздухом:

$$q_H = \frac{1234{,}88}{15{,}25 \cdot 22{,}4 \cdot 10^{-3}} = 3615$$

Согласно общей химмотологической классификации, полученная методом математического моделирования присадка имеет химическую формулу $C_nH_mO_r$ этилентриглицерин гидроксид водорода (ЭГВ).

3.3 Методика получения готового моторного топлива

Для получения стабильного раствора углеводородного моторного топлива на основе товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой использовали метод смешивания компонентов топлива с помощью ультразвукового воздействия.

В емкость ультразвуковой ванны добавляли компоненты: летнее дизельное топливо по ГОСТ 2511, этанол (ГОСТ Р 55878), триглицерин (ГОСТ 31759) и окислитель после чего включали ультразвуковой излучатель установки. В качестве критерия образования стабильного раствора моторного топлива принимали объем выпавшего остатка компонентов присадки.

Объем выпавшего осадка оценивали в баллах. Условно приняли, что величина 1 балла составляла 1 мм выпавшего осадка. Оценка стабильности,

полученного топлива, производилась в стационарном и динамическом режимах.

Стационарный режим предусматривал седиментацию компонентов топлива в мерном стакане и контролировался визуально с помощью мерной линейки. Динамический режим осуществлялся в условиях воздействия на моторное топливо механическими колебаниями с частотой и амплитудой колебаний, равным вынужденным колебаниям трактора (частота ~ 60 Гц, амплитуда ~ 450 мм).

Виртуальный эксперимент по методике выбора компонентов

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot w_1 + \rho_2 \cdot w_2 + \rho_3 \cdot w_3 + \rho_4 \cdot w_4}{w_1 + w_2 + w_3 + w_4}$$

$\rho = const$;

w_i - переменная;

$\rho_i = const$.

E5

ДТ=50%

РМ=20%

Е=5%

О=25%

Е10…Е95

$\rho_i^1 ДТ = 0{,}830$;

$\rho_j^2 этанол = 0{,}806$;

$\rho_k^3 РМ = 0{,}927$;

$\rho_t^4 окис. = 1{,}000$.

Критерий выбора компонентов присадки в топливо.

Таблица 7 - Теплотворная способность компонентов присадки

Наименование компонента	Теплотворная способность, мДж/кг	Плотность, кг/м^3
ДТ	42,6	0,830-0,845
РМ, триглицерин	48	0,920
Этанол	21,2	0,806
Окислитель	-	0,930-1,1
ЭГВ (этилентриглицерин гидрооксид водорода)	39-42	0,830< ρ <0,850

Плотность компонентов смеси 0,830< ρ <0,850 кг/м^3 – не нарушается работа форсунки.

3.4 Методика исследования эксплуатационных свойств дизельного топлива с противозадирной присадкой

Основными эксплуатационными свойствами дизельного топлива, в том числе с противозадирной присадкой, является кинематическая вязкость и плотность.

Кинематическую вязкость дизельного топлива определяли в соотношении с ГОСТ 33 [7] в температурном диапазоне от 20 ^{0}С до 80 ^{0}С. Нижняя граница температурного диапазона выбрана на основании ГОСТ 2511, а верхняя граница из учета температуры дизельного топлива при работе ТНВД УТН-5 [2].

Заполняли ванну криотермостата рабочей жидкостью (температура от 20 °С до 80 °С водно-глицериновую смесь) до уровня 20 мм ниже края ванны. Цилиндрический мерный стакан исследуемым товарным летним дизельным топливом с противозадирной присадкой и погрузить на дно ванны криотермостата, таким образом, чтобы исследуемое топливо в мерном стакане

находилось ниже уровня жидкости. Визкозиметр типа ВПЖ-1 подготавливаем к работе согласно инструкции.

Кинематическую вязкость исследуемого топлива определяли по формуле:

$$\mu = C \cdot t, мм^2 / c, \quad (17)$$

где

С – постоянная вискозиметра (С= 0,08893), мм^2/с^2;

t – время истечения жидкости, с.

Повторность не менее пяти повторений опыта после чего рассчитываем среднее арифметическое значение измерений плотности.

Топливо отбиралось с АЗС и нефтебаз в объеме не менее 5 литров [ГОСТ 2517], из резервуаров отбиралась срединная проба товарного дизельного топлива.

3.5 Методика определения коэффициента трения в плунжерных парах топливного насоса высокого давления

Коэффициент трения, как величина определяющая работоспособного состояния плунжерной пары, с учетом гипотезы механического контакта, и свойств материалов деталей, определялась по зависимости Амонта [67, 103, 104]:

$$F_T = k_T \cdot F_{вн},$$

где

F_T - сила трения покоя, Н;

k_T - коэффициент трения;

$F_{вн}$ - нагрузка на контактирующие пары, Н.

Тогда $k_T = \dfrac{F_T}{F_{вн}}$.

Методика измерения силы трения осуществлялась по схеме, представленной на рисунке 42.

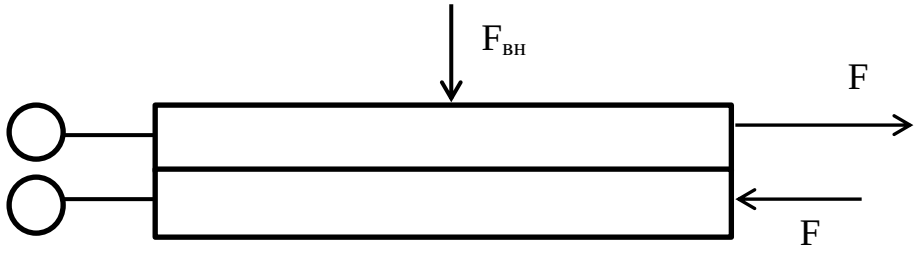


Рисунок 42 – Схема измерения силы трения

В качестве образцов использовали сегменты изготовленные из плунжера и втулки плунжера. Размеры образцов составляли наружный диаметр плунжера 10х8,5 мм. Сегмент втулки внутренний диаметр 10 длина 8,5 материалы деталей. Сталь ШХ15 (по ГОСТ 801). Термообработанные до твердости ШРЦ68. Шероховатость поверхностей образцов составляла Ra 0,04 мкм. Согласно требованиям на их механическую обработку.

Согласно рекомендациям работы [101] в зону контакта деталей подавалось товарное дизельное топливо и дизельное топливо с противоизносной присадкой с частотой 23 капли в минуту, чем обеспечивался граничный режим трения материалов деталей.

Измерение силы трения осуществлялось электронными весами ВНТ-15-2/5/10 с возможностью автоматической фиксации результатов измерения, и трансляция измерений на ПК в удобном для пользователя виде.

Исследования проводили на товарном летнем дизельном топливе Д-40л по ГОСТ 2511 и на летнем дизельном топливе Д-40л с противозадирной присадкой ЭГВ (этилентриглицерин гидроксид водорода).

Внешняя нагрузка на образцы создавалась эталонными грузами (по ГОСТ) величиной 25 Н.

Исследования производились по схеме Бернулли, с повторностью 16 пар образцов, для каждого образца моторного топлива, что является необходимым и достаточным условием, и возможной ошибкой 0,05 для проведения опыта.

3.6 Методика проведения сравнительных ресурсных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления

В основу методики ресурсных испытаний плунжерных пар был принят отраслевой стандарт ОСТ 23.1.364 [13]. Эксперименты проводились на штатном топливном насосе УТН-5Л.

Ускоренные сравнительные ресурсные испытания проводили с учетом режима эксплуатации топливного насоса и требований на испытания:

- для исследований использовалось товарное летнее дизельное топливо марки Л-40 (ГОСТ 2511);
- для исследования использовалось товарное летнее дизельное топливо с противозадирной присадкой на основе этилентриглицерин гидроксида водорода;
- эксплуатационные настройки топливного насоса соответствовали техническим требованиям завода-изготовителя;
- перед проведением экспериментальных исследований плунжерные пары были подобраны по гидроплотности, что обеспечивало идентичность условий испытания;
- исследования проводили в несколько параллельных этапов (по 10 ч., что соответствует сменному режиму работы топливного насоса высокого давления) равных по времени межремонтной наработке ТНВД 10^6 циклов нагружения, что соответствует 80 % гамма ресурсу плунжерных пар (ОСТ 23.1.364);
- после каждого этапа испытаний оценивали гидроплотность плунжерных пар, при эксплуатации их на товарном летнем дизельном топливе и на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой;

- эталонные форсунки отрегулированы на давление впрыска – 17,5 мПа;

- температура топлива поддерживалась терморегулятором, встроенным в бак с топливом – 80 ± 1 ^{0}С;

- топливо в баке стенда заменялось каждые 10 часов эксплуатации;

- после каждого 10 часового цикла испытаний определялась гидроплотность плунжерных пар. Отсечной клапан на секции топливного насоса высокого давления имел герметичность – 6 с., а пружина клапана настроена на 20 Н;

- ресурсные стендовые испытания проводили исходя из режимов работы ТНВД.

Из [50] известно, что топливный насос высокого давления эксплуатируется:

0,80-0,85 времени в режиме номинальной частоты вращения;

0,05-0,10 – в режиме холостого хода;

0,05 – 0,12 – в максимальном режиме работы регулятора (в режиме перегрузки).

В связи с этим режим ресурсных испытаний плунжерных пар проводили из циклограммы работы топливного насоса высокого давления (Рисунок 44).

Номинальный режим испытания 1 – 8 ± 0,5 часов, при частоте вращения распределительного вала ТНВД - 1000 ± 100 об/мин, подача секции (плунжерной пары) - 74 ± 3 % мл/цикл.

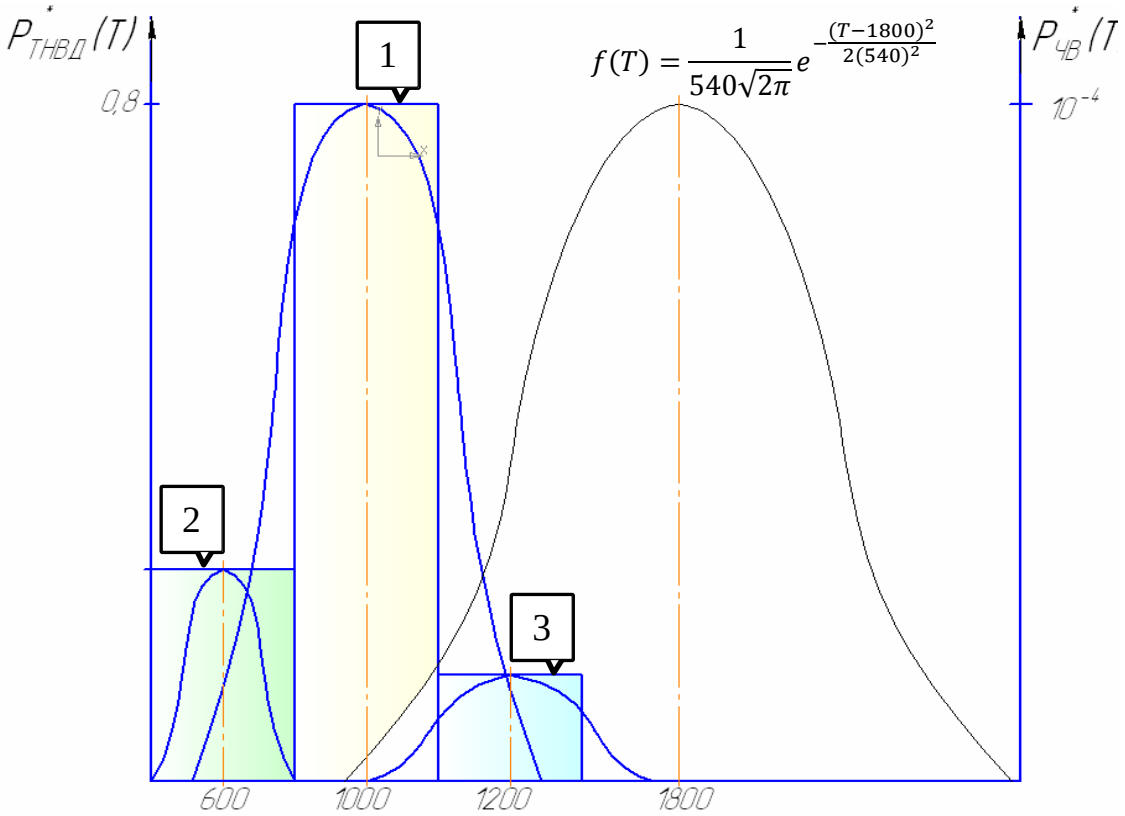


Рисунок 43 - Гистограмма распределения времени режима эксплуатации топливного насоса высокого давления

Режим 2 (режим холостого хода) – 1,2 часа, частота вращения распределительного вала топливного насоса высокого давления – 600 ± 250 об/мин, подача секции – 27 ± 3 % мл/цикл.

Режим 3 (максимальный режим работы регулятора топливного насоса высокого давления) – 0,75-1 ч. Частота вращения распределительного вала – 800 ± 50 об/мин, подача секцией ТНВД – 80 ± 3 % мл/цикл.

Исследование проводили согласно циклограммы работы топливного насоса высокого давления. Причем режим циклограммы работы топливного насоса высокого давления построен исходя из стохастических процессов, согласно теории испытания механических систем на стабильном генераторе случайных процессов.

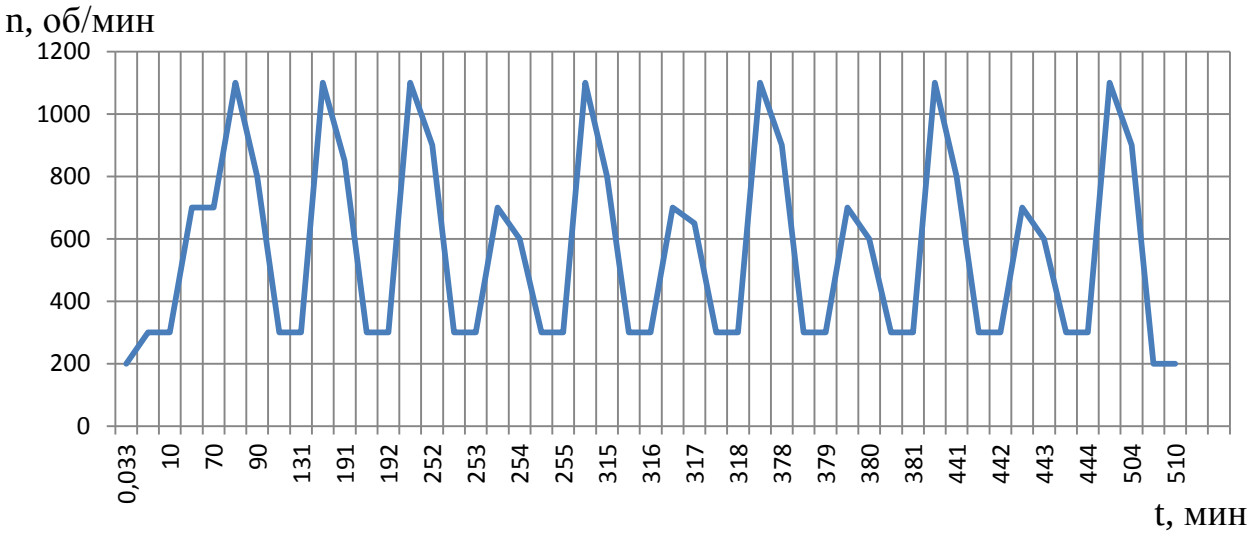


Рисунок 44 – Циклограмма работы топливного насоса высокого давления

Ресурсные испытания проводились по параллельной схеме. Эта схема испытаний предусматривала исследование ресурса плунжерных пар только на одном и том же виде топлива.

Что, снижает вероятность ошибки определения ресурса плунжерных пар.

Исследование проводили по плану NUR. Схема испытания приведена на Рисунке 45.

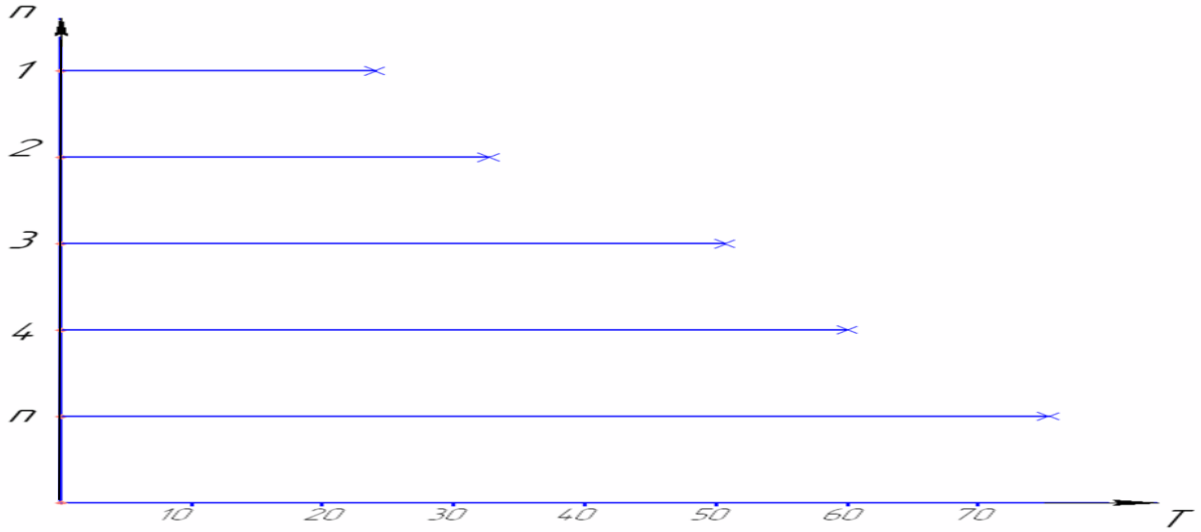


Рисунок 45 – Схема плана испытания плунжерных пар

Согласно работы [120] испытания проводили (на одном и том же виде топлива) не менее чем на 80 комплектах плунжерных пар, что необходимо и достаточно при достижении вероятности ошибки 0,05.

Перед началом испытаний топливный насос проходил обкатку не менее 60 часов работы на номинальном режиме вращения кулачкового вала [ОСТ 23.1.364, 170] на смеси товарного летнего дизельного топлива и индустриального масла в соотношении 70:30.

3.7 Методика определения гидравлической плотности плунжерных пар топливного насоса высокого давления

Для этого в топливный насос подавали тестовую жидкость плотностью 0,824 кг/м^3.

Запускали топливный насос высокого давления и определяли гидроплотность манометром AR112008 [38].

В динамическом режиме работы плунжерной пары при частоте вращения распределительного вала 100 мин$^{-1}$ по зависимости

$$Q_{ут} = 0{,}01 \cdot Q \tag{18}$$

где

Q - расход топлива, $м^3/с$.

$$Q = \frac{V}{t}, \tag{19}$$

где

V - подаваемый объем топлива, $м^3$;

t - время подачи, с.

Экспериментальные исследования проводили согласно полно факторного 3^2 плана эксперимента [178], приведенного в таблице 8.

Таблица 8 – Матрица планирования полного факторного эксперимента типа 3^2

Номер опыта	X_1	X_2	Y
1	-1	-1	Y1
2	-1	0	Y2
3	-1	+1	Y3
4	0	-1	Y4
5	0	0	Y5
6	0	+1	Y6
7	+1	-1	Y7
8	+1	0	Y8
9	+1	+1	Y9

X_1 – кинематическая вязкость, мм^2/с; X_2 – плотность, кг/м^3.

3.8 Методика обработки экспериментальных данных

Данные проведенных экспериментов по выявлению зависимости кинематической вязкости от температуры топлива были аппроксимированы кривой вида $y = a \cdot t^2 + b \cdot t + c$. Для определения параметров a, b, c применялся метод наименьших квадратов. На основании данного метода составлена система уравнений (20). Полученные данные экспериментов по получению зависимости плотности от температуры топлива были аппроксимированы кривой вида $p = at + b$ [92].

Параметры a и b определялись системой уравнений:

$$\begin{cases} a\sum t + n \cdot b = \sum p \\ a\sum t^2 + b\sum t = \sum \rho \cdot t \end{cases} \tag{20}$$

Ошибка аппроксимации кривой экспериментальных данных определялась по формуле:

$$\delta = \frac{1}{n}\sum\left|\frac{\rho - \hat{\rho}}{\rho}\right| \cdot 100\% \tag{21}$$

Результаты экспериментов по определению зависимости величины утечек топлива через зазор в сопряжении плунжер-втулка от вида топлива были аппроксимированы кривой второго порядка $\widehat{Q} = a \cdot w^2 + b \cdot w + c$.

Изменение цикловой подачи на пусковой и номинальной частоте вращения, аппроксимированы кривой второго порядка вида $\widehat{q} = at^2 + bt + c$. Коэффициенты a, b, c определялись, путем решения системы уравнений (20).

Достоверность исследований эксперимента в большей части зависит от точности полученных результатов. Согласно рекомендации [178] опыты трехкратной повторности. Для чего с учетом относительной ошибки измерений и принятой надежности проводили не менее чем с трехкратной повторностью ($n = 3$) [178]. Точность полученных результатов оценивали следующими показателями: 1) среднее значение результативного параметра по параллельным опытам, который вычисляем по формуле [178]:

$$\bar{y}_j = \frac{\sum_{k=1}^{n} y_{jk}}{n}, \tag{22}$$

где

n - количество параллельных опытов;

y_{jk} - значение результативного параметра;

j - номер опыта;

k - повторность опыта.

2) Дисперсию параллельных опытов определяем по формуле:

$$S_j^2 = \frac{\sum_{k=1}^{n} \left(y_{jk} - \bar{y}_j\right)^2}{n-1}, \tag{23}$$

3) коэффициент вариации [178]:

$$V = \frac{S_j^2}{\bar{y}_j}. \tag{24}$$

Значение коэффициента вариации V при расчетах не должно превышать 30%.

4)Критерий Кохрена [16]:

$$G_p = \frac{S_{j\max}^2}{\sum_{j=1}^{N} S_j^2}. \quad (25)$$

где N - число опытов. Значение рассчитанное по формуле (25) G_p сравнивается с табличным значением критерия G_T, для степени свободы $f_1 = n-1$, знаменателя $f_2 = N$ при уровне значимости $\alpha = 0{,}05$.

Если значение коэффициента вариации V не превышает 30% и значение критерия Кохрена G_p, меньше табличного G_T, то опыты считаются однородными.

Среднее квадратическое отклонение:

$$S_j = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{n}\left(y_{jk} - \bar{y}_j\right)^2}{n-1}}. \quad (26)$$

Ошибка среднего значения результативного параметра:

$$S_{y_j} = \frac{S_j}{\sqrt{n}} \quad (27)$$

Доверительный интервал:

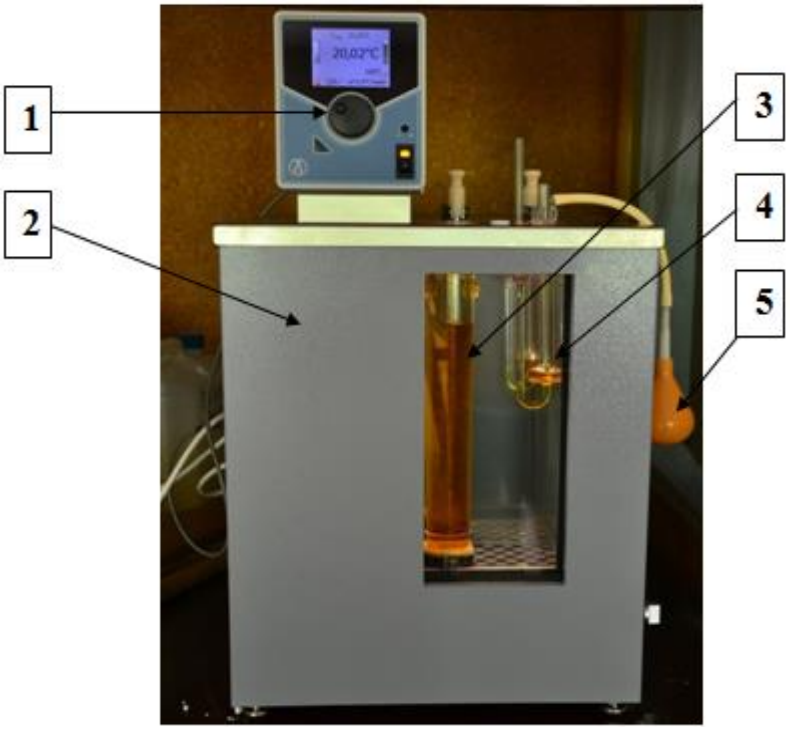
$$\Delta y = \pm t \cdot s_{\bar{y}_j}, \quad (28)$$

где t - значение критерия Стьюдента [178].

3.9 Приборы и оборудование для проведения исследований

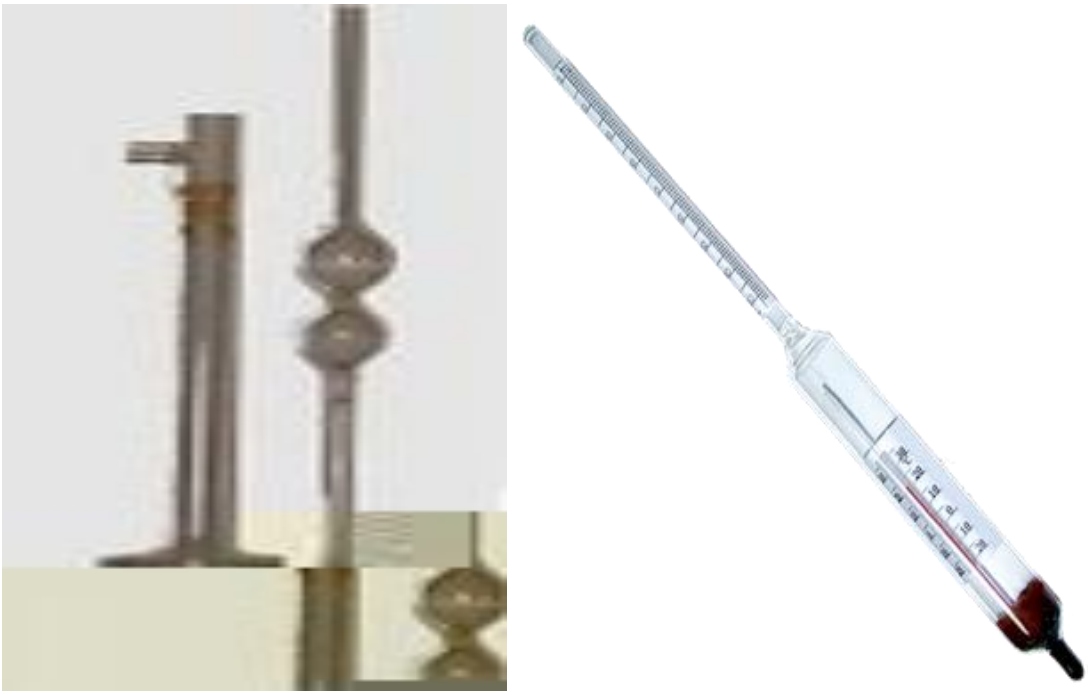
Для измерения кинематической вязкости и плотности применялся лабораторный жидкостный вискозиметрический криотермостат LOIPLT-912 (Рисунок 46) при температуре от 20 до 80 °С с точностью до ± 0,01°С.

Кинематическую вязкость (мм^2/с) определяли (Рисунок 47) в соответствии с ГОСТ 33 [7] с помощью стеклянных капиллярных вискозиметров ВПЖ-4 (Рисунок 47 а). Плотность ρ (кг/м^3) измерялась (Рисунок 47 б) ареометрами АНТ-1 в соответствии с ГОСТ 18481 [4].



1 – модуль терморегулирования LT-912; 2 – модуль охлаждения; 3 – мерный стакан с ареометром АНТ; 4 – вискозиметр ВПЖ-4; 5 – груша

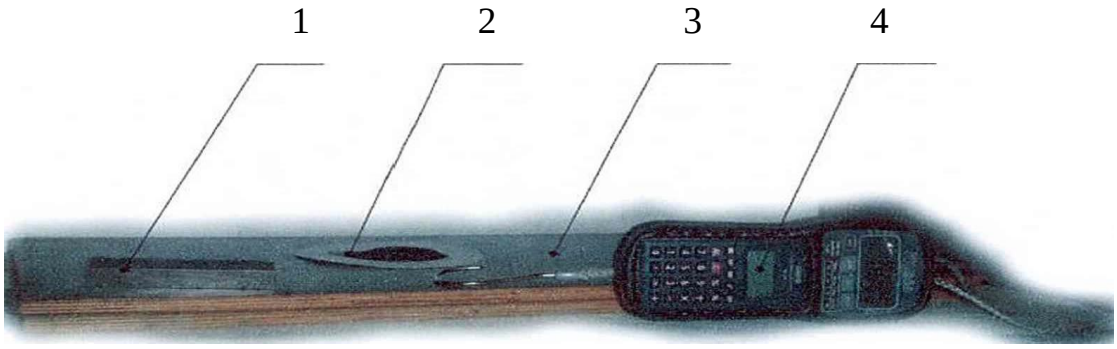
Рисунок 46 – Общий вид криотермостата LOIPLT-912 для измерения кинематической вязкости и плотности исследуемых видов топлива.



а) б)

Рисунок 47 – Оборудование для измерения вязкости и плотности топлива а – вискозиметр ВПЖ-4; б – ареометр АНТ – 1

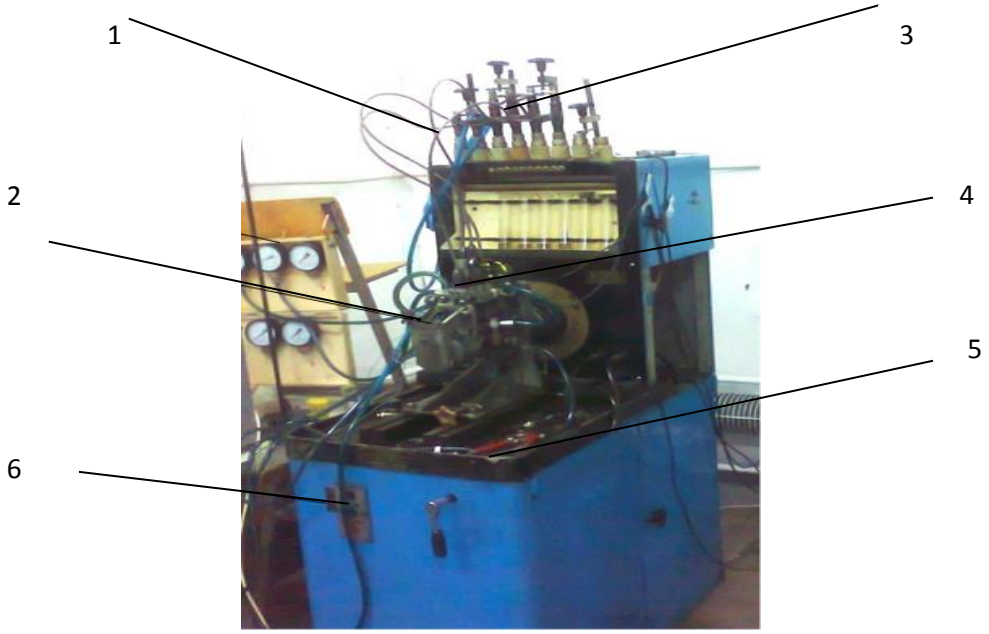
Для определения силы трения применяли лабораторную установку на Рисунке 48.



1-3 - испытываемые поверхности трения; 2 - угольный порошок; 4 - весы электронные подвесные ВНТ-15-2/5/10

Рисунок 48 - Лабораторная установка для определения силы трения

Для ресурсных испытаний применялся стенд КИ-921 М (Рисунок 49), работающий на номинальном режиме с частотой вращения вала насоса 1100 мин$^{-1}$. Номинальная объемная цикловая подача топлива составляла 74±3 % см^3 за 1000 циклов с частотой вращения кулачкового вала ТНВД 1100 мин$^{-1}$.



1 - топливопроводы высокого давления; 2 - испытуемый серийный насос УТН-5; 3 - форсунки; 4 - топливопровод отвода топлива из питающей полости насоса; 5 - стенд для проверки и регулировки топливной аппаратуры КИ-921М; 6 - кнопочные станции.

Рисунок 49 - Модернизированный стенд для испытания и регулировки топливной аппаратуры марки КИ- 921 М

Состояние плунжерной пары по скорости просачивания топлива (гидравлической плотности) проверяют прибором КИ-759 (Рисунок 50).

1 - топливный бак; 2 - гайка; 3 - рычаг; 4 - основание; 5 - винт-фиксатор втулки плунжера

Рисунок 50 - Устройство для проверки гидравлической плотности плунжерных пар, КИ-759

Испытание проводили при температуре 18 – 20 °С смесью жидкости, состоящей из двух весовых частей зимнего дизельного масла и одной весовой части дизельного топлива:

1 устанавливали втулку в центральное отверстие прибора;

2 закрепляли втулку зажимной гайкой;

3 наполняли втулку смесью доверху;

4 вводили плунжер во втулку и укладывали рычаг на торец плунжера (рычаг создает удельное давление 0,22 Мпа для плунжеров Ø 8,5 мм);

5 включали секундомер в том момент, когда рычаг начнет воздействовать на плунжер и выключить его, при резком опускании рычага.

Плунжерная пара считается годной, если время опускания плунжера будет не менее 3 сек (у новой 45 – 90 с). Время в секундах от начала нагружения плунжера до его проваливания является характеристикой

плотности плунжерной пары. Пары, имеющие плотность менее 3 секунд выбраковываются.

3.10 Методика оценки погрешностей экспериментальных исследований

Величина погрешности весоизмерительного устройства лабораторной установки для определения коэффициента трения составляла - 2 г.

Для оценки погрешностей экспериментальных исследований определяли абсолютную и относительную погрешности.

Абсолютная погрешность экспериментальных исследований по формуле:

$$\Delta X = \left| X - \hat{x} \right|,$$

где

X – значение исследуемого параметра,

$\hat{x}$ - измеренное значение исследуемого параметра.

Относительную погрешность оценивали по формуле:

$$\delta = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{x - \hat{x}}{x} \right| \cdot 100\%$$

3.11 Методика проведения моторных испытаний

После стендовых испытаний дизельного двигателя Д-240Л полученные данные, обрабатываются с помощью зависимостей [24, 55]:

1) крутящий момент двигателя (Н·м):

$$M_{д} = \frac{P_T \cdot L_T \cdot i_p}{\eta_p}, \tag{29}$$

где

P_T - показания весового механизма, кгс;

η_p - К.П.Д. редуктора принимаем 0,96-0,98;

L_T - длина плеча весового механизма электротормоза, $(L_T = 0{,}716 м)$;

i_p - передаточное число редуктора, принимаем 1.

1) Эффективная мощность двигателя N_e (кВт):

$$N_e = \frac{M_д \cdot n_T}{9550}, \tag{30}$$

где n_T - частота вращения вала тормоза, мин$^{-1}$.

1) Часовой расход топлива G_m (кг/ч)

$$G_m = \frac{3{,}6 \cdot Q}{t}, \tag{31}$$

где

Q - расход топлива за опыт, г.;

t - время опыта, с.

1) Удельный эффективный расход топлива g_e (г/кВт-ч) определяется по формуле:

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_m}{N_e}. \tag{32}$$

Стендовые испытания проводились для определения мощностных и экономических показателей дизельного двигателя Д-240Л по внешней регуляторной характеристике для определения возможности эксплуатации дизелей на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой [5]. Моторные испытания ДВС Д-240 проводили: 1 - ДТ (товарное летнее дизельное топливо); 2- товарное летнее дизельное топливо с противозадирной присадкой. Изменение параметров работы двигателя Д-240Л на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой выявлялось при сравнении с параметрами, полученными при работе на дизельном топливе, сохраняя первоначальные регулировки двигателя. В программу стендовых испытаний двигателя Д-240Л входит снятие внешней регуляторной характеристики, при использовании товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой и получение сравнительных характеристик с параметрами, работы дизеля на товарном летнем дизельном топливе.

При исследовании работы двигателя на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой, была снята внешняя регуляторная характеристика дизельного двигателя Д-240Л, укомплектованного агрегатами и системами, обеспечивающими его штатную эксплуатацию, с помощью моторной установки на базе электротормозного стенда завода “Забреч”, тип ОР. Применяемая моторная установка укомплектована измерительными приборами, контрольными устройствами и пультом управления.

В испытательном стенде между двигателем и электротормозом установлен редуктор, коробка передач автомобиля, которая вторичным валом соединена с двигателем, а первичным с валом электротормоза. При включении пятой передачи вал электротормоза вращается с частотой коленчатого вала двигателя. При максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя 2200 мин$^{-1}$ вал электротормоза вращается с такой же частотой. В систему питания двигателя входят, кроме топливной аппаратуры, топливный бак, весы для измерения расхода дизельного топлива и соединительная арматура. В ДВС частота вращения коленчатого вала измерялась дистанционным электротахометром с погрешностью ±1 мин$^{-1}$ электротормозного стенда.

3.12 Методика проведения эксплуатационных испытаний

Эксплуатационные испытания тракторов МТЗ-82 с ДВС Д-240 проводили в производственных условиях ИП КФХ Пальчик А.П. и ИП КФХ Тронц М.А. при работе на товарном летнем дизельном топливе и товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой: по условиям эксперимента, одна группа ТНВД тракторов считалась контрольной и работала на товарном летнем дизельном топливе, другая группа ТНВД тракторов считалась экспериментальной – работала на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой. Для эксперимента были использованы тракторы одного года выпуска (со сроком эксплуатации не

более 5 лет), в количестве десяти, с одинаковой наработкой и выполняющих аналогичные производственные работы.

В качестве оценочных параметров плунжерных пар топливного насоса высокого давления были приняты:

- гидравлическая плотность в плунжерных парах топливного насоса высокого давления;
- объемная цикловая подача топлива на основных скоростных режимах: на пусковой и номинальной частоте вращения коленчатого вала, частоте вращения, соответствующей режиму максимального крутящего момента дизеля.

Перед началом проведения эксплуатационных исследований ТНВД и форсунки были отрегулированы в полном комплекте с рабочими топливо проводами и выявлены первоначальные величины объемной цикловой подачи топлива на основных скоростных режимах.

Для исследуемых ТНВД были подобраны новые плунжерные пары одного завода-изготовителя. Предварительно, у плунжерных пар была определена гидравлическая плотность. Проверенные плунжерные пары установили на ТНВД с регулировкой по требованиям завода изготовителя. Номинальная объемная цикловая подача топлива составила 74 ± 3 % $см^3$ за 1000 циклов с частотой вращения кулачкового вала ТНВД 1100 $мин^{-1}$.

На тракторном двигателе, работающем на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой, изменился угол момента подачи топлива с 26 град.п.к.в. (норма для двигателя Д-240, работающего на ДТ) до 28 град.п.к.в.

Наработка тракторов контролировалась по заборной карте израсходованного топлива.

Товарное летнее дизельное топливо с противозадирной присадкой получали методом ультразвукового смешивания на территории нефтебазы хозяйства и заливалось в бак в зависимости от расхода.

Трактора двух групп выполняли однотипные полевые и равные по загрузке. Испытание проводилось в 2017-2020 гг. в весенне-летние и летне-осенние периоды.

После окончания сезонных работ с контрольного и экспериментального тракторов снимались ТНВД и проходили проверку на безтормозном стенде КИ-921М, где определяли параметры топливопадачи: среднюю объемную цикловую подачу, неравномерность подачи топлива по линиям нагнетания.

Величина цикловой подачи определялась по скоростной характеристике ТНВД (при закрепленной рейке) взятых в диапазоне частот вращения кулачкового вала от 110 мин$^{-1}$ до 1100 мин$^{-1}$ с шагом 100 мин$^{-1}$ и с числом циклов 1000 на всех частотах вращения кулачкового вала в этих пределах. Теоретически определяли часовую подачу и неравномерность топлива по линиям нагнетания по формулам:

$$G = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\sum V \cdot n_к \cdot \rho_T}{i}, \text{ кг/ч}, \tag{33}$$

где

$n_к$ - частота вращения кулачкового вала ТНВД, мин$^{-1}$;

ρ_T - плотность топлива при испытаниях, кг/м^3.

$$\delta = \frac{2 \cdot \sum (V_{\max} - V_{\min})}{V_{\max} + V_{\min}}, \text{ \%}, \tag{34}$$

где

$V_{\max}$ - максимальная подача топлива по секциям ТНВД;

$V_{\min}$ - минимальная подача топлива по секциям ТНВД, см^3.

Глава 4 Результаты экспериментальных исследований и их анализ

4.1 Результаты исследования эксплуатационных свойств моторного топлива

Результаты исследования кинематической вязкости товарного летнего дизельного топлива приведены на Рисунке 51. График изменения кинематической вязкости товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой приведен на Рисунке 52.

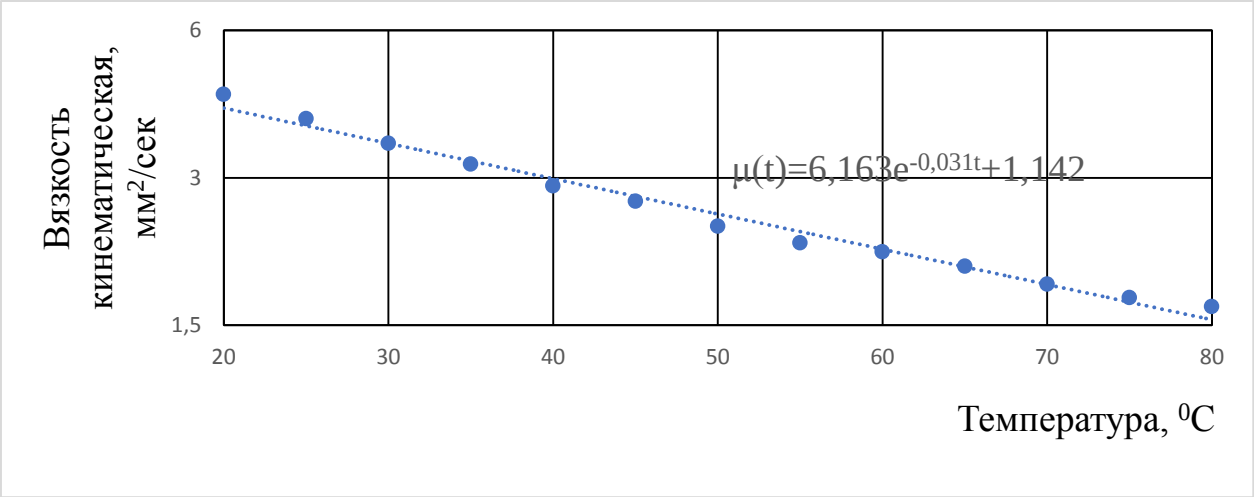


Рисунок 51 – График зависимости изменения кинематической вязкости летнего дизельного топлива от температуры

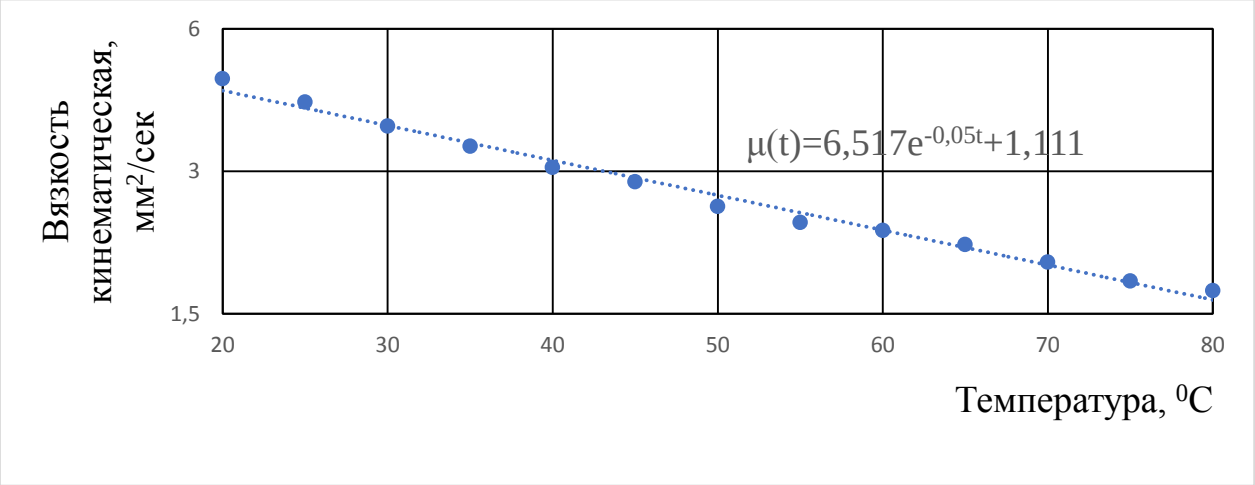


Рисунок 52 – График зависимости изменения кинематической вязкости товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой от температуры

Анализ графиков свидетельствует о температурной зависимости изменения вязкости моторных топлив. Причем, с повышением температуры наблюдали уменьшение величины кинематической вязкости.

График кинематической вязкости определяется степенной зависимостью вида $\mu = Ae^{ax} + B$. Выявленная погрешность аппроксимации кривых экспериментальных данных не превышает 5 %. Кинематическая вязкость товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой при 20 °С отличается от товарного дизельного топлива (ДТ) на 5-6 %, с увеличением температуры абсолютные значения вязкости между исследуемыми образцами уменьшаются и при достижении 80 °С составляет не более 2,5 %.

Однородность дисперсий проведения параллельных опытных испытаний определяли по критерию Кохрена [16]. Полученная по формуле (25) величина критерия кинематической вязкости не превышает табличного значения $G_m = 0{,}3346$, поэтому, дисперсия параллельных опытов однородна. В соответствии требованиям [6] кинематическая вязкость дизельного топлива при 20 °С должна составлять 3,0-6,0 мм^2 /с.

Результаты исследования плотности товарного летнего дизельного топлива и товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой приведены на Рисунке 53.

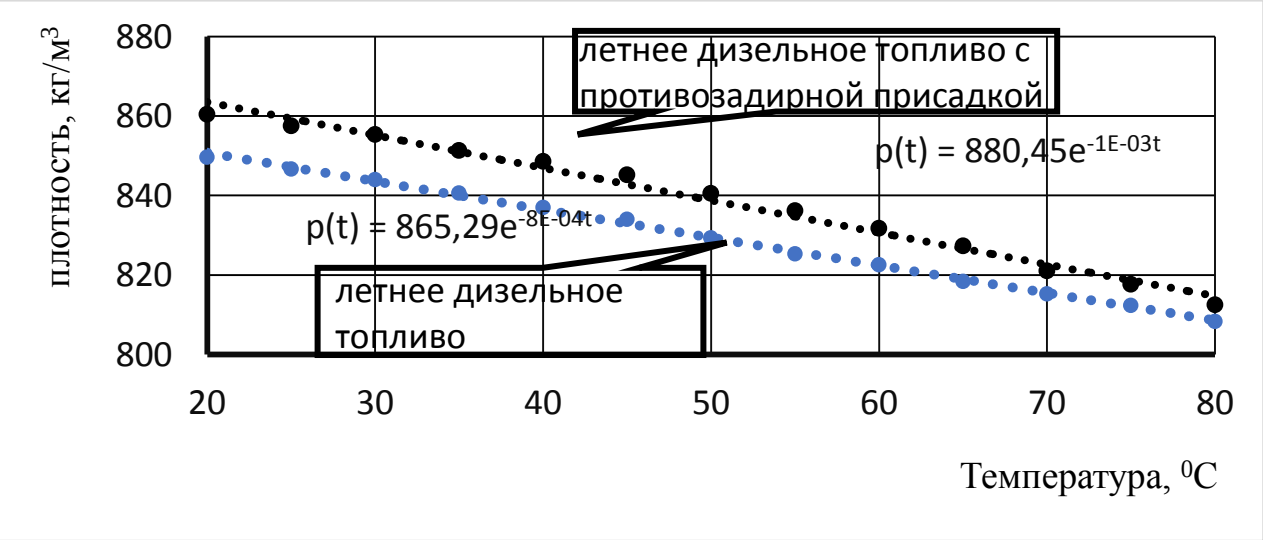


Рисунок 53 – График зависимости изменения плотности товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой от температуры

Изменение плотности подчиняется зависимости вида $\rho = Ae^{ax}$. Ошибка погрешности аппроксимации кривых не превышает 5%.

Анализ данных графиков показывает, что плотность топлива различается на 2-5 % в зависимости от изменения температуры.

Однородность дисперсий проведения параллельных опытных испытаний определяли по критерию Кохрена [16]. Полученная по формуле (25) величина критерия плотности не превышает табличного значения $G_m = 0{,}3346$, поэтому, дисперсия параллельных опытов однородна. В соответствии требования [6] плотность дизельного топлива при 15 °С не превышала градиент в 10 кг/м^3.

Результаты экспериментальных исследований определения вязкостно-температурной зависимости свидетельствуют, что возможна эксплуатация топливного насоса высокого давления на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой без переоборудования и конструктивного изменения его систем.

4.2 Результаты сравнительных стендовых ресурсных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления

Для оценки данных об изменении величин подачи топливного насоса и контроля за техническим состоянием прецизионных деталей, через каждые 10 ч хода эксперимента, учитывалась подача топлива на номинальном и пусковом режиме работы.

Величины изменения цикловой подачи топлива, в отношении от вида применяемого топлива, приведены на Рисунках 54, 55. Для проведения анализа представленных величин используем коэффициент стабильности λ и относительной интенсивности изменения цикловой подачи топлива (I). Экспериментальные данные представлены в приложениях 4, 6.

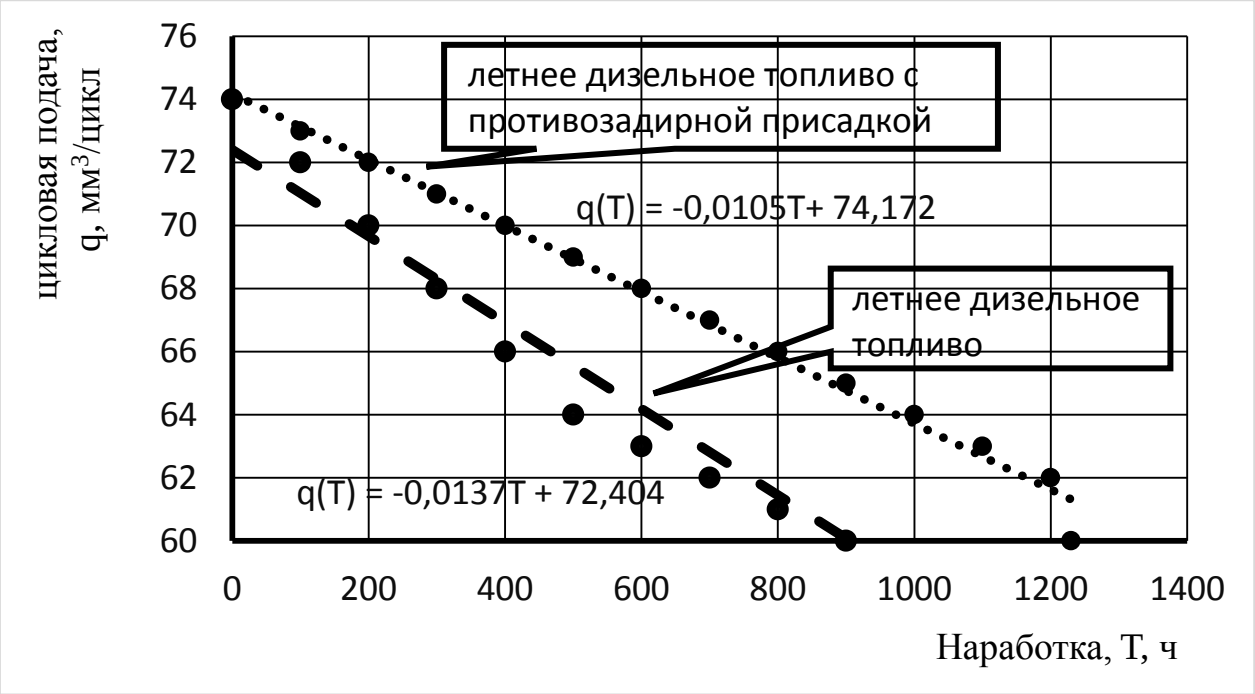


Рисунок 54 – График изменения цикловой подачи топлива в зависимости от наработки (пусковой режим работы)

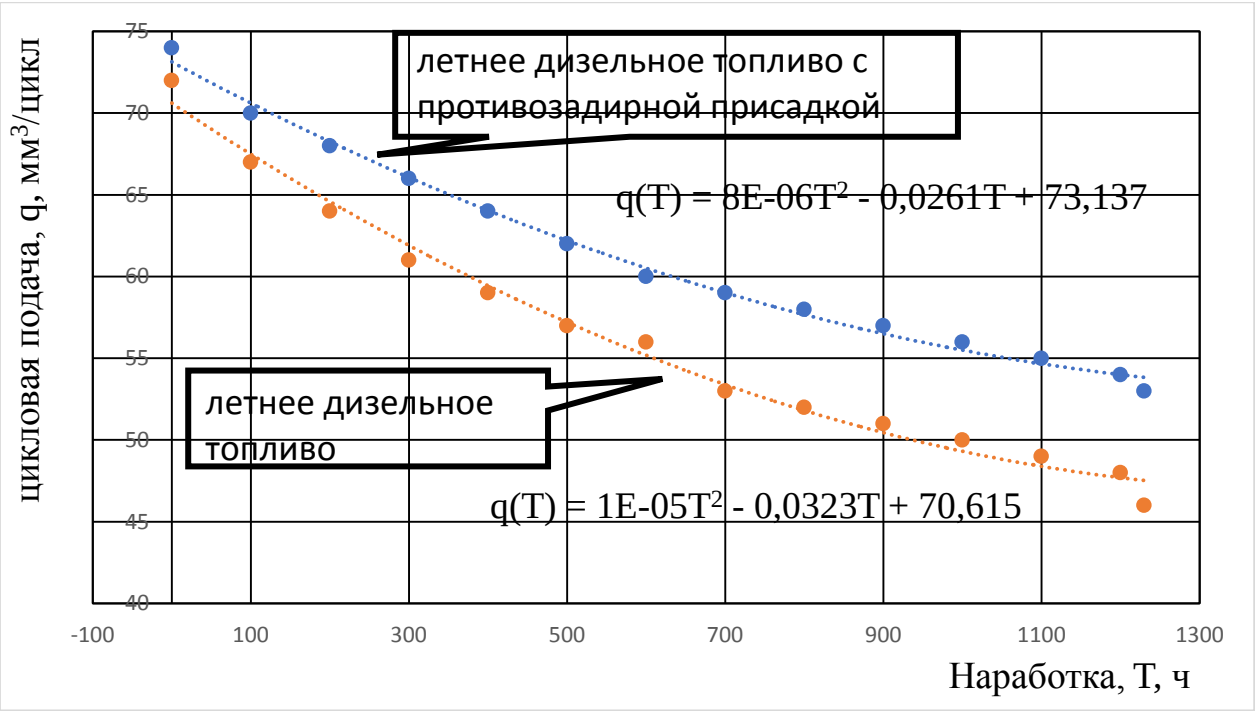


Рисунок 55 - График изменения цикловой подачи топлива в зависимости от наработки (номинальный режим работы)

Коэффициент стабильности, является однозначным показателем [170] изменения гидравлической плотности, указывающий на уменьшение средней (по секциям) цикловой подачи топлива на пусковой режиме по отношению к ее первоначальному значению величины.

Коэффициент стабильности вычисляется из выражения:

$$\lambda = \frac{q_{ц.ср.}}{q_{н.ср.}}, \tag{35}$$

где

$q_{ц.ср.}$ - средняя (по секциям) цикловая подача топлива на пусковой частоте вращения вала насоса, мм^3/цикл;

$q_{н.ср.}$ - средняя (по секциям) начальная цикловая подача топлива на пусковой частоте вращения вала насоса, при $\tau = 0$, мм^3/цикл.

При расчетах для номинального режима работы ТНВД использовали относительную интенсивность изменения цикловой подачи топлива:

$$I = \frac{\Delta q_{ц.ср.}}{q_{н.ср.} \cdot \tau}, \tag{36}$$

где

$\Delta q_{ц.ср.}$- изменение средней (по секциям) подачи на номинальном режиме, мм^3/цикл;

$q_{н.ср.}$.- средняя (по секциям) начальная цикловая подача на номинальном режиме, при $\tau = 0$, мм^3/цикл;

τ - продолжительность испытания (1230 ч).

Результаты обработки экспериментальных данных представлены в таблице 9.

Таблица 9 - Результаты обработки экспериментальных данных

Используемое топливо	Наименование показателя	
	Коэффициент стабильности, λ	Относительная интенсивность изменения цикловой подачи топлива, I (c^{-1})
ДТ	0,484	$0{,}390 \cdot 10^{-4}$
ДТ с противозадирной присадкой	0,682	$0{,}278 \cdot 10^{-4}$

Из таблицы следует то, что происходит изменение коэффициента стабильности, а это характеризует увеличение гидравлической плотности плунжерных пар. А уменьшение относительной интенсивности изменения цикловой подачи топлива на номинальном режиме показывает улучшение технического состояния плунжерных пар топливного насоса. Однородность дисперсий параллельных опытов испытаний вычисляли по критерию Кохрена [16, 178]. Полученные по формуле (25) величины применяемого критерия для цикловой подачи топлива на пусковой и номинальной частоте вращения не превышают табличного значения величины $G_m = 0{,}7885$, поэтому, дисперсии параллельных опытов однородны.

Проведенные ресурсные испытания плунжерных пар топливного насоса высокого давления показали то, что применение товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой снижает интенсивность сокращения цикловой подачи. Что, повышается коэффициент устойчивости на 35 %, и это свидетельствует об увеличении гидравлической плотности плунжерных пар.

Зависимость функции плотности распределения результатов исследований показывают, что при использовании товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой происходит увеличение ресурса плунжерных пар топливной аппаратуры.

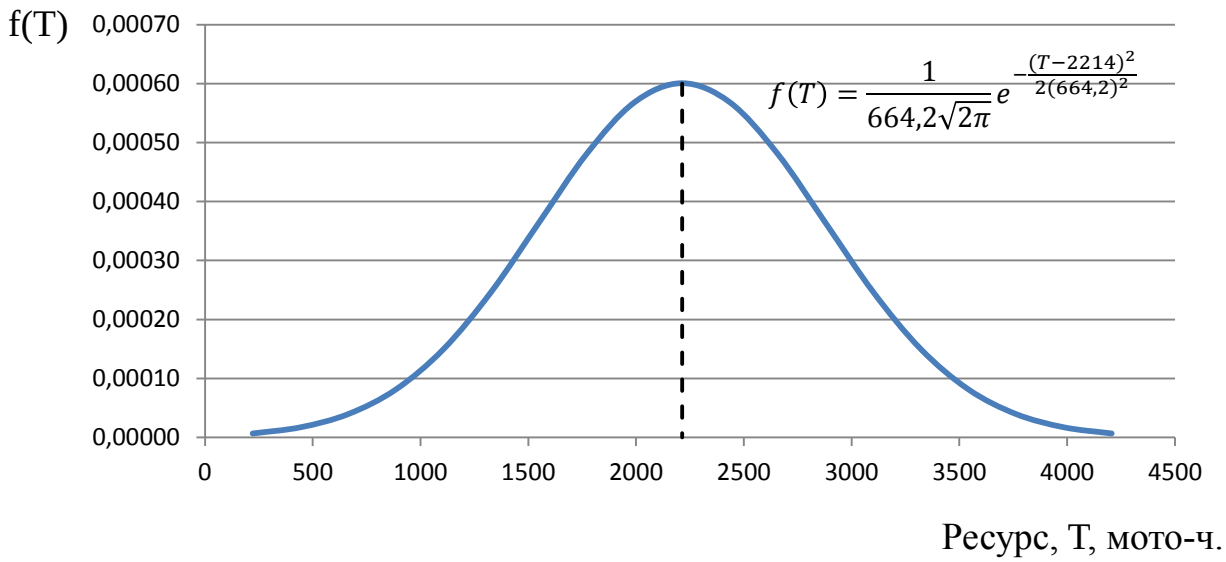


Рисунок 56 – Функция плотности распределения ресурса плунжерных пар

Полученные результаты, при экспериментальном исследовании были аппроксимированы функцией плотности вероятности $f(T)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}$. Наработка аппроксимирована кривой второго порядка $\widehat{T}_{пл.п.}=aw^2+bw+c$. Для нахождения коэффициентов a,b,c был применен метод наименьших квадратов. По данному методу составлялась система уравнений и из этой системы находились коэффициенты a,b,c.

$$\begin{cases} a\sum w^2+b\sum w+n\cdot c=T \\ a\sum w^3+b\sum w^2+c\sum w=\sum T\cdot w \\ a\sum w^4+b\sum w^3+c\sum w^2=\sum T\cdot w^2 \end{cases}, \qquad (37)$$

где

w - компонентный состав противозадирной присадки в дизельное топливо, %;

n – количество опытов.

Погрешность аппроксимации кривой рассчитывается по формуле:

$$\delta=\frac{1}{n}\sum\left|\frac{T-\widehat{T}}{T}\right|\cdot 100\% \qquad (38)$$

По окончании экспериментальных исследований, полученные результаты изменения цикловой подачи на пусковой частоте вращения вала насоса, в зависимости от используемого вида топлива, были аппроксимированы кривой второго порядка.

При обработке результатов экспериментальных исследований получили зависимости, характеризующие закономерность изменения цикловой подачи от наработки и вида топлива:

Летнее ДТ $q=0{,}00001t^2-0{,}0323t+70{,}615$ (39)

Летнее ДТ с противозадирной присадкой

$$q=0{,}000008t^2-0{,}0261t+73{,}137, \qquad (40)$$

где t - наработка, мото-ч.

Погрешность аппроксимации кривых экспериментальных данных не

превышает 5 %, оценена методом наименьших квадратов. Подача топлива на пусковых оборотах позволяет определять техническое состояние и прогнозировать остаточный ресурс плунжерных пар топливного насоса. Согласно рекомендациям, подача топлива плунжерными парами ТНВД марки УТН-5 при 100 мин$^{-1}$, должна быть не менее 14,5 см^3 [75, 78].

Полученные экспериментальные данные показывают, что при использовании товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой ресурс плунжерных пар топливной аппаратуры увеличивается с 1230 до 2214 мото-ч.

Отклонения в получившихся данных не превышают 5 %, это свидетельствует о точном теоретическом описании наработки плунжерных пар ТНВД.

При этом сравнительный ресурс при ресурсных испытаниях плунжерных пар составил 2214 мото-ч. при использовании товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой и 1230 мото-ч. при работе на товарном летнем дизельном топливе. Данные представлены на Рисунке 57.

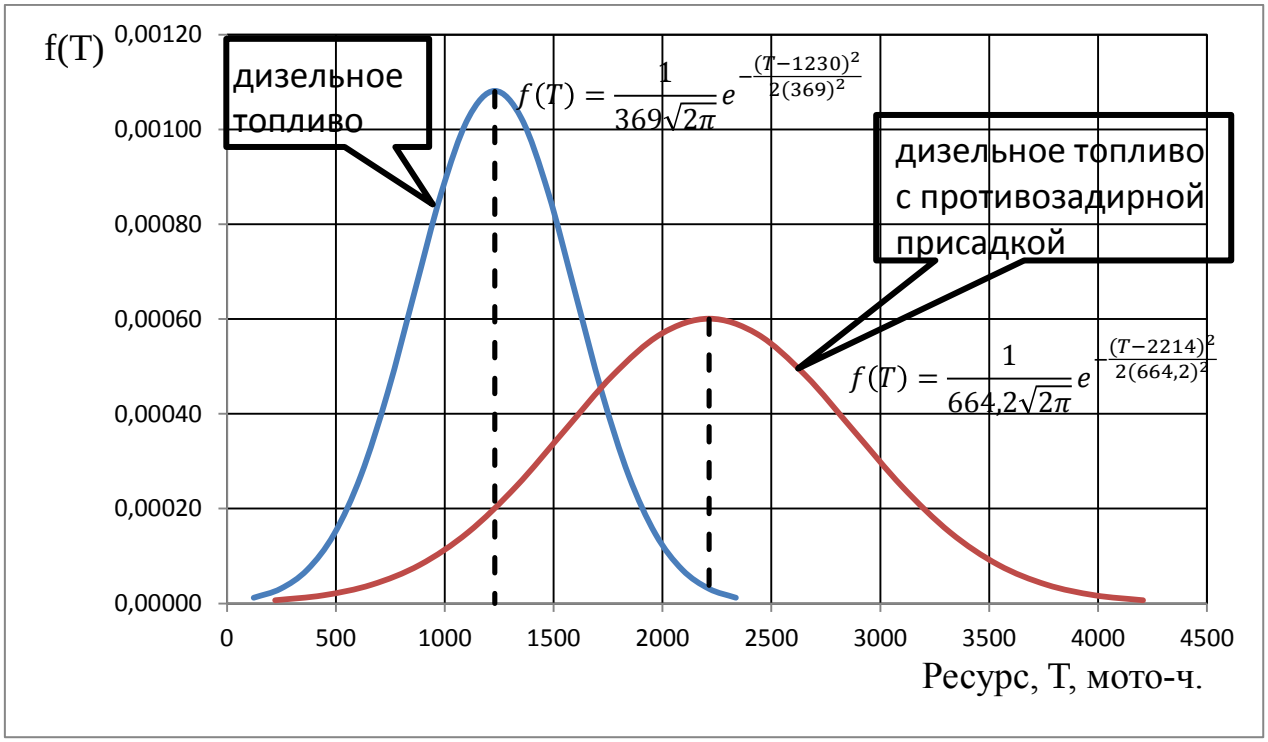


Рисунок 57 - Функция плотности распределения ресурса плунжерных пар при ресурсных испытаниях

4.3 Результаты исследования гидроплотности плунжерных пар топливного насоса высокого давления

Для определения взаимосвязи между факторами был определен коэффициент корреляции. Этот коэффициент составил 0,8889 между коэффициентом кинематической вязкости и плотностью топлив, -0,8796 между кинематической вязкостью и гидравлической плотностью плунжерных пар, -0,8851 между плотностью и гидравлической плотностью плунжерных пар, -0,99647 между коэффициентом трения и гидравлической плотностью плунжерных пар. Это свидетельствует о тесной взаимосвязи факторов.

На Рисунках 58, 59 представлены графики изменения гидравлической плотности плунжерных пар от кинематической вязкости и коэффициента трения.

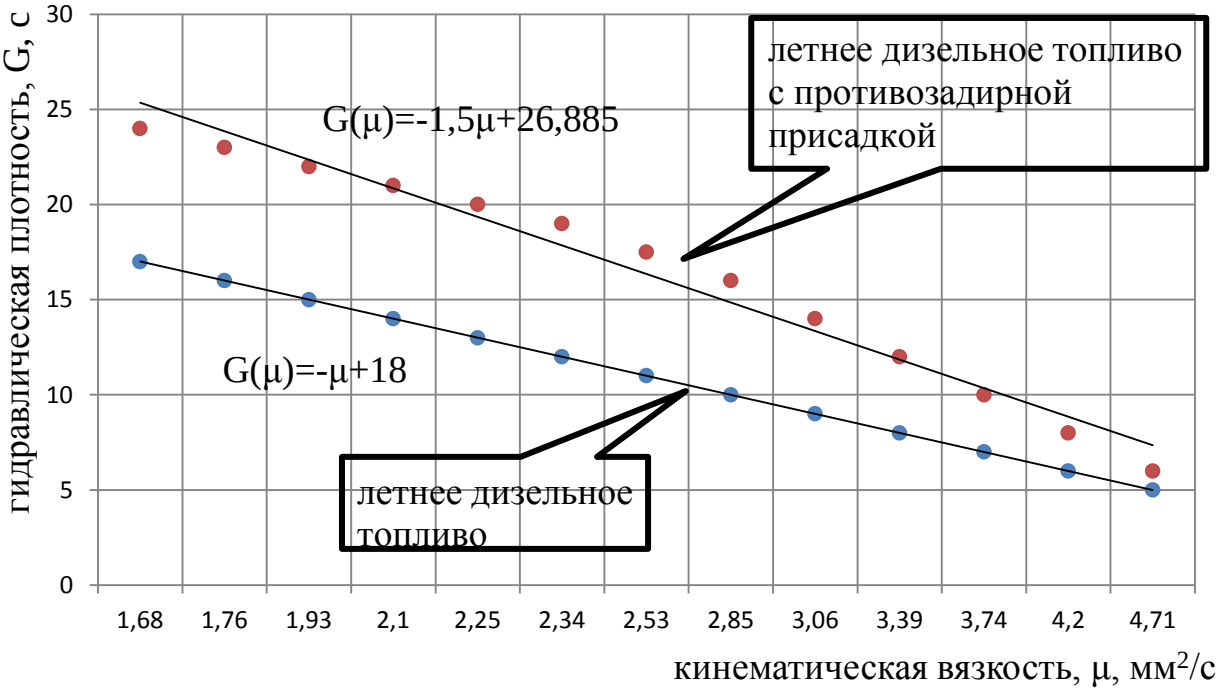


Рисунок 58 – График изменения гидравлической плотности плунжерных пар от кинематической вязкости

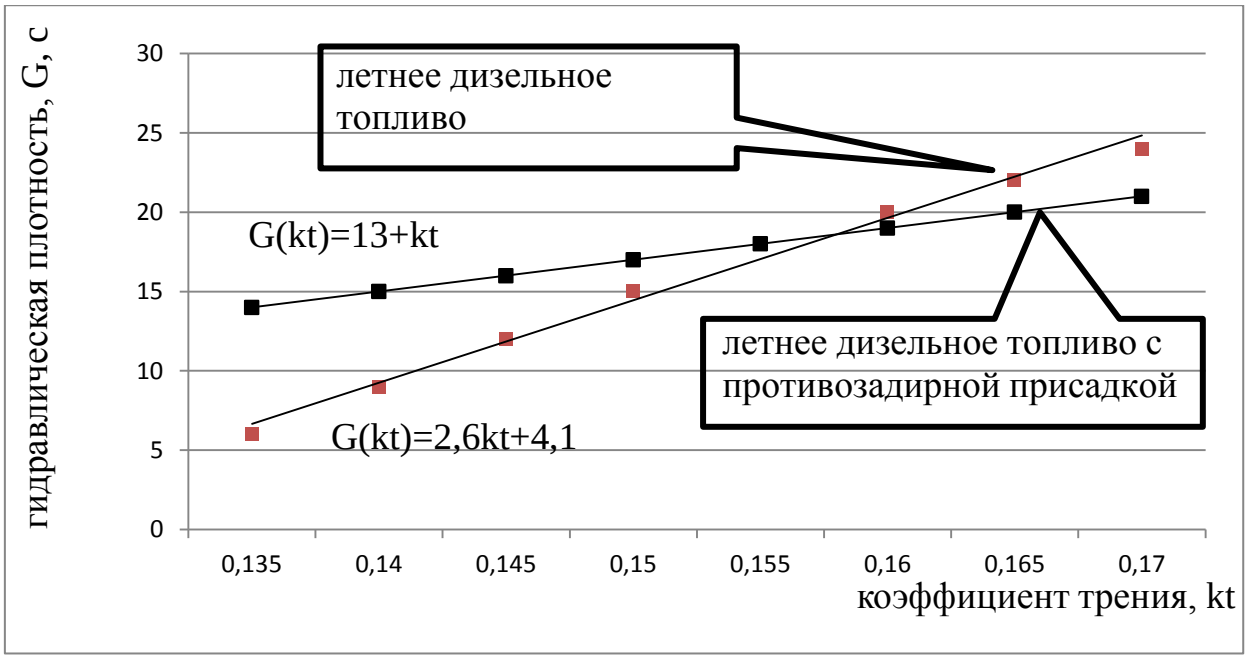


Рисунок 59 – График изменения гидравлической плотности плунжерных пар от коэффициента трения

Для графиков 58, 59 был рассчитан коэффициент детерминации, свидетельствующий о влиянии переменных на результирующий показатель. Не учтенные в регрессионной модели факторы оказывают не существенное влияние на гидравлическую плотность.

По результатам регрессионного анализа получены регрессионные модели от кинематической вязкости и плотности: - от двух факторов $y = 16{,}74374 - 0{,}05683 \cdot x_1 - 0{,}01422 \cdot x_2$, при этом коэффициент корреляции составил 0,8857, а коэффициент детерминации 0,88.

- коэффициент трения $k = 4{,}208287 + 0{,}022352 \cdot x_1 + 0{,}003457 \cdot x_2$, коэффициент корреляции составил 0,897, а детерминации 0,894. По критерию Фишера полученная двух факторная модель является значимой в целом, так как Fнабл>Fтабл.

4.4 Результаты моторных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления

Топливо с присадкой должно обладать определенными эксплуатационными свойствами. С целью определения возможности эксплуатации плунжерных пар топливного насоса высокого давления на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой, была определена внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя Д-240Л, при его работе на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой и товарном летнем дизельном топливе. Данные представлены на Рисунке 60, протокол испытаний вынесен в приложение 7. Полученные результаты показывают, что при работе на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой происходит снижение эффективной мощности двигателя на 5,7 % и увеличение удельного эффективного расхода топлива на 10,7 %.

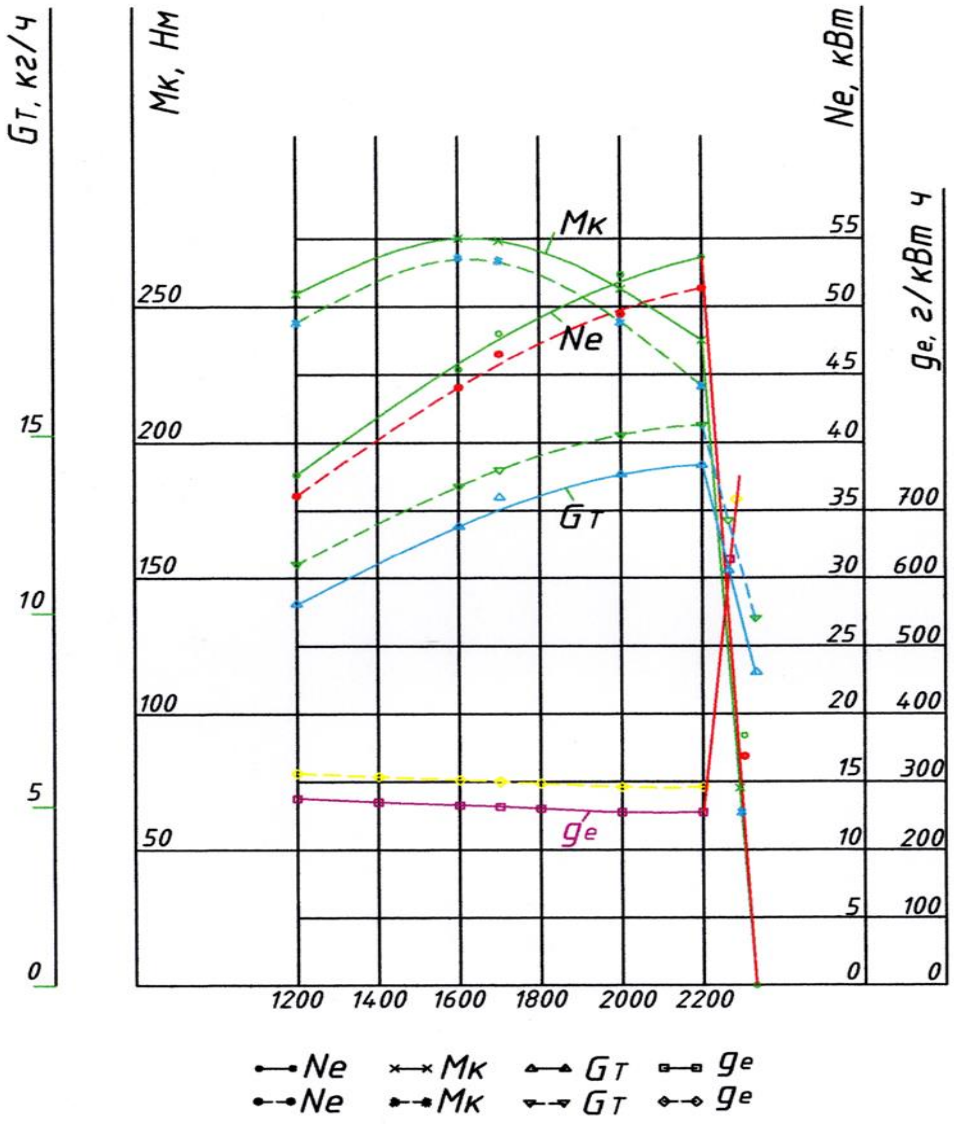


Рисунок 60 - Внешняя регуляторная характеристика дизельного двигателя Д-240Л

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований при переводе сельскохозяйственной техники с одного вида топлива на другое никаких регулировок не производилось, то возможна эксплуатация на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой.

4.5 Результаты производственных испытаний плунжерных пар топливного насоса высокого давления

Производственные испытания проводились в ИП КФХ Пальчик А.П. и ИП КФХ Тронц М.А. Иркутской области. Работа проводилась на тракторах МТЗ-82. Использовались товарное летнее дизельное топливо и товарное летнее дизельное топливо с противозадирной присадкой. На контрольном тракторе использовалось летнее дизельное топливо (100 % ДТ). Трактора, используемые в исследовании там одного года выпуска, с одинаковым техническим состоянием.

Для исследования плунжерные пары ТНВД двигателей внутреннего сгорания применялись, соответствующие техническим требованиям завода-изготовителя. Перед испытанием у плунжерных пар определяли гидравлическую плотность.

У ТНВД тракторов на стенде произвели регулировки согласно рекомендациям завода-изготовителя Д-240 (4ч 11/12,5). При частоте 1100 оборотов в минуту объемная цикловая подача топлива при номинальном режиме составила 74± 3 % $см^3$ за 1000 циклов. После на дизельном топливе измерены скоростные характеристики ТНВД. У двигателя трактора при работе на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой был изменен угол момента подачи топлива с 26 град. п.к.в. до 28 град. п.к.в. в соответствии с нормативной документацией дизеля Д-240 при работе на дизельном топливе. Контроль наработки тракторов производили по заборной карте использованного топлива, и счетчику мото-часов. В хозяйство моторное топливо поставлялось в необходимом объеме из расчета сменной наработки трактора.

Трактора, используемые при исследовании выполняли одинаковые полевые и транспортные работы. Испытания проводились в период 2017-2020 гг.

Определение характеристик ТНВД проводили с периодичностью 100 мото-часов работы в условиях ремонтной мастерской по параметру гидравлической плотности плунжерных пар.

При пусковых и номинальных оборотах коленчатого вала производили замеры цикловой подачи с числом циклов 1000.

Результаты оценки гидравлической плотности и цикловой подачи топлива при производственных испытаниях плунжерных пар топливного насоса высокого давления приведены на Рисунке 61.

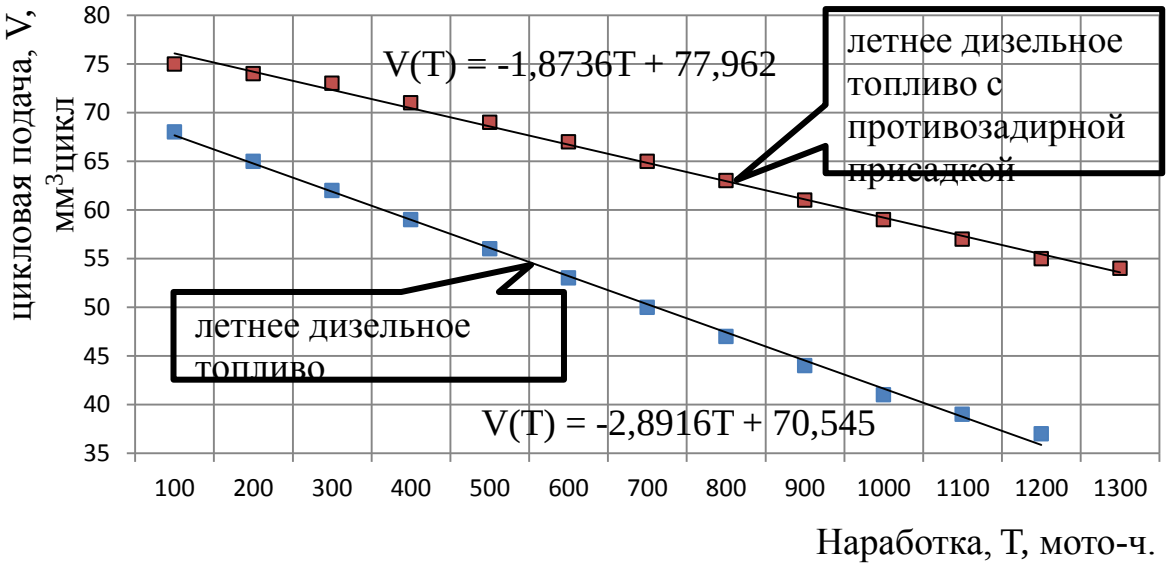


Рисунок 61 – График изменения подачи топлива в зависимости от наработки плунжерной пары ТНВД (при 1000 об/мин кулачкового вала)

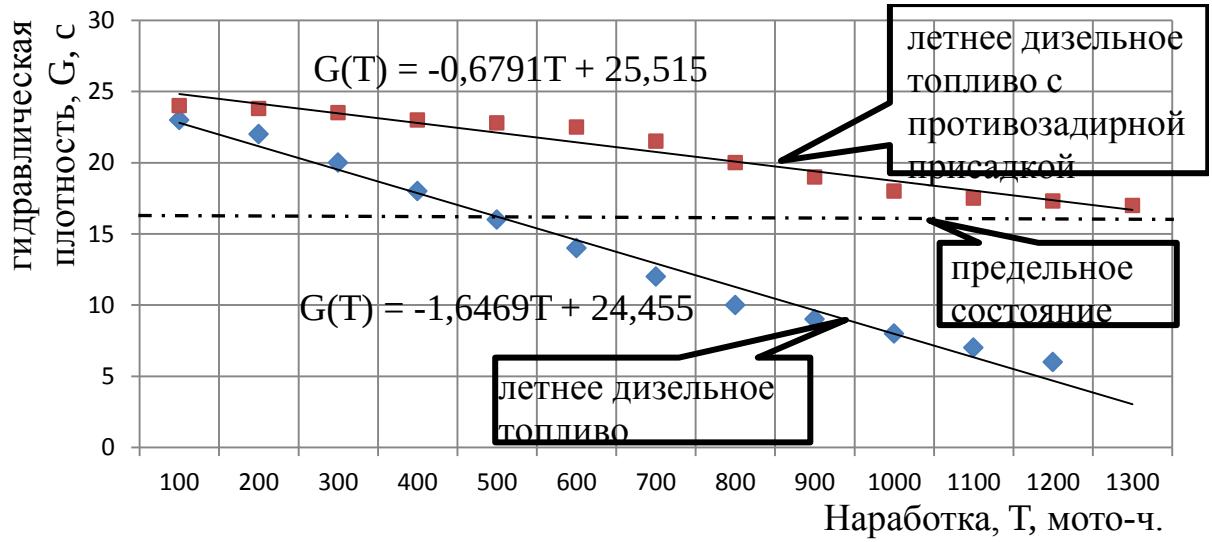


Рисунок 62 – График изменения гидравлической плотности плунжерных пар в зависимости от наработки

Экспериментальные данные, показывают, что при эксплуатации плунжерных пар на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой цикловая подача в среднем снизилась с Vц=74±3 % мм^3/цикл до Vц=55мм^3/цикл после наблюдений, а на контрольных плунжерных парах ТНВД, работающих на ДТ изменилась в среднем с Vц=59±3 % мм^3/цикл до Vц=37мм^3/цикл. Изменения гидравлической плотности состояния с 24 с до 17 с при эксплуатации плунжерных пар на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой и с 24 с до 6 с при эксплуатации на товарном летнем дизельном топливе.

4.6 Результаты оценки погрешностей экспериментальных исследований

В результате расчетных значений получены погрешности экспериментальных данных. Результаты расчета абсолютной и относительной погрешностей приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Результаты расчета погрешностей

Наименование показателя	Абсолютная погрешность	Относительная погрешность
Кинематическая вязкость, μ 10^{-6} мм^2/с	0,14	4,94
Плотность, ρ_T кг/м^3	10,17	1,22

Глава 5 Эффективность использования дизельного топлива с противозадирной присадкой и рекомендации по ее применению

5.1 Экономическая оценка применения противозадирной присадкой в дизельное топливо

Экспериментальными исследованиями установили, что использование товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой позволяет обеспечить работоспособное состояние плунжерных пар, и как следствие, увеличивать ресурс ТНВД. С другой стороны, одной из основных статей расходов сельскохозяйственных предприятий являются расходы на горюче-смазочные материалы (ГСМ) и в частности на дизельное топливо. По проведенным нами расчетам, при использовании товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой непосредственно на предприятиях агропромышленного комплекса (АПК), его себестоимость будет ниже стоимости дизельного топлива. Из это следует то, что при использовании товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой возможно снизить затраты. Исходя из вышесказанного, годовой эффект от применения товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой Эр (руб.), можно представить следующим выражением:

$$Э_Г = \left(\frac{TC_1}{R_1} - \frac{TC_2}{R_2} \right) \cdot N_Г, \tag{41}$$

где TC_1, TC_2 - затраты на эксплуатацию трактора, руб.;

R_1, R_2 - ресурс плунжерной пары, ч.;

$N_Г$ - среднегодовая наработка, ч.

По данным [142, 148] среднегодовая наработка трактора МТЗ-82, равна 1800 мото-часов в год, а среднечасовой расход топлива составляет 9,12 кг/ч.

При испытаниях дизельного двигателя Д-240Л, было зафиксировано увеличение часового расхода топлива на 4%, следовательно, среднечасовой расход топлива на товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой будет равен 9,48 кг/ч. соответственно.

Затраты на эксплуатацию трактора будут складываться из следующих составляющих:

$$TC = TC_P + TC_T, \quad (42)$$

где TC_P - затраты на ремонт ТНВД, принимаем равной 5000 руб.;

TC_T - затраты на топливо, на единицу ресурса плунжерной пары, руб./кг.

Затраты на дизельное топливо примем 41,00 руб./кг, по его оптовой цене. Общие затраты, необходимые для 1000 кг моторного дизельного топлива с противозадирной присадкой, рассчитываем по следующей формуле:

$$TC_{ОБЩ} = TC_T + TC_{ПП}, \quad (43)$$

$$TC_{ПП} = TC_Э + TC_{ТР} + TC_{ГВ}, \quad (44)$$

где

TC_T - затраты на дизельное топливо, руб.;

$TC_{ПП}$ - затраты на противозадирную присадку, руб.;

$TC_Э$ - затраты на спирт (этанол), руб.;

$TC_{ТР}$ - затраты на триглицерин, руб.;

$TC_{ГВ}$ - затраты на гидроксид водорода, руб.;

а) затраты на триглицерин равны 14руб/кг. Стоимость триглицерина 14000 руб./т. Следовательно, $TC_{ТГ}$=14*150=2100 руб.

б) затраты на этанол равны 36,5 руб/л. Стоимость этанола $TC_Э = 36{,}5 \cdot 250 = 9125$ руб.

в) затраты на гидроксид водорода $TC_{ГВ}$=10 руб/л, 10*50=500 руб.

Затраты на технологический процесс, складываются из затрат на триглицерин, стоимость этанола, гидроксид водорода - 11725 руб.

Следовательно сумма затрат на производство 1000 кг моторного дизельного топлива с противозадирной присадкой составила:

$$TC_{ОБЩ} = 22550 + 11725 = 34275 \text{ руб.}$$

Следовательно, себестоимость 1 л моторного дизельного топлива с противозадирной присадкой составит 34 руб. 28 коп. Годовой экономический эффект от применения моторного дизельного топлива с противозадирной присадкой Эг (руб.):

$$Э_Г = \left(\frac{5000 + 1230 \cdot (41 \cdot 9{,}12)}{1230} - \frac{5000 + 2214 \cdot (34{,}28 \cdot 9{,}48)}{2214} \right) \cdot 1800 = 91440 \text{ руб.}$$

Таким образом, годовой экономический эффект на один трактор составит 91440 руб.

В таблице 11 приведены данные расчета годового экономического эффекта на один трактор марки МТЗ-82.

Таблица 11 - Годовой экономический эффект на один трактор

Вид топлива	моторного дизельного топлива с противозадирной присадкой
Ресурс плунжерной пары, ч	2214
Затраты на ремонт ТНВД, руб.	5000
Цена 1 л топлива, руб.	34,28
Среднечасовой расход топлива, трактором МТЗ-82, кг/ч	9,48
Среднегодовая наработка трактора МТЗ-82, мотто-часов	1800
Затраты на эксплуатацию трактора, руб./мотто-час.	327,19
$Э_Г$, руб.	91440

5.2 Рекомендации по применению противозадирной присадки в дизельное топливо

Полученные в ходе научных исследований результаты рекомендуется применять при полевых и уборочных работах, а именно:

1. Использование товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой, состоящего из 55 % дизельного топлива и 45 % присадки, состоящей из 25 % этанола, 15 % триглицерина, 5 % гидроксид водорода, при эксплуатации тракторов марки МТЗ.

2. Эксплуатационные исследования тракторов при работе на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой и дизельном топливе показывают, что при работе трактора на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой цикловая подача топлива на пусковой частоте вращения кулачкового вала ТНВД экспериментального трактора после проведения полевых работ составила 55 мм^3/цикл, что на 18 мм^3/цикл больше, чем при работе трактора на 100 % ДТ. Изменения гидравлической плотности состояния с 24 с до 17 с при эксплуатации плунжерных пар на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой и с 24 с до 6 с при эксплуатации на товарном летнем дизельном топливе.

Заключение

1. Установлено:

- основным отказом топливных насосов высокого давления (ТНВД) двигателей тракторов является отказ плунжерных пар (около 65 – 80 % всех отказов ТНВД);

- ресурс плунжерных пар ТНВД в условиях рядовой эксплуатации в среднем не превышает 50 – 60 % от заявленного ресурса заводом – изготовителем.

Отказы плунжерных пар обусловлены схватыванием их материалов, которое является следствием контактных нагрузок и отсутствием противозадирной присадки в летнем товарном дизельном топливе. Для обеспечения работоспособного состояния плунжерных пар необходимо разработка компонентного состава противозадирной присадки в товарное летнее дизельное топливо.

2. Предложен компонентный состав противозадирной присадки в товарное летнее дизельное топливо, включающий: этанол, триглицерин, гидроксид водорода. В этой присадке, этанол является регулятором плотности противозадирной присадки, триглицерин – компонентом, регулирующим

процесс схватывания материалов деталей плунжерной пары, гидроксид водорода – компонент, стабилизирующий процессы окисления триглицерина и горения дизельного топлива. Обоснована концентрация компонентов присадки: этанол – 25 %, триглицерин – 15 %, гидроксид водорода – 5 %, от общего объема товарного летнего дизельного топлива. Концентрация компонентов обусловлена, исходя из эксплуатационных свойств и теплотворной способности дизельного топлива.

3. Теоретически обоснован показатель работоспособного состояния плунжерной пары. Разработана функциональная зависимость показателя работоспособного состояния (гидроплотности) с учетом зазора в сопряжении «втулка-плунжер» и эксплуатационных свойств товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой.

4. Эксплуатационными испытаниям установлено, что:

- гидроплотность плунжерных пар при работе на летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой составляет 17 – 24 с (при нормативном значении гидроплотности новых плунжерных пар 18 – 24 с),

- гидроплотность плунжерных пар при работе на товаром летнем дизельном топливе составила – 6 – 12 с;

- коэффициент трения снижается с 0,005 до 0,001 при работе плунжерных пар на летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой.

5.Установлено при сравнительных стендовых ресурсных испытаниях, что ресурс плунжерных пар увеличивается с 1230 до 2214 мото-часов при работе на летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой.

6. Установлено, в результате производственной проверки в ИП КФХ Пальчик А.П. и ИП КФХ Тронц М.А. (в период с 2017 – по 2020 г.г.), что годовой экономический эффект при использовании летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой составляет 91,44 тыс. руб. на 1 трактор тягового класса 14 кН, за счет снижения количества отказов плунжерных пар ТНВД.

Библиографический список

1. ГОСТ 10028. Вискозиметры капиллярные стеклянные. Технические условия. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 10028-67 ; введ. 1983-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 1983. – 32 с.

2. ГОСТ 10578. Насосы топливные дизелей. Общие технические условия. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 10578-86 : введ. 1997-01-07. – Москва : Изд-во стандартов, 1997. – 23 с.

3. ГОСТ 14146. Фильтры очистки топлива дизелей. Общие технические условия. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 14146-76, ГОСТ 1504-76 ; введ. 1988-23-06. – Москва : Изд-во стандартов, 1988. – 15 с.

4. ГОСТ 18481. Ареометры и цилиндры стеклянные. Общие технические условия. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 18481-73, ГОСТ 1289-76, ГОСТ 8668-75, ГОСТ 1032-75, ГОСТ 1300-74, ГОСТ 8667-74, ГОСТ 3637-75, ГОСТ 895-66, ГОСТ 4226-73, ГОСТ 9545-73 ; введ. 1983-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 1983. – 23 с.

5. ГОСТ 18509. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 18508-80, ГОСТ 18509-80, ГОСТ 25033-81 ; введ. 1990-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 1990. – 77 с.

6. ГОСТ 2511. Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 305-82 ; введ. 2013-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 2013. – 7 с.

7. ГОСТ 33. Нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 33-82, ГОСТ 33-2000 ; введ. 2018-07-01. – Москва : Изд-во стандартов, 2017. – 28 с.

8. ГОСТ 3647. Материалы шлифовальные. Классификация. Зернистость и зерновой состав. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 3647-71 ; введ. 1982-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 1982. – 19 с.

9. ГОСТ 3900. Нефть и нефтепродукты. Методы определения плотности. Реферат и аннотация. – Взамен ГОСТ 3900-74 ; введ. 1987-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 1987. – 38 с.

10. ГОСТ 6824. Глицерин дистиллированный. Технические условия. – Взамен ГОСТ 6824-76 ; введ. 1998-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 1998. – 14 с.

11. ГОСТ Р 52808. Нетрадиционные технологии. Энергетика биоотходов. Термины и определения. Реферат и аннотация. – Введен 2007-27-12. – Москва : Изд-во стандартов, 2007. – 8 с.

12. ОСТ 23.1.362. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых дизелей. Система контрольных образцов и стендов. – Введ. 1981-01-01. – Москва : Изд-во стандартов, 1981. – 58 с.

13. ОСТ 23.1-364. Насосы топливные высокого давления тракторных и комбайновых дизелей. Метод ускоренных испытаний на надежность. – Взамен ОСТ 23.1-364-73 ; введ. 1982-01-07. – Москва : Изд-во ЦНИТА, 1982. – 28 с.

14. Абрамзон, А. А. Поверхностно-активные вещества: Свойства и применение / А. А. Абрамзон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Химия, 1981. –304 с.

15. Абрамов, С. В. Обеспечение работоспособности топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей путем улучшения очистки топлива : дис. ... канд. техн. наук : 05. 20. 03 / Абрамов Сергей Викторович. – Саратов, 2006. – 124 с.

16. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – Москва : Наука, 1976. – 278 с.

17. Аксенов, А.Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях / А.Ф. Аксенов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 152 с.

18. АКТ № 08-199-2007. Проведения тормозных стендовых испытаний двигателя Д–240, работающего на биотопливе и смеси дизельного топлива и биотоплива. – Кинель : ФГУ Поволжская МИС, 2007. – 12 с.

19. Актуальные проблемы создания и эксплуатации тепловых двигателей в условиях Дальневосточного региона России : материалы Международной научно-технической конференции / под ред. В.А. Ляшко. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2013. – С. 137-220.

20. Алексеев, В. Н. Топлива и смазочные материалы для автомобилей: В помощь строителям БАМ / В. Н. Алексеев, И. Ф. Кувайцев. – Москва : Транспорт, 1976. – 95 с.

21. Алехин, В. П. Физика прочности и пластичности поверхностных слоев металла / В. П. Алехин. – Москва : Наука, 1983. – 280 с.

22. Аллилуев, В. А. Топливно-экономические и экологические показатели ДВС / В. А. Аллилуев, Ю. Н. Сидыганов, А. С. Скудин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005.– № 1. – С. 14-16.

23. Алябьев, В. А. Основы теории и методика определения параметров надежности сельскохозяйственных машин : учебное пособие / В. А. Алябьев, Е. И. Бердов, С. А. Барышников. – Санкт-Петербург : Лань, 2018. – 248 с.– Электрон. текстовые дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/108324 (дата обращения: 21.01.2020).

24. Андрианов, А. К., Методические указания к лабораторным работам по тракторам и автомобилям / А. К. Андрианов, Л. Г. Ковалев. – Омск : ОмГАУ, 1990. – 36 с.

25. Антипов, В. В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей / В. В. Антипов. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1972. – 177 с.

26. Астахов, И. В. Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов. – Москва : Машиностроение, 1990. – 288 с.

27. Ахматов, А. С. Молекулярная физика граничного трения / А. С. Ахматов. – Москва : Физматгиз, 1963. – 472 с.

28. Ачкасов, К. А. Прогрессивные способы ремонта сельскохозяйственной техники / К. А. Ачкасов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Колос, 1984. – 271 с.

29. Ачкасов, К. А. Справочник начинающего слесаря: Ремонт и регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Агропромиздат, 1987. – 356 с.

30. Бахтиаров, Н. И. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры дизелей / Н. И. Бахтиаров, В. Е. Логинов, И. И. Лихачев. – Москва : Машиностроение, 1972. – 286 с.

31. Баширов, Р. М. Исследование неравномерности подачи топлива / Р. М. Баширов, И. И. Габитов // Тракторы и сельхозмашины. – 1992. – № 3. – С. 15-17.

32. Баширов, Р. М. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей / Р. М. Баширов, В. Г. Кислов, В. А. Павлов. – Москва : Машиностроение, 1978. – 184 с.

33. Белявцев, А. В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / А. В. Белявцев, А. С. Процеров. – Москва : Росагропромиздат, 1988. – 223 с.

34. Белявцев, А. В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Конструктивные особенности и эксплуатация / А. В. Белявцев, А. С. Процеров. – Москва : Росагропромиздат, 1988. – 223 с.

35. Беркович, И. И. Трибология: Физические основы, механика и технические приложения / И. И. Беркович, Д. Г. Громаковский ; под. ред. Д. Г. Громаковского. – Самара : Самар. гос. техн. ун-т., 2000. – 268 с.

36. Биодизель: влияние на двигатель и на экологию [Электронный ресурс]. – Харьков, [2008]. – Режим доступа: http://www.newchemistry.ru/letter.php?nid=1203 (дата обращения: 18.03.2019).

37. Бодякина, Т. В. Анализ технологий преобразования возобновляемых источников энергии в моторное топливо / Т. В. Бодякина, П. А. Болоев, Т. П. Гергенова // Тракторы и сельхозмашины. – 2019. – № 5. – С. 3-6.

38. Бодякина, Т. В. Диагностирование дизельных двигателей, работающих на водобиотопливной эмульсии / Т. В. Бодякина, М. К. Бураев, А. В. Шистеев // Научные исследования и разработки к внедрению в АПК : материалы междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, (29-30 марта 2018 г.). – Иркутск, 2018. – С. 173-180.

39. Бодякина, Т. В. Использование возобновляемых источников энергии как моторное топливо / Т. В. Бодякина, П. А. Болоев // Актуальные вопросы аграрной науки : электрон. науч.-практ. журн. – 2017. – Вып. 23, июнь. – С. 76-81.

40. Бодякина, Т. В. Особенности использования биотоплива в дизельных двигателях / Т. В. Бодякина, М. К. Бураев // Научные исследования и разработки к внедрению в АПК : материалы междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, (28-29 марта 2019 г.). – Молодежный, 2019. – С. 128-133.

41. Бойченко, С. В. Оценивание трибологических характеристик биодизельного топлива на основе рапсового масла и его смесей с минеральным дизельным топливом / С. В. Бойченко, В. МОСКВА Криворотько, О. С. Голубов // Вестник НАУ. – 2007. – № 1. – С. 25-27.

42. Большаков, Г. Ф. Физико-химические основы применения топлив и масел: Теоретические аспекты химмотологии / Г. Ф. Большаков. – Новосибирск : Наука, 1987. – 208 с.

43. Боуден, Ф. П. Трение и смазка твердых тел : пер. с англ. / Ф. П. Боуден, Д. Тейбор. – Москва : Машиностроение, 1968. – 543 с.

44. Брилинг, Н. Р. Быстроходные дизели / Н. Р. Брилинг, М. М. Вихерт, И. И. Гутерман. – Москва : Машгиз, 1951. – 520 с.

45. Быченин, А. П. Повышение ресурса плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизелей применением смесевого

минерально-растительного топлива: дис. ... канд. техн. наук : 05. 20. 03 / Быченин Александр Павлович. – Пенза, 2007. – 172 с.

46. Варнаков, Д. В. Исследование триботехнических свойств биодизельного топлива на основе рапсового масла / Д. В. Варнаков, В. В. Варнаков, С. А. Симачков // Международный технико-экономический журнал. – 2020. – № 4. – С. 53-62.

47. Варнаков, Д. В. Исследование триботехнических свойств биодизельного топлива на основе рапсового масла / Д. В. Варнаков, В. В. Варнаков, С. А. Симачков // Международный технико-экономический журнал. – 2020. – № 4. – С. 53-62.

48. Ветошкин, А. Г. Обеспечение надежности и безопасности в техносфере : учебное пособие / А. Г. Ветошкин. – 3-е изд., стер. – Санкт-Петербург : Лань, 2020. – 236 с. – Электрон. текстовые дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/126946 (дата обращения: 21.01.2020).

49. Власов, П. А. Загрязненное топливо – причина износа / П. А. Власов, А. А. Новичков // Сельский механизатор. – 2007. – № 5. – С. 40.

50. Власов, П. А. Особенности эксплуатации дизельной топливной аппаратуры / П. А. Власов. – Москва : Агропромиздат, 1987. – 127 с.

51. ВОПРОС – ОТВЕТ – Авто Бизнес [Электронный ресурс] // Citroen Xantia : сайт. – Минск, [2008]. – Режим доступа ; http://www.abw.bv/number/see note/3770/.Ql (дата обращения: 21.02.2019).

52. Выбор диагностируемых параметров дизельных двигателей при работе на биотопливе / Т. В. Бодякина, М. К. Бураев, П. А. Болоев [и др.] // Исследования в области естествознания, техники и технологий как фактор научно-технического прогресса : сб. науч. тр. по материалам междунар. науч.-практ. конф. – Белгород, 2018. – С. 85-89.

53. Гаврилова, В. А. Перспективы и реальность использования масел растительного происхождения в качестве биотоплива / В. А. Гаврилова // Масложировая промышленность. – 2005. – № 4. – С. 15-17.

54. Гаркунов, Д. Н. Триботехника (износ и безызностность) : учебник / Д. Н. Гаркунов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Изд-во МСХА, 2001. – 616 с.

55. Гергенов, С. М. Методические указания по дисциплине «Автомобили и Двигатели» / С. М. Гергенов. – Улан-Удэ, 2001. – 65 с.

56. Голего, Н. Л. Технологические мероприятия по борьбе с износом в машинах / Н. Л. Голего. – Москва : Машгиз, 1961. – 193 с.

57. Горбов, В. М. Состояние и перспективы использования биодизельных топлив в судовой энергетике / В. М. Горбов, В. С. Митенкова // Вестник СевДТУ. – 2009. – Вып. 97. – С. 107-112.

58. Горелик, Г. Б. Процессы топливоподачи в дизелях на долевых и переходных режимах / Г. Б. Горелик. – Хабаровск : ХГТУ, 2003. – 247 с.

59. Горячев, С. Н. Восстановление плунжерных пар топливных насосов распределительного типа НД при ремонте дизелей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05. 20. 03 / Горячев Сергей Николаевич. – Саратов, 1989. – 17 с.

60. Григорьев, М. А. Обеспечение надежности двигателей / М. А. Григорьев, В. А. Донецкий. – Москва : Стандарты, 1978. – 324 с.

61. Григорьев, М. А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях / М. А. Григорьев. – Москва : Машиностроение, 1970. – 270 с.

62. Гуревич, Д. Ф. Влияние режима работы топливного насоса на характер износа плунжерных пар / Д. Ф. Гуревич // Механизация и электрификация сельского хозяйства : сб. науч. тр. «Записки Ленинградского сельскохозяйственного института». – Ленинград, 1959. – Вып. 77. – С. 128-134.

63. Гуревич, Д. Ф. Основы теории износа плунжерных пар / Д. Ф. Гуревич // Автомобильная промышленность. – 1958. – № 2. – С. 20-24.

64. Гуревич, Д. Ф. Пути увеличения сроков службы топливной аппаратуры / Д. Ф. Гуревич, Г. Б. Федотов // Электрическая и тепловозная тяга. – 1962. – № 8. – С. 38-41.

65. Девянин, С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. – Харьков : Новое слово, 2007. – 452 с.

66. Денежко, Л. В. Растительные масла как биокомпонент смесевых топлив для дизелей / Л. В. Денежко, Л. А. Новопашин, А. А. Садов // Научно-технический вестник технические системы в АПК. – 2019. – № 4 (4). – С. 57-64.

67. Дерягин, Б. В. Что такое трение? / Б. В. Дерягин. – Москва : Изд-во АН СССР, 1963. – 230 с.

68. Дидур, В. А. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биодизельного топлива / В. А. Дидур // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 3. – С. 35-38.

69. Дизельная топливная аппаратура. Оптимизация процесса впрыскивания, долговечность деталей и пар трения / В. Е. Горбаневский, В. Г. Кислов, Р. М. Баширов [и др.]. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 140 с.

70. Дизельные топлива [Электронный ресурс]. – Казань, [2009]. – Режим доступа: http://www.avtosphera.ru/poleznaia-informatsiia/dizelnve-topliva/ (дата обращения: 21.10.2019).

71. Дрюпин, П. В. Работа деталей топливной аппаратуры в среде биодизельного топлива / П. В. Дрюпин, Л. С. Керученко // Вестник Омского государственного аграрного университета. – 2011. – № 1. – С. 79-81.

72. Дрюпин, П. В. Биодизельное топливо (МЭЖК) – за и против / П. В. Дрюпин, Л. С. Керученко, В. В. Мяло // Актуальные вопросы научного обеспечения АПК в работах молодых ученых / Рос. акад. с.-х. наук. Гос. науч. учр-ие. Сиб. науч. исслед. ин-т с.-х. – Омск, 2010. – С. 91-95.

73. Дрюпин, П. В. Зависимость физических параметров биодизельного топлива от температуры / П. В. Дрюпин // Инновации молодых ученых аграрных вузов – агропромышленному комплексу : материалы IX регион. науч.-практ. конф. молодых ученых СФО. – Омск, 2011. – С. 71-73.

74. Дрюпин, П. В. Предпосылки к улучшению смазывающих свойств дизельных топлив / П. В. Дрюпин // Креативные подходы в образовательной, научной и производственной деятельности : материалы 64-ой науч.-техн. конф. ГОУ «СибАДИ». – Омск, 2010. – С. 16-20.

75. Елтошкина, Е. В. Обеспечение работоспособности и отказоустойчивости машин резервированием сменных элементов / Е. В. Елтошкина, М. К. Бураев, Т. В. Бодякина // Тракторы и сельхозмашины. – 2019. – № 6. – С. 54-57.

76. Еще раз о смазывающей способности дизельного топлива [Электронный ресурс]. – СПб, [2009]. – Режим доступа: http.//energie3000.ru/press/foto/masla_and_avtohim2.pdf (дата обращения: 18.01.2020).

77. Загородских, Б. П. Для повышения качества топливной аппаратуры дизелей / Б. П. Загородских // Автомобильная промышленность. – 1987. – № 3. – С. 22-23.

78. Загородских, Б. П. Ремонт и регулирование топливной аппаратуры автотракторных и комбайновых дизелей / Б. П. Загородских, В. П. Лялякин, П. А. Плотников. – Москва : ФГНУ «Росинформагротех», 2006. – 212 с.

79. Звонов, В. А. Исследование эффективности применения в дизельных двигателях топливных смесей и биотоплив / В. А. Звонов, А. В. Козлов, А. С. Теренченко // Российский журнал химии. – 2008. – № 6. – С. 147-151.

80. Иванов, А. С. Результаты исследования технических характеристик отходов зерновых культур, применяемых в качестве биотоплива / А. С. Иванов, Н. Н. Устинов // Аграрный научный журнал. – 2020. – № 5. – С. 88-92.

81. Иванов, В. П. Исследование работоспособности деталей топливной аппаратуры / В. Н. Иванов, А. И. Ильин, В. А. Черенкевич // Электрическая и тепловозная тяга. – 1962. – № 8. – С. 14-18.

82. Иванченко, Н. Н. Кавитационные разрушения в дизелях / Н. Н. Кривенко, А. А. Скуридин, М. Д. Никитин. – Л. : Машиностроение, 1970. – 152 с.

83. Износы деталей топливной аппаратуры [Электронный ресурс]. – Москва, [2009]. – Режим доступа: http://www.vpole.ru/doc/?id=7 (дата обращения: 11.03.2019).

84. Икрамов, У. А. Расчет абразивного износа сопряжения плунжер-втулка топливоподающей аппаратуры / У. А. Икрамов, М. М. Ташпулатов, К. Х. Макхамов // Проблемы трения и изнашивания. – 1980. – № 17. – С. 75-78.

85. Икрамов, У. Изнашивание деталей топливоподающей аппаратуры дизелей / У. Икрамов, М. М. Ташпулатов, С. М. Кадыров // Проблемы трения и изнашивания. – 1984. – № 25. – С. 54-57.

86. Ильин, П. И. Использование альтернативного топлива для дизельных двигателей в условиях Восточной Сибири / П. И. Ильин, О. Н. Хороших, С. Н. Ильин // Актуальные вопросы аграрной науки. – 2020. – № 34. – С. 11-19.

87. Исмаилова, Л. З. Использование биодизеля в качестве топлива в двигателях: характерные особенности / Л. З. Исмаилова // Фундаментальные и прикладные исследования в современном мире. – 2019. – № 27. – С. 46-50.

88. Использование биологических добавок в дизельное топливо / В. Ф. Федоренко, Д. С. Буклагин, С. А. Нагорнов [и др.]. – Москва : ФГНУ Росинформагротех, 2007. – 52 с.

89. Использование метиловых эфиров жирных кислот в качестве замены или добавок к углеводородным дизельным топливам и их влияние на топливную аппаратуру [Электронный ресурс]. – Москва, [2000]. – Режим доступа: http://www.rusnauka.com/ESPR2006/Tecп1c/4namakshtanskiv.doc.htm.170 (дата обращения: 21.11.2019).

90. Исследование фракционного состава биотоплив, полученных биоконверсией возобновляемого растительного сырья / С. И. Дворецкий, С. А.

Нагорнов, С. В. Романцова [и др.] // Вопросы соврем, науки и практики. – 2009. – № 6(20). – С. 83-94.

91. Итинская, Н. И. Справочник по топливу, маслам и техническим жидкостям / Н. И. Итинская, Н. А. Кузнецов. – Москва : Колос, 1982. – 208 с.

92. К вопросу об использовании биотоплива в дизельных двигателях / П. А. Болоев, М. К. Бураев, А. В. Шистеев, Т. В. Бодякина // Вестник ВСГУТУ. – 2018. – № 3 (70). – С. 31-36.

93. Карнаух, М. В. Расширение топливной базы автомобильного транспорта путем использования этиловых эфиров жирных кислот растительных масел / М. В. Карнаух // Вестник ХНАДУ. – 2010. – № 49. – С. 47-51.

94. Карпачев, В. В. Перспективная ресурсосберегающая технология производства ярового рапса : методические рекомендации / В. В. Корпачев. – Москва : ФЕНУ Росинформагротех, 2008. – 60 с.

95. Карташевич, В. К. Классификация и основные направления развития систем автоматической защиты топливной аппаратуры дизелей от воды / А. Н. Карташевич, В. К. Кожушко, Л. И. Крепе // Двигателестроение. – 1989. – № 7. – С. 38-41.

96. Кислов, В. Г. Надежность рядных топливных насосов высокого давления / В. Г. Кислов, В. Я. Попов, В. А. Павлов // Тракторы и сельхозмашины. – 1993. – № 3. – С. 24-28.

97. Козлов, А. В. Биодизельное топливо как возобновляемый источник энергии для транспорта / А. В. Козлов, А. С. Кулешов // Безопасность в техносфере. – 2007. – № 5. – С. 9-14.

98. Колчин, А. В. Оперативная проверка качества и сортности топлива и масла / А. В. Колчин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 4. – С. 23-26.

99. Компания Экорус [Электронный ресурс]. – Москва, [2008]. – Режим доступа: http://www.ecorus.net/produkt.html (дата обращения: 27.02.2019).

100. Кондратьев, В. М. Исследование эфиров растительного масла из соевых бобов в качестве топлив для дизелей / В. М. Кондратьев // Поршневые и газотурбинные двигатели. – 1985. – № 42. – С. 12-14.

101. Костецкий, Б. И. Механо-химические процессы при граничном трении / Б. И. Костецкий, М. Э. Натансон, Л. И. Бершадский. – Москва : Наука, 1972. – 169 с.

102. Костин, А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. – Ленинград : Машиностроение, 1989. – 284 с.

103. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 505 с.

104. Крагельский, И. В. Узлы трения машин : справочник / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – Москва : Машиностроение, 1984. – 280 с.

105. Кривенко, П. М. Дизельная топливная аппаратура / П. М. Кривенко, И. М. Федосов. – Москва : Колос, 1970. – 536 с.

106. Крутов, В. И. Топливная аппаратура автотракторных двигателей : учебное пособие / В. И. Крутов, В. Е. Горбаневский, В. Г. Кислов ; под общ. ред. В. И. Крутова. – Москва : Машиностроение, 1985. – 208 с.

107. Кузнецов, А. В. Топливо и смазочные материалы / А. В. Кузнецов. – Москва : КолосС, 2004. – 199 с.

108. Кулманаков, С. П. Особенности рабочего процесса дизельного двигателя при использовании смесевого рапсового масла и дизельного топлива / С. П. Кулманаков, Р. С. Семенов // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С. 55-58.

109. Левина, Е. Ю. Использование водно-био-топливных эмульсий для улучшения эксплуатационных и экологических показателей дизельного двигателя : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Левина Екатерина Юрьевна. – Тамбов, 2015. – 175 с.

110. Ликсутина, А. П. Улучшение качества и экологических свойств дизельного топлива за счет использования биологического компонента : дис. ...канд. техн. наук : 05. 20. 01 / Ликсутина Анна Павловна. – Мичуринск – Наукоград, 2006. – 228 с.

111. Ломоносов, Д. А. Повышение долговечности плунжерных пар дизельной топливной аппаратуры за счет контроля влагосодержания в топливной системе : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05. 20. 03 / Ломоносов Дмитрий Александрович. – Москва, 2007. – 18 с.

112. Лышевский, А. С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками / А. С. Лышевский. – Москва : Машгиз, 1963. – 180 с.

113. Лышевский, А. С. Системы питания дизелей : учебное пособие / А. С. Лышевский. – Москва : Машиностроение, 1981. – 216 с.

114. Лышко, Г. П. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости / Г. П. Лышко. – Москва : Колос, 1979. – 256 с.

115. Льотко, В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Льотко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. – Москва : МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

116. Марков, В. А. Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / В. А. Марков, А. А. Зенин // Турбины и дизели. – 2009. – № 4. – С. 14-19.

117. Марченко, А. П. Проблемы использования растительных масел в виде органического топлива / А. П. Марченко, В. Г. Семенов // Масложировой комплекс. – 2006. – № 10. – С. 6-10.

118. Масла и составы против износа автомобилей / В. М. Школьников, Ю. Н. Шехтер, А. А. Фуфаев [и др.]. – Москва : Химия, 1988. – 96 с.

119. Матиевский, Д. Д. Применение топлива на основе рапсового масла в дизелях / Д. Д. Матиевский // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4. – С. 118-127.

120. Махутов, А. А. Надежность машин : учебное пособие / А. А. Махутов. – Иркутск : Иркутский ГАУ, 2011. – 191 с. – Электрон. текстовые

дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/143199 (дата обращения: 21.11.2020).

121. Мироненко, В. Т. Методические указания к лабораторным работам по испытанию систем питания автотракторных двигателей / В. Т. Мироненко, А. К. Андрианов. – 3-е изд. – Омск : Изд-во ОмСХИ, 1984. – 36 с.

122. Михин, Н. М. Трение в условиях пластического контакта / Н. М. Михин. – Москва : Наука, 1968. – 104 с.

123. Мышкин, Н. К. С ним – трудно, без него – вдвойне / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец // Химия и жизнь. – 2003. – № 9. – С. 28-32.

124. Мышкин, Н. К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с.

125. Нагорнов, С. А. Биотопливо для дизелей / С. А. Нагорнов // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 10. – С. 34-36.

126. Нагорнов, С. А. Восстановление качества некондиционных нефтепродуктов / С. А. Нагорнов // Техника и оборудование для села. – 2006. – № 8. – С. 37-38.

127. Нагорнов, С. А. Состояние и перспективы производства биотоплива / С. А. Нагорнов, Р. А. Фокин // Сельский механизатор. – 2008. – № 9. – С. 40.

128. Надежность и ремонт машин / В. В. Курчаткин [и др.]. – Москва : Колос, 2000. – 776 с.

129. Надежность и эффективность МТА при выполнении технологических процессов : монография / А. Т. Лебедев, О. П. Наумов, Р. А. Магомедов, А. В. Захарин. – Ставрополь : СтГАУ, 2015. – 332 с. – Электрон. текстовые дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/61146 (дата обращения: 21.01.2021).

130. Нефтепродукты для сельскохозяйственной техники : справочник / В. А. Борзенков [и др.]. – Москва : Химия, 1988. – 288 с.

131. О влиянии остаточного давления на процессы топливоподачи в дизелях при неустановившихся режимах / Г. Б. Горелик, Н. Х. Дьяченко [и др.] // ЦНИТА. – Ленинград : Ленинздат, 1969. – № 42. – С. 8-12.

132. О диагностировании дизельных двигателей при работе на водобиотопливной эмульсии / Т. В. Бодякина, П.А. Болоев, М. К. Бураев [и др.] / Сборник научных трудов. Серия: Технология и технические средства в АПК. Биометрическая техника. – Улан–Удэ, 2018. – Вып. 14. – С. 3-9.

133. Огурлеев, А. М. Физико-химические показатели биотоплива для дизелей / А. М. Огурлеев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – № 4. – С. 26-27.

134. Оптимизация использования зерноуборочных комбайнов по параметрам надежности : монография / сост. М. Р. Михайлов [и др.]. – Орел : ОрелГАУ, 2018. – 144 с. – Электрон. текстовые дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/118795 (дата обращения: 21.01.2020).

135. Орсик, Л. С. Биоэнергетика: Мировой опыт и прогнозы развития / Л. С. Орсик. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва : ФГНУ Росинформагротех, 2008. – 404 с.

136. Особенности работы дизелей в условиях эксплуатации / П. А. Болоев, Т. П. Очирова, Т. П. Перфильева, Н. Л. Бенецкая // Вестник ИрГСХА. – 2011. – Вып. 47. – С. 56-65.

137. Палки в колеса (о биодизельном топливе) [Электронный ресурс]. – Горно, [2007]. – Режим доступа: http://www.bel–iurist.com/page/fuel-diesel.06 (дата обращения: 06.02.2019).

138. Панова, Л. В. Исследование явления одноосного сжатия и трансляционного сдвига граничных смазочных слоев / Л. В. Панова // Теория смазочного действия и новые материалы. – Москва, 1965. – С. 20-23.

139. Повышение безотказности и сроков службы плунжерных пар топливных насосов дизелей / И. Б. Костецкий, Б. И. Ташпулатов, У. А. Икрамов [и др.] // Двигателестроение. – 1980. – № 12. – С. 54-57.

140. Полезно знать – О дизельном топливе [Электронный ресурс] // Polaris Laboratories Russia : сайт. – Омск, [2009]. – Режим доступа: http://polarislabs.ru/diesel/about diesel 5.php 121 (дата обращения: 21.02.2019).

141. Похабов, Ю. П. Теория и практика обеспечения надёжности механических устройств одноразового срабатывания : монография / Ю. П. Похабов. – Красноярск : СФУ, 2018. – 338 с. – Электрон. текстовые дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/157750 (дата обращения: 21.01.2020).

142. Практикум по тракторам и автомобилям / под ред. В. А. Чернышева. – Москва : Колос, 1996. – 320 с.

143. Припоров, И. Е. Результаты теоретических исследований зависимости коксуемости рапсового масла от физических параметров технологии его производства / И. Е. Припоров, Е. С. Блаженко, А. А. Лавров // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. – 2020. – № 5 (85). – С. 122-125.

144. Производство возобновляемого топлива в мире / Ю. Н. Сапьян, С. Ю. Уютов, Е. В. Овчинников, М. Н. Костомахин // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2019. – № 12. – С. 17-21.

145. Работа дизелей на нетрадиционных топливах / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов [и др.]. – Москва : Легион-Автодата, 2008. – 464 с.

146. Работа дизеля на метиловом эфире рапсового масла / В. А. Марков, А. А. Зенин, С. Н. Девянин [и др.] // Безопасность в техносфере. – 2007. – № 5. – С. 14-17.

147. Работа топливоподающей аппаратуры дизелей при частичных и переходных режимах / Г. Б. Горелик, Н. Х. Дьяченко [и др.] // Энергомашиностроение / ЛПИ. – Ленинград, 1969. – № 316. – С. 57-64.

148. Разумов, И. Н. Справочные материалы к методическим указаниям по дисциплине «Эксплуатация машинно-тракторного парка» / И. Н. Разумов. – Кинель, 1987. – 224 с.

149. Растительное сырье как топливо для автотракторных двигателей / Т. В. Бодякина, Т. П. Гергенова, П. А. Болоев, О. Н. Хороших // Вестник ИрГСХА. – 2017. – Вып. 81/1. – С. 63-67.

150. Результаты испытаний и перспективы эксплуатации дизелей на биотопливе / В. Ф. Федоренко, Д. С. Буклагин, С.А . Нагорнов [и др.]. – Москва : ФГНУ Росинформагротех, 2008. – 136 с.

151. Роганов, Л. Л. Триботехника: Конспект лекций для студентов всех специальностей направления «Инженерная механика» / Л. Л. Роганов, Р. А. Кравченко. – Краматорск : ДГМА, 2003. – 77 с.

152. Русинов, Р. В. Конструкция и расчет дизельной топливной аппаратуры / Р. В. Русинов. – Москва : Машиностроение, 1965. – 148 с.

153. Рыбаков, К. В. Влияние степени загрязнения топлива на работоспособность плунжерных пар / К. В. Рыбаков, Э. И. Удлер, М. Е. Кузнецов // Техника в сельском хозяйстве. – 1983. – № 10. – С. 46-47.

154. Рыбаков, К. В. Повышение чистоты нефтепродуктов / К. В. Рыбаков, Т. П. Карпекина. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 110 с.

155. Савельев, Г. С. Производство и использование топлива из рапса / Г. С. Савельев. – Москва : ГНУ ВИМ Россельхозакадемия, 2007. – 96 с.

156. Садов, А. А. Теоретическое исследование показателей работы тракторного дизеля при применении дизельного смесевого топлива на основе рицинового масла / А. А. Садов, Л. В. Денежко, Л. А. Новопашин // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – 2019. – № 2. – С. 71-74.

157. Свиридов, Ю. Б. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей / Ю. Б. Свиридов, Л. В. Малявинский, М. М. Вихерт. – Ленинград : Машиностроение, 1979. – 248 с.

158. Семенов, В. Г. Биодизель: Физико-химические показатели и эколого-экономические характеристики работы дизельного двигателя / В. Г. Семенов. – Харьков : Изд-во ХНТУ, 2002. – 63 с.

159. Семенов, В. Г. Производство и применение биодизельного топлива в Украине / В. Г. Семенов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 5. – С. 23-24.

160. Семенов, В. Г. Экономические и экологические показатели дизеля при работе на биодизельных топливах разных сортов / В. Г. Семенов, И. П. Васильев // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 3. – С. 7-8.

161. Семенов, С. В. Оценка влияния состава топлива на экономические показатели дизеля / С. В. Семенов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 10. – С. 57-60.

162. Скребков, С. В. Применение топлива, смазочных материалов и технических жидкостей в агропромышленном комплексе : учебное пособие / С. В. Скребков, В. В. Стрельцов. – Белгород : Белгородская ГСХА, 1999. – 208 с.

163. Спиридонов, С. Б. Повышение долговечности топливных насосов высокого давления распределительного типа : дис. ... канд. техн. наук : 05. 20 .03 / Спиридонов Сергей Борисович. – Омск, 2006. – 166 с.

164. Справочник слесаря по топливной аппаратуре двигателей / А. А. Зарин, А. Э. Зарин, В. Е. Логинов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1990. – 288 с.

165. Ташкинов, Г. А. Исследование изнашивания плунжерных пар дизельного топливного насоса / Г. А. Ташкинов // Трение и износ в машинах. – 1959. – № 8. – С. 34-37.

166. Ташпулатов, М. М. Обеспечение работоспособности топливоподающей аппаратуры дизелей / М. М. Ташпулатов. – Ташкент : Фан, 1990. – 128 с.

167. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости : учебное пособие / В. В. Остриков, С. А. Нагорнов, О. А. Клейменов [и др.]. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 304 с.

168. Трение и граничная смазка : сборник статей / под ред. И. В. Крагельского. – Москва : Изд-во Иностранной литературы, 1953. – 258 с.

169. Уханов, А. П. Конструкция автомобилей и тракторов [Электронный ресурс]: учебник / А. П. Уханов, Д. А. Уханов, В. А. Голубев. – 3-е изд., стер. – Санкт-Петербург : Лань, 2019. – 188 с. – Электрон. текстовые дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/122188 (дата обращения: 21.01.2020).

170. Файнлейб, Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей : учебное пособие / Б. Н. Файнлейбн. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, 1990. – 352 с.

171. Фомин, Ю. Я. Топливная аппаратура дизелей / Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский. – Москва : Машиностроение, 1982. – 168 с.

172. Фролов, Ю. Г. Лабораторные работы и задачи по коллоидной химии / Ю. Г. Фролов, А. С. Гродский. – Москва : Химия, 1986. – 216 с.

173. Фукс, Г. И. Коллоидная химия нефти и нефтепродуктов / Г. И. Фукс. – Москва : Знание, 1984. – 64 с.

174. Хомченко, Г. П. Химия (для подготовительных отделений) : учебник / Г.П. Хомченко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высш. шк., 1988. – 368 с.

175. Чичинадзе, А. В. Трение, износ и смазка: трибология и триботехника / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун. – Москва : Машиностроение, 2003. – 576 с.

176. Шилова, Е. П. Применение диметилового эфира и рапсового масла в качестве топлива в дизельных двигателях / Е. П. Шилова // Техника и оборудование для села. – 2006. – № 1. – С. 18-19.

177. Эффективность использования МТА при работе дизеля на горчично-минеральном топливе : монография / А. П. Уханов, Д. А. Уханов, В. А. Голубев, Е. Д. Година. – Пенза : ПГАУ, 2017. – 224 с. – Электрон. текстовые дан. // Лань : электронно-библиотечная система. – Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/142049 (дата обращения: 21.01.2020).

178. Юдин, М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов: монография / М. И. Юдин. – Краснодар : КГАУ, 2004. – 239 с.

179. Agarwal, A. K. Effect of Biodiesel Utilization of Wear of Vital Parts in Compression Ignition Engine / A. K. Agarwal, J. Bijwe, L. M. Das // Transactions of 120 the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2003. – Vol. 125, no 2. – P. 604-611.

180. An experimental assessment on low temperature combustion using diesel/biodiesel/C2, C5 alcohol blends in a diesel engine / Qixin Ma, Quanchang Zhang, Zunqing Zheng // Fuel. – 2021. – Vol. 288. – DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119832.

181. Clark, N. N. Transient Emissions of Alternative Compression Ignition Fuels / N. N Clark // SAE Technical Paper Series. – 1999. – № 1117. – P. 1-15.

182. Conversion of rapeseed cake into bio-fuel in a batch reactor: Effect of catalytic vapor upgrading / K. Giannakopoulou, M. Lukas, A. Vasiliev, Ch. Brunner, H. Schnitzer // Microporous and Mesoporous Materials. – 2010. – Vol. 128, issues 1-3. – P. 126-135. – DOI: 10.1016/j.micromeso.2009.08.022.

183. Cossement, M. M. Effect of Erucic Acid on the Polymorphism of Hydrogenated rapeseed Oil / M. M. Cossement // Fett Wissenschaft Tehnologie. – 1990. – № 8. – P. 315-319.

184. Experimental investigation on performance, combustion and emission analysis of a direct injection diesel engine fuelled with rapeseed oil biodiesel / L. Anantha Raman, B. Deepanraj, S. Rajakumar, V. Sivasubramanian // Fuel. – 2019. – Vol. 246. – P. 69-74. – DOI: 10.1016/j.fuel.2019.02.106.

185. Grigg, C. Reformulated diesel fuels and fuel injection equipment / C. Grigg // New fuels and vehicles for cleaner air conference. – 1994. – № 6. – P. 11-12.

186. Knothe, G. Lubricity of components of biodiesel and petrodiesel: The origin of biodiesel lubricity / G. iCnothe, K. Steidley // Energy & Fuels. – 2005. – № 19. – P. 1192-1200.

187. Lacey, P. Fuel lubricity reviewed / P. Lacey // Fall fuels and lubricants meeting and exposition. – 1998. – № 982567. – P. 19-22.

188. LePera, M. Low–Sulfur and Diesel Fuel Lubricity / M. LePera // Fuel Line Magazine. – 2000. – № 4. – P. 18–19.

189. Low Carbon Flower Buildup, Low Smoke, and Efficient Diesel Operation with Vegetable Oils by Conversion to Mono-Esters and Blending with Diesel Oil or Alcohols / T. Murayama, Y. Oh, N. Miyamoto, T. Chikahisa, N. Takagi, K. Itow // SAE Technical Paper Series. – 1984. – № 841161. – P. 1-11.

190. Nagornov, S. A. Improving the three-component mixed motor fuel manufacturing process / S. A. Nagornov, A. Yu. Kornev, S. V. Romantzova // Advanced Materials and Technologies. – 2020. – № 2 (18). – С. 57-65.

191. Öçimen, D. Production and characterization of bio-oil andbiochar from rapeseed cake: 04/02467 / D. Öøçimen, F. Karaosmanoglu // Renewable Energy. – 2004. – Vol. 29 (5). – P. 779–787,

192. Perkins, L. A. Testing of Transesterified winter rape oil as fuel in Small Bore, Multicylinder, DI, Cl Engines / L. A. Perkins, C. L. Peterson, D. L. Auld. – Idaho : National Center for Advanced Transportation Technology, 1994. – 48 p.

193. Review on the catalytic pyrolysis of waste oil for the production of renewable hydrocarbon fuels / Yunpu Wang, Qi Yang, Linyao Ke, Yujie Peng, Yuhuan Liu, Qiuhao Wu, Xiaojie Tian, Leilei Dai, Roger Ruan, Li Jiang // Fuel. – 2021. – Vol. 283. – DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119170.

194. Robert, O. D. Effect of antioxidants on the oxidative stability of methyl soyate (biodiesel) / O. D. Robert. – University St. : Peoria Fuel Processing Technology, 2005. – 15 p.

195. Salley, O. Investigation of lubricity characteristics of biodiesel in petroleum and synthetic fuel / O. Salley, K. Simon // Energy & Fuels. – 2009. – № 23. – P. 2229-2234.

196. Study of pressure and temperature influence on rapeseed biodiesel oxidation kinetics using PetroOXY method / Y. L. Machado, J. L. C. Fonseca, J. Q. Malveira, A. A. Dantas Neto, T. N. C. Dantas // Fuel. – 2020. – Vol. 282. – DOI: 10.1016/j.fuel.2020.118771.

197. SuperLuBRisity, ALI ERDEMIR, ELSEVIER, Amsterdam, Netherlands. – 2020. – 560 p.

198. Walter, H. Rapsolfettsauremethylester als Kraftstoff fur Nutzfanrzeug-Dieselmotoren / H. Walter, A. Schafer // ATZ. – 1990. – № 4. – S. 168-173.

199. Wedel, R. Technical Handbook for Marine Biodiesel in recreational boats / R. Wedel // CytoCulture international Inc. – 1999. – P. 35.

Приложения

Приложение 1

Таблица 1 – Объем подаваемого топлива по секциям, $V \cdot 10^{-6}$ м^3, (при n=100 об/мин)

Вид топлива	ДТ				ДТ+ЭГВ			
1	1	2	3	4	1	2	3	4
	24,8	23,8	23,2	24,2	26,4	24,4	24,4	25,2

Приложение 2

Таблица 2 – Величина утечек топлива через зазор в сопряжении плунжер-втулка, Q м^3/с

Вид топлива	ДТ	ДТ+ЭГВ
1	$4{,}1 \cdot 10^{-9}$	$3{,}798 \cdot 10^{-9}$

Приложение 3

Таблица 3 – Изменение объемной подачи топлива по секциям во время эксперимента, $V \cdot 10^{-6}$ м^3, (при n=100 об/мин)

Время, ч	ДТ				ДТ+ЭГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	19,8	22,2	21,4	18,8	22,0	20,8	19,5	21,4
10	19,0	21,5	20,4	17,8	21,6	20,4	19,0	20,6
20	18,2	20,4	19,2	17,2	21,2	19,6	18,6	20,0
30	16,4	19,5	18,0	15,6	20,7	19,3	18,0	19,2
40	15,0	18,2	16,2	14,0	19,4	18,6	17,2	18,6
50	13,4	15,7	13,4	11,2	18,8	17,4	16,6	17,0
60	10,6	12,0	9,2	8,0	17,0	16,2	14,6	15,0

Выпускается ДТ+ЭГВ в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52368-2005 (ЕН 590:2004) «Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия» и ГОСТ Р ЕН 536052009 «Метиловые эфиры жирных кислот (FAME) для дизельных двигателей. Общие технические требования».

Приложение 4

Таблица 4 – Изменение цикловой подачи топлива по секциям во время эксперимента, $q_ц \cdot 10^{-9}$ м^3/цикл, (при n=100 об/мин)

Время,ч	ДТ				ДТ+ЭГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	198	222	214	188	220	208	195	214
10	190	215	204	178	216	204	190	206
20	182	204	192	172	212	196	186	200
30	164	195	180	156	207	193	180	192
40	150	182	162	140	194	186	172	186
50	134	157	134	112	188	174	166	170
60	106	120	92	80	170	162	146	150

Приложение 5

Таблица 5 – Изменение объемной подачи топлива по секциям во время эксперимента, $V \cdot 10^{-6}$ м^3, (при n=1100 об/мин)

Время, ч	ДТ				ДТ+ЭГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	35,8	36,2	36,4	35,4	36,0	36,2	35,8	35,8
10	35,4	35,8	36,0	34,8	35,8	36,4	35,4	35,6
20	34,7	35,2	35,2	34,3	35,6	35,8	35,2	35,4
30	34,2	34,8	34,5	33,4	35,2	35,4	34,8	34,5
40	33,2	34	33,6	33,2	34,8	35,0	33,8	34,2
50	32,0	33,2	32,6	31,0	34,6	34,8	33,2	33,6
60	30,6	32,2	31,4	29,4	34,0	34,2	32,6	33,0

Приложение 6

Таблица 6 – Изменение цикловой подачи топлива по секциям во время эксперимента, $q_ц \cdot 10^{-9}$ м^3/цикл, (при n=1100 об/мин)

Время,ч	ДТ				ДТ+ЭГВ			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	65,1	65,8	66,2	64,4	65,5	66,2	65,1	65,1
10	64,4	65,1	65,5	63,3	65,1	65,6	64,6	64,8
20	63,1	64,0	64,0	62,4	64,8	64,4	63,8	64,2
30	62,2	63,3	62,7	60,7	64,0	64,0	62,6	63,5
40	60,4	61,8	61,1	58,5	63,4	63,6	61,8	62,6
50	58,2	60,4	59,3	56,4	62,6	62,4	60,6	61,3
60	55,6	58,5	57,1	53,5	61,8	61,2	58,8	59,7

Приложение 7

Таблица 7 – Регуляторная характеристика двигателя Д-240Л

(ДТ+ЭГВ)

Параметры	Нагрузка на тормозе	Частота вращения	мощность	Крутящий момент	Продолжительность опыта	Расход топлива			Температура		Давление масла
						За опыт	часовой	удельный	воды	масла	
	P	n	Ne	M	T	Q	Gт	g_e	$t_в$	$t_м$	Рм
Размерность, № опыта	кгс	мин$^{-1}$	кВт	Н·м	с	г	кг/ч	г/кВт·ч	^{0}С	^{0}С	кгс/см^2
1	0	2320	0	0	72,7	200	9,9	∞	83	75	3,6
2	10,4	2280	17,8	74,6	56,3	200	12,8	718,4	83	75	3,6
3	30,8	2200	50,9	220,9	46,5	200	15,5	304,1	85	78	3,5
4	33,0	2000	49,6	236,8	48	200	15	302	85	78	3,5
5	35,7	1800	48,2	255,7	48,6	200	14,8	307,0	84	78	3,5
6	36,5	1600	43,9	261,9	52,7	200	13,6	310,9	83	78	3,2
7	34,8	1400	36,6	249,6	61,2	200	11,7	321,2	82	78	3,2

Приложение 8

Таблица 8 – Регуляторная характеристика двигателя Д-240Л

(ДТ – дизельное топливо)

Параметры	Нагрузка на тормозе	Частота вращения	мощность	Крутящий момент	Продолжительность опыта	Расход топлива			Температура		Давление масла
						За опыт	часовой	удельный	воды	масла	
	P	n	Ne	M	T	Q	Gт	g_e	$t_в$	$t_м$	Рм
Размерность, № опыта	кгс	мин$^{-1}$	кВт	Н·м	с	г	кг/ч	г/кВт·ч	^{0}С	^{0}С	кгс/см^2
1	0	2320	0	0	81,8	200	8,8	∞	83	75	3,6
2	10,6	2280	18,2	76,2	61,0	200	11,8	648,4	83	75	3,6
3	32,7	2200	54	234,4	49,1	200	14,6	271,3	85	78	3,5
4	34,9	2000	52,4	250,2	49,5	200	14,5	277,5	85	78	3,5
5	37,2	1800	50,2	266,3	51,9	200	13,8	276,3	84	78	3,5
6	38,1	1600	45,8	273,3	56,9	200	12,6	276,2	84	78	3,3
7	36,3	1400	38,1	259,8	67,2	200	10,7	281,4	83	78	3,2

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«ИРКУТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ А.А. ЕЖЕВСКОГО» (ФГБОУ ВО Иркутский ГАУ)

Утверждаю
Проректор по научной работе,
д.т.н., профессор
_____ Иваньо Я.М.
«__» сентября 2019 г.

внедрения результатов исследования
«Обеспечение работоспособного состояния плунжерных пар топливного насоса высокого давления применением противозадирной присадки в дизельное топливо»

Акт внедрения результатов исследования составлен комиссией в составе:
- Заведующий кафедрой «Технический сервис и общеинженерные дисциплины», д.т.н., профессор, Бураев М.К.
- Доцент кафедры «Технический сервис и общеинженерные дисциплины», к.т.н., Шистеев А.В.
- Аспирант кафедры «Технический сервис и общеинженерные дисциплины», Бодякина Т.В.

Настоящим подверждаем, что в лаборатории кафедры проведены исследования на предмет влияния противозадирной присадки в дизельное топливо на работоспособность плунжерных пар дизельной топливной аппаратуры.

Результаты данного исследования используются в учебном процессе при проведении лабораторных работ по дисциплинам «Топливо и смазочные материалы», «Надежность технических систем» для студентов направления подготовки 35.04.06 Агроинженериям, 23.03.03 –ЭТТМиК.

Зав.кафедрой ТСиОД, д.т.н., проф. _____ М.К. Бураев
Зав.кафедрой ЭМТП, БЖД и ПО,
к.т.н., доцент _____ П.И. Ильин
Аспирант _____ Т.В. Бодякина

Утверждаю
ИП Глава КФХ
_____ А.П. Пальчик
«25» октября 2020 г.

АКТ
о принятии к использованию результатов кандидатской диссертации
Бодякиной Татьяны Владимировны

Настоящий акт составлен комиссией в составе директора «ИП Глава КФХ А.П. Пальчик», инженера С.А. Быкова и заведующего кафедрой «Технический сервис и общеинженерные дисциплины», д.т.н., проф. Бураева М.К., к.т.н., доцента Шистеева А.В., аспиранта кафедры «Технический сервис и общеинженерные дисциплины» Бодякиной Т.В. об использовании товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой, состоящего из 55% дизельного топлива и 45 % присадки, состоящей из 25 % этанола, 15 % триглицерина, 5 % гидроксид водорода, при эксплуатации тракторов марки МТЗ.

В период с 2017 по 2020 года в КФХ Пальчик А.П., трактора марки МТЗ 82, используемые на полевых работах использовали товарное летнее дизельное топливо с противозадирной присадкой. Эксплуатационными испытаниями установлено, что за время работы тракторов отказов, связанных с работой топливной аппаратуры не зафиксировано. Со стороны механизатора нареканий на работу трактора не было.

В результате проведенного испытания комиссия считает внедренными результаты исследований по обеспечению работоспособности плунжерных пар топливной аппаратуры.

ИП Глава КФХ	А.П. Пальчик
инженер	С.А. Быков
Зав.кафедрой, д.т.н., проф.	М.К. Бураев
к.т.н., доцент	А.В. Шистеев
аспирант	Т.В. Бодякина

Утверждаю
ИП КФХ
_____М.С. Тронц
«_5_» _сентября_ 2020 г.

АКТ
о принятии к использованию результатов кандидатской диссертации
Бодякиной Татьяны Владимировны

Мы, нижеподписавшиеся, главный инженер Н.П. Волков, инженер по сервисному обслуживанию О.В. Коренев, механизатор В.Н. Толмачев настоящим актом подтверждаем, что результаты диссертационной работы Бодякиной Татьяны Владимировны на тему: «Обеспечение работоспособного состояния плунжерных пар топливного насоса высокого давления применением противозадирной присадки в дизельное топливо» представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук приняты для применения в весенне-летнем и летне-осеннем периодах в КФХ. Полученные в ходе научных исследований результаты, будут применяться при полевых и уборочных работах, а именно:

Использование товарного летнего дизельного топлива с противозадирной присадкой, состоящего из 55% дизельного топлива и 45 % присадки, состоящей из 25 % этанола, 15 % триглицерина, 5 % гидроксид водорода, при эксплуатации тракторов марки МТЗ.

2. Эксплуатационные исследования тракторов при работе на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой и дизельном топливе показывают, что при работе трактора на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой цикловая подача топлива на пусковой частоте вращения кулачкового вала ТНВД экспериментального трактора после проведения полевых работ составила 55 мм3/цикл, что на 18 мм3/цикл больше, чем при работе трактора на 100 % ДТ. Изменения гидравлической плотности состояния с 24 с до 18 с при эксплуатации плунжерных пар на товарном летнем дизельном топливе с противозадирной присадкой и с 24 с до 6 с при эксплуатации на товарном летнем дизельном топливе.

В результате проведенного исследования комиссия считает внедренными результаты исследований по обеспечению работоспособности плунжерных пар топливной аппаратуры.

Главный инженер		Н.П. Волков
инженер по сервисному обслуживанию		О.В. Коренев
механизатор		В.Н. Толмачев