

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ-
МСХА ИМЕНИ К. А. ТИМИРЯЗЕВА»

На правах рукописи

ГАМОВ АРТЕМ АЛЕКСЕЕВИЧ

АДАПТАЦИЯ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПОД
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА
(БИОДИЗЕЛЬ) В МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТАХ

Специальность: 4.3.1. Технологии, машины и оборудование для
агропромышленного комплекса

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

к.т.н, доцент

Пуляев Николай Николаевич

Москва – 2025

Оглавление

Введение	6
Глава 1. Использование альтернативных видов топлива	11
1.1. Физико-химические свойства дизельного топлива и биодизеля	12
1.2. История происхождения биодизеля и перспективы его применения	13
1.3. Энергетические и экологические характеристики топлива	15
1.4. Государственные и международные стандарты на биодизельное топливо	19
1.5 Обзор мирового и отечественного опыта применения смесового топлива.....	21
Выводы по первой главе	23
Глава 2. Теоретические основы работы дизельных двигателей на смесях топлива.....	27
2.1. Влияние состава смеси на параметры сгорания и мощность двигателя.....	27
2.1.1 Корректировка подачи топлива в зависимости от состава.....	31
2.1.2. Проектирование реальной системы управления	31
2.2. Существующие способы адаптации топливных систем дизельных ДВС	35
2.3. Ограничения существующих решений при неизвестной структуре смеси	36
2.4. Оценка теплоты сгорания смесей.....	37
2.5. Проблема управления подачей топлива и впрыском в условиях неопределённости	39
Выводы по второй главе	40
Глава 3. Разработка математической модели переходного режима	43
3.1. Модель вытеснения остаточного топлива.....	43
3.2. Цикловая подача топлива и углы опережения для дизельного и биодизельного режимов	50

3.3. Влияние вязкости и температуры топлива на подачу и УОВ	53
3.4. Разработка автоматизированной системы.....	59
3.4.1. Проектирование математической модели	62
3.4.2. Разработка модуля контроля заправок	66
Выводы по третьей главе	68
Глава 4. Экспериментальное исследование модели топливоснабжения	71
4.1. Программа и методики экспериментальных исследований	71
4.1.1. Описание экспериментальной установки.....	71
4.1.2. Выбор факторов и уровней варьирования.....	80
4.1.3. Составление плана эксперимента	81
4.1.4. Методика проведения.....	84
4.1.5. Обоснование выбора плана эксперимента	87
4.2. Анализ полученных данных	88
4.2.1. Оценка мощности при различных концентрациях биодизеля	92
4.3. Риски и допустимые пределы замещения	94
Выводы по четвертой главе	97
Глава 5. Оценка эффективности и практические рекомендации	99
5.1. Экономическая целесообразность применения математической модели	99
5.2. Интеграция метамоделей с системой управления подачи топлива.....	102
5.2.1. Интеграция с ТНВД.....	105
5.3. Снижение выбросов и экологический эффект.....	106
5.4. Влияние на ресурс двигателя и ТНВД.....	108
5.6. Прогнозируемый эффект от внедрения в агропромышленном комплексе	110
Выводы по пятой главе	112
Заключение.....	114
Список использованной литературы	117
Приложение 1	127
Приложение 2.....	128

Приложение 3	129
Приложение 4	130
Приложение 5	131
Приложение 6	133
Приложение 7	134

Список используемых сокращений

МТА	—	машинно-тракторный агрегат
ДТ	—	дизельное топливо
ПО	—	программное обеспечение
ECU	—	electronic control unit
КПД	—	коэффициент полезного действия
УОВ	—	угол опережения впрыска
ЦКД	—	центрально-композитный дизайн
MRPR	—	max rate of pressure rise (максимальная скорость нарастания давления)
SOI	—	Start Of Injection (начало впрыска)
EOI	—	End Of Injection (конец впрыска)
FAME	—	«метиловые эфиры жирных кислот» (Fatty Acid Methyl Esters)
РМ	—	рапсовое масло
ПМ	—	пальмовое масло
МНК	—	метод наименьших квадратов
АПК	—	агропромышленный комплекс
ТНВД	—	топливный насос высокого давления

Введение

Актуальность темы исследования. Переход на альтернативные виды топлива, в частности на биодизель, представляет собой важную задачу в условиях необходимости снижения выбросов парниковых газов и зависимости от ископаемых ресурсов. Одним из ключевых направлений снижения углеродного следа является замещение ископаемого топлива возобновляемыми источниками энергии. Среди альтернативных видов топлива особое место занимает биодизель, представляющий собой метиловые эфиры жирных кислот, получаемые из растительного или животного сырья. Биодизель обладает рядом преимуществ, включая биоразлагаемость, меньшую токсичность, снижение выбросов твёрдых частиц и углекислого газа, а также совместимость с существующими дизельными двигателями.

Однако внедрение биодизеля сопряжено с рядом технологических и эксплуатационных проблем. Одной из таких проблем является необходимость адаптации топливных систем, обусловленная различием в физико-химических свойствах дизеля и биодизеля. Особенно актуальной становится задача организации перехода от одного топлива к другому в условиях, когда невозможно полностью очистить бак от остатков предыдущего топлива. Использование одного бака для смесового топлива создаёт задачу контроля качества смеси, обеспечения стабильной работы двигателя и минимизации потерь мощности.

В практических условиях эксплуатации сельскохозяйственной техники нередко возникает ситуация, когда в баке остаётся некоторое количество дизельного топлива, а заправка производится биодизелем, или наоборот. Такая ситуация требует научного подхода к оценке остатка старого топлива, разработки математических моделей разбавления и обоснования количества заправок, необходимых для перехода к новому топливу без риска нарушения рабочих параметров двигателя.

Степень разработанности темы исследования. Вопросом влияния биотоплива на мощность двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в частности тракторных дизелей, занимались многие ученые как в России, так и за рубежом. Значительный вклад в получение расчетных характеристик при использовании смесового топлива и способах адаптации ДВС в России внесли Аллилуев В.А., Батыров В. И., Бельских В.И., Варнаков В.В., Варнаков Д.В., Веденяпин Г.В., Габитов И.И., Девянин С.Н., Дидманидзе О.Н., Ждановский Н.С., Катаев Ю.В., Мигаль В.Д., Михлин В.М., Неговора А.В., Черноиванов В.И., Чечет В.А., Шекихачев Ю. А., Шубин В.М. и многие другие. За рубежом исследованием влияния биотоплива на дизельный ДВС занимались Youngchul Ra, Rolf Reitz, Stuart Daw, Joanna Mcfarlane, Drożdziel P., Lei Zhu W.G., Huang Z., Hui An, Yang W.M., Amin Maghbouli, Chua K.J., Henein N.A, Zahdeh A.R., Yassine M.K. и другие.

Известны работы, в которых доказано влияние цикловой подачи и угла опережения впрыска топлива в зависимости от процентного содержания биотоплива в смеси. При этом остается открытым вопрос адаптации топливной системы под дизельное и биодизельное топливо. Нет ясности какое количество смеси и как влияет на характеристики подачи.

Разработка математической модели подачи топлива, позволит адаптировать дизельные двигатели в сельхозтехнике к использованию альтернативных видов топлива без потерь мощности.

Цель работы: разработка и верификация математической модели дозирования топлива $Q = f(n, M, S)$ и алгоритма её интеграции в систему управления дизельного двигателя с одним топливным баком при переменном составе смеси (дизель/биодизель), обеспечивающих сохранение требуемой мощности без применения датчиков состава и без переключения режимов.

Задачи исследования:

1. Провести исследование физико-химических характеристик дизеля и биодизеля (плотность, вязкость, теплота сгорания);
2. Оценить влияние топлива на мощность двигателя;

3. Построить математическую модель постепенного разбавления остатков топлива при многократных заправках;
4. Разработать модель для вычисления эффективной подачи топлива при смешанном составе в системах, рассчитанных на однотипное топливо;
5. Провести реальный эксперимент на дизельном двигателе;
6. Сформировать безопасную и эффективную стратегию перехода на биодизель при использовании одного топливного бака.

Научная новизна:

1. Разработан подход к оценке остаточной концентрации топлива при многократных заправках одним топливом после использования другого, с использованием модели геометрического убывания;
2. Проведён сравнительный анализ потерь мощности двигателя в зависимости от доли биодизеля в смеси, с учётом теплотворной способности и других физико-химических характеристик топлива;
3. Разработана математическая модель, которая позволяет сохранять заданную мощность при работе на смесевом топливе;
4. Разработаны практические рекомендации по организации перехода на биодизель в условиях эксплуатации сельхозтехники с использованием одного бака без полной промывки.

Теоретическая значимость диссертационного исследования заключается в получении и верификации компактной математической модели дозирования топлива $Q = f(n, M, S)$, которая описывает потребный массовый расход как непрерывную функцию оборотов, нагрузки и доли биодизеля. Модель физически согласована (через плотность и низшую теплоту сгорания смеси) и пригодна как в параметрической, так и в табличной форме для прямой реализации в ЭБУ.

Практическая ценность результатов работы заключается в том, что благодаря разработанной модели двигатель с одним баком не теряет мощность при смене состава топлива: подача автоматически компенсируется под текущую долю биодизеля без переключения режимов и без дополнительных

датчиков. Это обеспечивает стабильную тягу в реальной эксплуатации и упрощает внедрение (достаточно программной калибровки). Модель может быть переобучена на другом объеме данных, что делает ее гибкой и позволяет масштабировать на другие дизельные ДВС, используемые в сельскохозяйственной технике.

Объектом исследования является процесс эксплуатации дизельной техники при использовании смесей биодизеля и дизеля.

Предметом исследования являются физико-химические свойства топлива, динамика вымывания остаточного топлива из топливного бака и влияние состава топливной смеси на мощность двигателя внутреннего сгорания.

Методы исследования: аналитические расчёты, сравнительный анализ характеристик топлива, аппроксимация зависимости мощности от состава смеси, оценка остаточной доли топлива в баке по экспоненциальной модели, анализ нормативной базы и практических кейсов.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика расчёта процесса перехода с одного топлива на другое;
2. Результаты экспериментальных исследований по смешиваемости дизельного и биодизельного топлива;
3. Результаты расчетных и экспериментальных исследований влияния биодизельного топлива на мощность двигателя.

Достоверность результатов обеспечивается использованием проверенных теоретических основ термодинамики, характеристик топлива, а также моделей разбавления, широко применяемых в инженерных расчётах. Расчёты основаны на регламентированных значениях теплотворной способности, плотности и вязкости дизельного топлива и биодизеля, приведённых в стандартах EN 14214 и ГОСТ Р 52368-2005. Для оценки переходных процессов в топливной системе использованы логарифмические модели, подтверждённые практикой топливного смешивания. Расчёты проиллюстрированы применением к реальному образцу техники (двигатель Д-

21), что позволяет оценить практическую применимость результатов. Надёжность выводов подтверждается согласованностью полученных оценок с данными профильных исследований и нормативных документов.

Апробация результатов. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных научно-практических конференциях:

1. Научный семинар «Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, ФГБОУ ВО РГАУ – МСХА имени К. А. Тимирязева, 23 января 2025 года.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 3 печатные научные работы, в том числе 2 работы в рецензируемых изданиях из перечня ВАК Российской Федерации.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих выводов, списка использованной литературы из 103 наименования, 20 из которых на иностранном языке. Работа изложена на 140 страницах, содержит 42 рисунка, 15 таблиц, 7 приложений.

Личный вклад соискателя. Личный вклад соискателя заключается в непосредственном участии на всех этапах теоретических и экспериментальных исследований, формировании задач исследования, получении и обработке данных, разработке математической модели, составлении рекомендаций по внедрению математической модели, анализе и подготовке публикаций по диссертационной работе, выступлении на научном семинаре, написании диссертационной работы.

Автор выражает глубокую признательность за ценные советы и замечания научному руководителю, кандидату технических наук, доценту Н. Н. Пуляеву и всем сотрудникам кафедры тракторов и автомобилей РГАУ – МСХА имени К. А. Тимирязева.

Глава 1. Использование альтернативных видов топлива

Биотопливо – это топливо, производимое из биомассы, то есть органических веществ, таких как растительное сырьё, отходы животного происхождения или водоросли. Оно делится на несколько поколений в зависимости от используемого сырья и технологии производства.

Биодизель – наиболее распространённый вид жидкого биотоплива для дизельных двигателей. Получают его методом переэтерификации растительных масел (рапс, соя, подсолнечник) или животных жиров с метанолом или этанолом. Это так называемое биотопливо первого поколения. Применяется как в чистом виде (B100), так и в смесях с дизелем (например, B20 – 20 % биодизеля и 80 % дизеля).

Биоэтанол – спиртовое топливо, производимое путём ферментации сахаров и крахмалов из зерна, сахарного тростника или кукурузы. Обычно используется в бензиновых двигателях, в составе смесей типа E10 (10 % этанола) или E85 (85 % этанола). Это биотопливо также относится к первому поколению.

Биотопливо второго поколения производят из несъедобной биомассы: древесных отходов, соломы, целлюлозы и лигнина. Оно не конкурирует с продовольственными ресурсами, но требует более сложных и дорогих технологий (газификация, пиролиз и др.).

Биотопливо третьего поколения создаётся на основе микроводорослей, которые могут производить масла, подходящие для переработки в биодизель. Это направление считается перспективным благодаря высокой урожайности и возможности выращивания на непригодных для сельского хозяйства землях.

Также существует биотопливо четвёртого поколения, в разработке которого применяются генные модификации микроорганизмов для прямого синтеза углеводов из CO₂ и солнечной энергии, но оно пока не вышло за рамки лабораторных исследований.

Таким образом, на практике для дизельных двигателей в настоящее время наибольшее значение имеют биодизель первого поколения и начальные наработки второго, при этом усилия по развитию более устойчивых источников биотоплива продолжаются.

1.1. Физико-химические свойства дизельного топлива и биодизеля

Дизельное топливо представляет собой смесь углеводородов [1], полученных в результате перегонки нефти. Оно состоит в основном из парафиновых, нафтеновых и ароматических углеводородов с числом атомов углерода от C_{10} до C_{20} . Ключевыми физико-химическими характеристиками дизельного топлива являются его плотность, вязкость, цетановое число, температура вспышки и температура застывания. Цетановое число дизельного топлива, как правило, находится в диапазоне 40...55 и определяет его способность к самовоспламенению, что критически важно для работы дизельного двигателя. Плотность дизельного топлива составляет около 0,83...0,85 г/см³ при 15°C, а вязкость – в пределах 1,9...4,1 мм²/с при 40°C.

Теплота сгорания дизельного топлива составляет в среднем 42,5 МДж/кг, что обеспечивает высокую энергетическую эффективность и широкое распространение этого топлива в транспортной и сельскохозяйственной технике [2]. Одной из особенностей дизельного топлива является его низкое содержание кислорода и высокая энергоёмкость по сравнению с альтернативными видами топлива.

Биодизель, в отличие от дизельного топлива, представляет собой метиловые или этиловые эфиры жирных кислот (МЭЖК или ЭЭЖК), получаемые в результате переэтерификации растительных масел или животных жиров с метанолом или этанолом. Биодизель состоит в основном из эфиров с числом атомов углерода от C_{16} до C_{18} . Плотность биодизеля составляет 0,86...0,89 г/см³ при 15°C, а вязкость – в пределах 4,0...6,0 мм²/с при 40°C, что превышает аналогичные показатели дизельного топлива [3].

Цетановое число биодизеля, как правило, выше и может достигать 50...65, что обеспечивает более благоприятный процесс воспламенения. Однако теплота сгорания биодизеля ниже – порядка 37,5 МДж/кг, что требует увеличения подачи топлива для поддержания мощности двигателя на прежнем уровне. Существенным отличием биодизеля является содержание кислорода (до 12 %), что улучшает полноту сгорания, но также влияет на выбросы NO.

Температура застывания биодизеля, как правило, выше по сравнению с дизельным топливом, что ограничивает его использование в холодных климатических условиях без специальных присадок или подогрева.

Таким образом, дизельное топливо и биодизель имеют сходные характеристики, позволяющие использовать их совместно, однако различия в плотности, вязкости, теплоте сгорания и содержании кислорода требуют тщательной настройки топливной системы для смешанных режимов эксплуатации.

1.2. История происхождения биодизеля и перспективы его применения

История биодизеля начинается в конце XIX века, когда Рудольф Дизель на Парижской выставке 1900 года продемонстрировал работу своего двигателя на арахисовом масле. Изначально дизельный двигатель проектировался для работы на растительных маслах, и сам изобретатель считал, что в будущем такие масла станут основным видом топлива [4]. Однако с развитием нефтяной промышленности и удешевлением добычи нефти растительные масла были вытеснены нефтепродуктами из-за их более низкой стоимости и более высокой энергетической плотности.

Возвращение интереса к биодизелю произошло в 1970-х годах на фоне нефтяного кризиса. В этот период начали активно изучать возможность использования растительных масел и производных на их основе как альтернативы дизельному топливу [5]. Были проведены многочисленные

исследования по поиску эффективного, возобновляемого и экологически безопасного топлива. В 1980-1990-х годах был разработан промышленный процесс получения метиловых эфиров жирных кислот (МЭЖК) – биодизеля, имеющего улучшенные физико-химические свойства и совместимость с дизельными двигателями без их модификации [6]. Этот процесс позволил значительно улучшить воспламеняемость и снизить вязкость по сравнению с не переработанными растительными маслами.

На сегодняшний день биодизель активно используется в Европе, США, Бразилии, Индии и других странах. В Европейском Союзе биодизель является основным биотопливом первого поколения и широко применяется в транспортной отрасли в рамках программы RED II (Renewable Energy Directive), направленной на достижение доли возобновляемых источников энергии в транспорте. Наиболее распространены топливные смеси B5, B20 и B100, где процентное содержание биодизеля может варьироваться от 5 до 100 % [7]. Использование биодизеля в сельскохозяйственной технике особенно выгодно в условиях внутреннего производства сырья, что позволяет существенно снизить себестоимость топлива и обеспечить энергетическую независимость хозяйства.

Перспективы развития биодизеля связаны с расширением сырьевой базы и совершенствованием технологий [8]. В настоящее время используются не только рапс, соя и пальмовое масло, но и альтернативные источники: отработанные растительные масла, животные жиры, а также отходы пищевой промышленности. Наиболее перспективными считаются технологии третьего поколения, основанные на использовании микроводорослей. В отличие от традиционных культур, водоросли не конкурируют с продовольственными ресурсами и способны производить значительно большее количество масла с единицы площади. Преимущества водорослей включают высокую скорость роста, возможность культивации в морской воде и минимальное воздействие на сельскохозяйственные угодья.

Кроме того, в последние годы активно разрабатываются технологии четвёртого поколения, предполагающие синтетическое производство биодизеля с использованием генно-модифицированных микроорганизмов, способных преобразовывать углекислый газ и солнечную энергию в углеводородные соединения. Такие подходы в будущем могут обеспечить практически замкнутый углеродный цикл, минимизировать выбросы парниковых газов и значительно повысить устойчивость топливных систем.

Современные исследования сосредоточены также на повышении стабильности биодизеля, улучшении его устойчивости к окислению, снижении температуры застывания и повышении совместимости с топливными системами высокого давления. Продолжается разработка присадок, улучшающих эксплуатационные характеристики биодизеля, включая антиокислительные, антигелевые и моющие присадки.

Таким образом, биодизель остаётся одним из наиболее перспективных альтернативных видов топлива, который благодаря развитию технологий и расширению сырьевой базы способен занять значительную долю в мировом топливном балансе. Его использование в агропромышленном комплексе, в сочетании с современными системами смешивания топлива и адаптации дизельных двигателей, открывает новые возможности для экологически безопасной и экономически выгодной эксплуатации техники.

1.3. Энергетические и экологические характеристики топлива

Энергетические характеристики топлива являются ключевыми параметрами, определяющими его пригодность для применения в дизельных двигателях внутреннего сгорания. К ним относятся высшая и низшая теплота сгорания, удельная теплота сгорания на единицу объёма, а также коэффициент полезного использования тепла в рабочем цикле двигателя [7]. Высшая теплота сгорания (ВТС) показывает общее количество тепла, выделяемое при полном сгорании топлива с последующей конденсацией водяного пара, а

низшая теплота сгорания (НТС) не учитывает теплоту парообразования воды и является более важным параметром для расчётов энергетического выхода в двигателях.

Для дизельного топлива НТС обычно составляет 42...43 МДж/кг, тогда как для биодизеля – около 37...38 МДж/кг. Это означает, что при одинаковом объёме впрыскиваемого топлива биодизель выделяет на 8...12 % меньше тепла, что напрямую сказывается на мощности двигателя. Для компенсации этого снижения в системах подачи топлива требуется увеличение цикловой подачи при работе на биодизеле.

С точки зрения объёмной плотности энергии, дизельное топливо имеет преимущество: 35,8...36,0 МДж/л против 33,0...33,5 МДж/л для биодизеля. Однако биодизель обладает более высокими смазывающими свойствами и меньшей токсичностью.

Экологические характеристики топлива определяются уровнями вредных выбросов, образующихся при сгорании. Исследования показывают, что при переходе с дизельного топлива на биодизельные смеси значительно снижаются выбросы CO_2 , CO , несгоревших углеводородов (CH) и твёрдых частиц (PM), при этом возможно незначительное увеличение выбросов оксидов азота (NO_x) [10]. Например, использование смеси B20 по сравнению с чистым дизелем в среднем приводит к: снижению выбросов CO_2 на 15...18 %; снижению выбросов CO на 20...25 %; снижению выбросов PM на 15...20 %; росту выбросов NO_x на 2...4 %.

Биодизель имеет низкое содержание серы (менее 0,001 %), что практически исключает выбросы диоксида серы (SO_2) в атмосферу, в то время как дизельное топливо стандарта Евро-5 допускает содержание серы до 10 мг/кг. Это свойство особенно важно для снижения кислотных осадков и защиты окружающей среды.

С точки зрения воздействия на климат, биодизель относят к углеродно-нейтральным видам топлива: при его сгорании выделяется CO_2 ,

ранее поглощённый растениями в процессе фотосинтеза, что в значительной степени компенсирует общий углеродный след.

Нормативные стандарты, определяющие энергетические и экологические характеристики биодизеля, включают европейский EN 14214, американский ASTM D6751 и российский ГОСТ Р 52808-2007. Они устанавливают требования к цетановому числу, вязкости, содержанию серы, метанола, глицерина и другим параметрам.

Большое количество работ Девянина С. Н. посвящено исследованию использования рапсового масла в качестве добавки к топливу и использованию метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) в качестве биотоплива. Данное топливо отвечает требованиям стандарта DIN EN 14 214 (ASTM D6751) [11]. По лабораторным исследованиям, отображенным на рисунке 1.1, можно сделать вывод, что биотопливо на основе рапсового масла, положительно влияет на экологию.

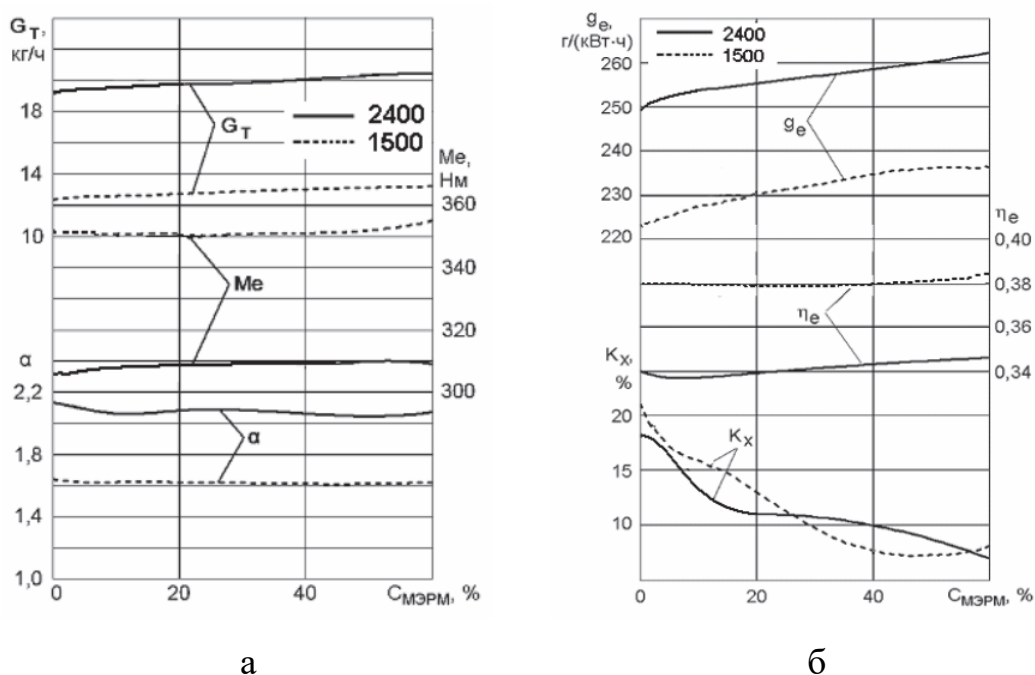


Рисунок 1.1 – Влияние концентрации МЭРМ в топливе на показатели дизеля Д-245: M_e – крутящий момент; G_T , G_e – часовой и удельный расходы топлива; α – коэффициент избытка воздуха; η_e – эффективный КПД; K_x – дымность при полной нагрузке; $C_{MЭРМ}$ – доля МЭРМ в топливе:
а – показатели при полной нагрузке дизеля; б – осредненные показатели по Правилам ЕЭК ООН № 49

Добавление МЭРМ приводит к снижению дымности K_x отработавших газов на полной нагрузке. Наибольший эффект снижения наблюдается при добавке МЭРМ от 20 до 40 %. Уменьшение дымности при добавке МЭРМ и РМ объясняется повышением в топливе содержания кислорода, причем его концентрация больше в тяжелых фракциях, которые догорают в последнюю очередь в пристеночных зонах камеры сгорания с недостатком кислорода. По представленным токсичным составляющим (рисунок 1.2) осредненным по области рабочих режимов дизеля (Правилам ЕЭК ООН № 49) выбросы монооксида углерода СО существенно уменьшаются уже при добавке МЭРМ в топливо до 5 % [12, 13, 14, 15, 16].

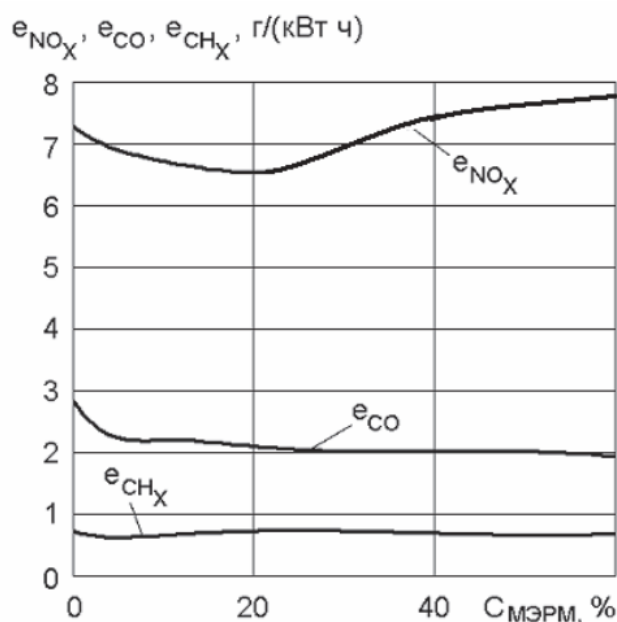


Рисунок 1.2 – Влияние концентрации МЭРМ в топливе на экологические показатели дизеля Д-245 осредненные по Правилам ЕЭК ООН № 49:

e_{NOx} , e_{CO} , e_{CHx} – удельные выбросы оксидов азота, оксида углерода и углеводородов; $C_{МЭРМ}$ – доля МЭРМ в топливе

В качестве исследования, в смесь добавлялся бензин. Наилучшие результаты были при смеси 85 % ДТ, 5 % РМ и 10 % АИ-80 [17]. Помимо рапсового масла рассматривались и другие добавки. Например, льняное масло [18]. В работах Маркова В. А. также рассматривалось растительное масло, как добавка в дизельное топливо [19]. Доказано, что применение в качестве

моторного топлива растительных масел – РМ и ПМ – в смесях с нефтяным ДТ позволяет существенно улучшить показатели токсичности ОГ [20, 21].

В работах Кулманакова С. П. проводится исследование влияния дизельного двигателя. Увеличение доли рапсового масла и снижение доли метилового эфира жирных кислот предопределяет увеличение продолжительности сгорания, что приводит к увеличению температуры отработавших газов, снижению выбросов окислов азота и увеличению содержания твердых частиц и окиси углерода в отработавших газах [22].

В результате проведенных испытаний Улюкиной Е. А. установлено, что смесевые биотоплива на основе рапсового масла, МЭРМ и МЭПМ не оказывают существенного влияния на детали, изготовленные из конструкционной стали [23].

Таким образом, при выборе топлива для дизельного двигателя необходимо учитывать баланс между энергетической эффективностью и экологическими преимуществами. Биодизель, уступая дизелю по теплотворной способности, значительно превосходит его по экологическим характеристикам, что делает его перспективным топливом для использования в агропромышленном комплексе и транспорте.

1.4. Государственные и международные стандарты на биодизельное топливо

Качество и взаимозаменяемость биодизельного топлива обеспечиваются стандартами, которые задают предельные значения по химическому составу и эксплуатационным свойствам: содержание эфиров (FAME), воды и механических примесей, кислотное число, глицерины (свободный/общий), окислительная стабильность, вязкость, плотность и низкотемпературные характеристики. Эти параметры критичны для ресурса топливной аппаратуры, стабильности воспламенения и выбросов.

- EN 14214 – базовая спецификация на биодизель (FAME, B100 как компонент для смешения) [24]. Типично: массовая доля эфиров $\geq 96,5 \%$; вязкость при $40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 3,5 \dots 5,0 \text{ мм}^2/\text{с}$; плотность при $15\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 860 \dots 900 \text{ кг/м}^3$; ограничения по воде, зольности, метанолу, кислотному и йодному числам; требования к окислительной стабильности (исторически $\geq 6 \text{ ч}$ по Rancimat, в ряде национальных редакций встречается $\geq 8 \text{ ч}$).

- EN 590 – товарный автодизель, допускающий FAME до B7 (7 % об.) [25]. Для более высоких долей FAME действуют смежные стандарты: EN 16734 (до B10) и EN 16709 (B20/B30, High FAME diesel fuel). Методы испытаний включают EN 15751 (Rancimat для смесей), EN 116 (CFPP) и др.

В США используются другие стандарты:

- ASTM D6751 – спецификация на B100 (FAME) как компонент для смешения [26]. Типично: вязкость при $40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 1,9 \dots 6,0 \text{ мм}^2/\text{с}$; ограничения по воде и отложениям (Water & Sediment), метанолу, глицеринам; окислительная стабильность – $\geq 3 \text{ ч}$ (Rancimat).

- ASTM D7467 – спецификация на смеси B6–B20 (топливо «как поставляется») [27]; отдельные требования к холодной фильтруемости включают испытание на Cold Soak Filterability (ASTM D7501) [28].

Для России и стран ЕАЭС предусмотрен следующий стандарт:

- ГОСТ 32511-2013 (аналог EN 590) – товарный дизель с допуском FAME до B7 [29]. Данный ГОСТ регламентирует вязкость, плотность, вспышку, фракционный состав, содержание воды и загрязнений. Для самого биодизеля и смесей применяются гармонизированные национальные стандарты (например, ГОСТ Р 53605-2009 для FAME (на основе EN 14214) и ГОСТ 33131 для смесей) [29, 30, 31].

Исходя из сравнения стандартов EN/US можно сделать вывод, что европейские стандарты строже к качеству биодизельного топлива.

Таблица 1.1 – Сравнение основных показателей стандартов США и Европы

Показатель	EN 14214 (B100, FAME)	ASTM D6751 (B100, FAME)	EN 590 (ДТ, допуск)	ASTM D7467 (B6–B20)	EN 16709 (B20/B30)
Вязкость при 40 °С, мм ² /с	≈ 3,5...5,0	≈ 1,9...6,0	по EN 590 для ДТ	ASTM D445; в пределах ДТ/B20	по EN 590/профилю B20/B30
Плотность при 15 °С, кг/м ³	≈ 860...900	– (обычно инфор- мативно)	по EN 590 для ДТ	– (как для основы/смеси)	по EN 590/смеси
Окисли- тельная стабильность (Rancimat)	≥ 6...8 ч (редакция/ нац. приложения)	≥ 3 ч	для смесей – EN 15751	регламен- тируется (для B6–B20)	для B20/B30 – EN 15751
Вода и загрязнения	вода ≤ ~500 мг/кг; загрязнения ≤ ~24 мг/кг	Water & Sediment ≤ 0,05 % об.	по EN 590 (вода/загрязн.)	по D7467/ D2709/ D6304	по EN 590/EN 12662
Глицерины (общий), % масс.	≤ ~0,25	≤ ~0,24	–	–	–
Кислотное число, мг КОН/г	≤ ~0,5	≤ ~0,5	–	–	–
Допуск FAME в товарном ДТ	–	–	до B7	B6–B20 (готовая смесь)	B20/B30 (High FAME)

1.5 Обзор мирового и отечественного опыта применения смесового топлива

Применение смесевых топлив на основе дизеля и биодизеля получило широкое распространение во многих странах мира, где активно реализуются программы по переходу на возобновляемые источники энергии в транспортном и аграрном секторах. В Европейском Союзе биодизельные смеси, в частности B7 и B20, входят в число стандартных топлив, доступных на большинстве автозаправочных станций [32]. В таких странах, как Германия, Франция и Италия, стимулируется использование смесей с

содержанием биодизеля до 30 %, особенно в муниципальном транспорте и сельскохозяйственной технике, что позволяет снижать выбросы CO₂ и частиц.

В США и Канаде программа внедрения биодизеля началась в конце 1990-х годов, а к 2010-м годам в некоторых штатах (Миннесота, Иллинойс) было установлено обязательное использование не менее 10 % биодизеля в дизельном топливе. В Бразилии, благодаря обширной сырьевой базе (соя, рапс, пальмовое масло), введена программа постепенного увеличения доли биодизеля в национальном топливном балансе: с 2 % в 2008 году до 12 % в 2020 году [33].

В странах Азии, таких как Индонезия и Малайзия, особое внимание уделяется производству и использованию пальмового биодизеля. Индонезия реализует амбициозную программу B30, предусматривающую обязательное использование 30 % биодизеля во всех видах транспорта и сельхозтехники. В Китае также проводится ряд пилотных проектов по внедрению смесевых топлив, включая B5 и B10, с упором на переработку отработанных растительных масел.

В России опыт применения смесевого топлива пока ограничен отдельными регионами и пилотными проектами. В частности, в Татарстане и Краснодарском крае проводились испытания тракторов и комбайнов на смесях B20 и B50, показавшие снижение выбросов CO₂ на 10...15 % и уменьшение дымности отработавших газов. Научные исследования в этой области ведутся в МГТУ имени Баумана, Санкт-Петербургском горном университете и ряде аграрных вузов [34]. Однако основным препятствием для широкого внедрения остаются отсутствие развитой инфраструктуры и необходимость доработки топливных систем для работы с высокими концентрациями биодизеля.

Экономические выгоды применения смесевого топлива включают сокращение расходов на импорт нефтепродуктов, развитие внутреннего аграрного производства и создание дополнительных рабочих мест. Экологические преимущества проявляются в снижении выбросов парниковых

газов, уменьшении токсичности выхлопа и улучшении качества воздуха в сельской местности.

Таким образом, мировой опыт показывает, что при наличии государственной поддержки, нормативной базы и развитой логистики смесевое топливо может занять значительную долю в топливном балансе, обеспечивая экологические и экономические выгоды. В России для этого необходимо расширение производства биодизеля, создание системы его распределения и разработка стандартов, учитывающих особенности отечественной техники.

Выводы по первой главе

Были поставлены цели и задачи исследования. Анализ мирового опыта применения смесевых топлив показывает, что при наличии государственной поддержки, развитой инфраструктуры и нормативной базы возможно широкое внедрение смесей дизельного топлива и биодизеля в транспортном и аграрном секторах. Наибольших успехов в этом направлении достигли страны Европейского Союза, США, Бразилия и Индонезия, где использование смесевое топлива закреплено на законодательном уровне и сопровождается масштабными производственными программами.

В России, несмотря на наличие научных разработок и успешные пилотные проекты, применение смесевое топлива пока носит ограниченный характер. Основными барьерами являются недостаток инфраструктуры для производства и распределения биодизеля, а также необходимость адаптации топливных систем для работы с высокими концентрациями биокомпонентов.

Перспективы дальнейшего развития в России связаны с расширением внутреннего производства биодизеля, разработкой стандартов для смесей, созданием логистических цепочек и стимулированием спроса через налоговые и субсидийные механизмы. При выполнении этих условий смесевое топливо способно обеспечить как экологические, так и экономические преимущества,

снизить зависимость от импорта нефтепродуктов и способствовать устойчивому развитию агропромышленного комплекса.

На основании анализа работ проведенных исследований по данному направлению следует, что данное направление остается актуальным и еще требует решения многих задач для использования биодизельного топлива в машинно-тракторных агрегатах без потери мощности.

На основании полученных выводов можно сформулировать следующие задачи исследования:

1. Провести обзор и сравнительный анализ физико-химических характеристик дизельного топлива и биодизеля (плотность, вязкость, низшая теплота сгорания, низкотемпературные свойства, окислительная стабильность), включая температурные зависимости. Зафиксировать нормативные рамки (ГОСТ/EN/ASTM), предельные и допусковые значения, необходимые для расчётов и эксплуатационных ограничений. В результате получится таблица свойств для расчёта плотности смеси $\rho(S,T)$, энергетический коэффициент компенсации $k(S,T)$, список применимых стандартов.

2. Провести количественную оценку влияния топлива на мощность. Установить закономерности изменения эффективной мощности и удельного эффективного расхода (BSFC) при варьировании (S) и показать, что основной вклад даёт снижение теплотворной способности топлива/изменение плотности, а влияние угла опережения впрыска в окрестности заводских значений является вторичным.

3. Рассмотреть процесс перехода от одного топлива к другому с многократными заправками на одном баке. Построить математическое описание разбавления остатка топлива при последовательных полных заправках. Вывести формулы для оценки числа заправок до достижения пороговых долей 1 %, 3 % и 5 % «неизвестного» топлива, применимые для регламентов эксплуатации. В результате составить методику расчёта порогов и графики вытеснения неизвестного топлива.

4. Формирование и идентификация модели подачи топлива $Q = f(n, M, S)$. Выбрать представление модели (квадратичная β -регрессия в нормированных координатах (n, M, S) и/или табличная 3D-карта с интерполяцией), обеспечить физическую монотонность по (S) и добавить возможность учёта плотности/температуры.

5. Сформировать план многофакторного эксперимента по факторам (n) , (M) , (S) , определить точки измерений и повтор в центре для оценки дисперсии. Провести измерения массового расхода/цикловой подачи, идентифицировать параметры модели, выполнить валидацию модели, анализ остатков, проверка монотонности по (S) .

6. Разработать алгоритм внедрения в ЭБУ для эффективного перехода с одного топлива на другое: модуль учёта состава (S) (по доливкам и интегралу расхода), энергетическая компенсация подачи топлива, пересчёт «масса в час $\rightarrow$ масса/объём на цикл» с учётом $\rho(S, T)$, обратная зависимость «рычаг/рейка $\leftrightarrow$ цикловая подача» для механических ТНВД (или «масса $\rightarrow$ время форсунки» для электронных систем).

7. Сформулировать правила применения смесей (сезонность, CFPP, фильтрация, контроль воды/микробиологии), пороги «вымывания» старого топлива и политику переходов. Провести технико-экономическую оценку: эффект от стабилизации тяги/сокращения простоев, гибкость закупки топлива, ориентиры окупаемости.

Критерии успешности измеряется по следующим факторам:

- Точность модели: $RMSE \leq 7 \%$ по (Q) на контрольной выборке
- Сохранение мощности: отклонение не более рассчитанного порога пренебрежения
- Экономический эффект: сокращение непроизводительных потерь времени и простоев. Ориентир окупаемости – 1-2 сезона.

Смесь в баке рассматривается как однородная (после краткого пробега), температурные влияния учтены через $\rho(S, T)$ и корректоры; УОВ – штатный заводской; область режимов ограничена диапазонами эксперимента и карт.

При расширении области – перекалибровка или локальная табличная поправка.

Глава 2. Теоретические основы работы дизельных двигателей на смесях топлива

2.1. Влияние состава смеси на параметры сгорания и мощность двигателя

Определение необходимого количества топлива для поддержания заданной мощности в зависимости от состава смеси в баке – сложная задача, зависящая от множества переменных, включая состав топлива, его энергетическую плотность, условия работы двигателя и конкретные характеристики самого двигателя.

Различные виды топлива обладают разной энергетической плотностью и химическими свойствами, влияющими на производительность двигателя. Работа дизельного двигателя во многом зависит от теплотворной способности [35] и воспламеняемости топлива. Смешивание биодизеля с дизельным топливом приводит к изменению физических свойств смеси – плотности, вязкости, содержания кислорода, что влияет на форму распыла, процесс смесеобразования и воспламенение. Эти изменения сказываются на характеристиках сгорания, температуре в камере, мощности и экономичности. Потери мощности, как правило, пропорциональны доле биодизеля и могут достигать 10...12 % при В100. Ключевые показатели, которые стоит учитывать:

- **Энергетическая плотность (теплотворная способность)** – измеряется в кДж/кг или МДж/л. Этот параметр показывает, какое количество энергии выделяется при полном сгорании единицы массы или объема топлива. Например, у чистого дизельного топлива теплотворная способность примерно равна 42 МДж/кг, тогда как у биодизеля она может составлять 37 МДж/кг.

- **Цетановое число** – характеризует способность топлива к самовоспламенению. Высокое цетановое число означает быстрое воспламенение после сжатия, что способствует лучшему сгоранию. Низкое – может ухудшить эффективность работы двигателя.

- **Вязкость** – важный фактор, определяющий, насколько эффективно топливо распыляется в камере сгорания. Более вязкое топливо (например, растительное масло) хуже распыляется, что может снизить эффективность сгорания.

- **Температура вспышки** – критический параметр, показывающий, при какой температуре топливо способно воспламеняться. Важна для безопасности хранения и транспортировки.

- **Смазывающие свойства** – некоторые виды топлива, такие как биодизель, обладают лучшими смазывающими характеристиками, что полезно для долговечности двигателя, но может незначительно снижать мощность.

На текущий момент достаточно исследований, в которых рекомендуется использовать биодизель вместо классического дизеля. Так, в работе ученых УГАУ было отмечено снижение токсичных выбросов при использовании спирто-рапсовой смеси [36]. А в работе Плотникова С. А. приводятся результаты выбросов СО при проведении различных сельскохозяйственных работ [37].

Но стоит учитывать, что химический состав топлива отличается. Теплота сгорания зависит от массовой доли в топливе углерода, водорода, кислорода, серы и воды.

Низшая теплота сгорания (формула Д. И. Менделеева), МДж/кг:

$$Q_H = 33,9 * C + 103 * H - 10,9(O - S) - 2,514 * W, \quad (2.1)$$

где C, H, O, S, W – массовая доля в топливе углерода, водорода, кислорода, серы и воды.

Например, в этиловом спирте гораздо больше содержится кислорода и меньше углерода по сравнению с дизелем, как следствие, теплота сгорания у этилового спирта ниже (почти в два раза) [38]. Например, в Бразилии 90 % всех выпускаемых ДВС рассчитаны на применение спиртовых топлив [39]. Соответственно при выборе альтернативного топлива, необходимо обращать внимание на теплотворные способности топлива и его плотность [40].

Продолжительность горения топлива является основным показателем, который изменяется при переводе двигателя на работу на смеси ДТ и БТ. Биодизель обычно имеет немного меньшую теплотворную способность по сравнению с обычным дизелем, что может повлиять на мощность двигателя [41].

Теплотворная способность (энергия, выделяемая при сгорании топлива):

Нефтяное дизельное топливо: теплотворная способность дизельного топлива 42...46 МДж/кг.

Биодизель: обычно теплотворная способность биодизеля несколько ниже, 37...40 МДж/кг, в зависимости от исходного сырья (например, из масла растительного или животного происхождения).

Плотность топлива:

Дизельное топливо: плотность дизельного топлива 0,83...0,85 г/см³.

Биодизель: Плотность биодизеля обычно чуть выше – 0,86...0,88 г/см³, что влияет на количество подаваемого топлива для достижения той же мощности.

Чтобы поддерживать одинаковую мощность на биодизеле, нужно подать больше топлива, так как биодизель имеет меньшую теплотворную способность. То есть разница в энергетической плотности будет составлять: $42/37 \sim 1,135$. Это означает, что для достижения той же мощности, что и на дизеле, потребуется подать на 13,5 % больше биодизеля. Если трактор, работающий на дизельном топливе, потребляет 6 литров в час для поддержания мощности, то на биодизеле ему потребуется 6,82 л/ч.

Если учитывать плотность топлива, то для сохранения мощности потребуется увеличить подачу на ~10 %:

$$\frac{Q_{\text{дизеля}} \times \rho_{\text{дизеля}}}{Q_{\text{биодизеля}} \times \rho_{\text{биодизеля}}} = \frac{42 \times 0,83}{37 \times 0,86} = \frac{34,9}{31,8} = 1,097$$

Чтобы доказать, как системы управления двигателем адаптируются к изменениям состава топлива и поддерживают заданную мощность, рассмотрим это через математическую модель. Основным фактором является

изменение теплотворной способности топлива (или его теплоты сгорания) и соответствующие корректировки в подаче топлива [42].

Теплота сгорания (или калорийность) топлива определяет, сколько энергии высвобождается при сгорании единицы массы или объема [43]. Пусть:

- Q_f – теплотворная способность топлива (ккал/кг или Дж/кг),
- m_f – масса топлива, подаваемого в двигатель (кг).

Тогда энергия, высвобождаемая при сгорании топлива, может быть рассчитана как:

$$E_f = Q_f \times m_f \quad (2.2)$$

где E_f – энергия, высвобождаемая при сгорании массы топлива m_f .

Мощность двигателя зависит от энергии, которую он получает от топлива. Если теплотворная способность топлива изменяется, то для поддержания одной и той же мощности $P_{\text{зад.}}$ потребуется разное количество топлива [44]. Пусть:

- $P_{\text{зад.}}$ – целевая (заданная) мощность двигателя (Вт),
- η – КПД двигателя (например, 0,35 – 35 % эффективности).

Тогда мощность $P_{\text{зад.}}$ может быть выражена как:

$$P_{\text{зад.}} = \eta \times \frac{E_f}{t}, \quad (2.3)$$

где t – время работы двигателя.

Из этого выражения можно найти необходимое количество энергии, которое должно быть подано на двигатель за время t , чтобы поддерживать целевую мощность:

$$E = P_{\text{зад.}} \times t, \quad (2.4)$$

И, следовательно, для того чтобы поддерживать постоянную мощность, E должно быть равно энергии, которую получает двигатель от сгорания топлива (по формуле 2.1).

Таким образом, для поддержания мощности при изменении состава топлива, масса подаваемого топлива должна изменяться обратно пропорционально теплотворной способности топлива:

$$m_f = \frac{E}{Q_f} \quad (2.5)$$

Соответственно масса топлива будет увеличиваться при переходе на биодизельное топливо.

2.1.1 Корректировка подачи топлива в зависимости от состава

Предположим, что состав топлива изменился, и теперь используемая смесь имеет теплотворную способность $Q_{f'}$, которая отличается от исходной теплоты сгорания Q_f . Для поддержания той же мощности $P_{\text{зад.}}$, нужно подать больше топлива, если теплотворная способность уменьшилась (например, при добавлении биодизеля) [45].

Для нового топлива:

$$m_{f'} = \frac{E}{Q_{f'}} \quad (2.6)$$

Если $Q_{f'} < Q_f$, то подача топлива должна увеличиться. Количество топлива, которое необходимо подать для получения той же мощности, можно выразить как:

$$\frac{m_{f'}}{m_f} = \frac{Q_f}{Q_{f'}} \quad (2.7)$$

Это показывает, что, если теплотворная способность нового топлива ниже, масса подаваемого топлива увеличится на коэффициент $Q_f/Q_{f'}$.

2.1.2. Проектирование реальной системы управления

В реальных системах управления, таких как ECU или Common Rail, адаптация может происходить динамически благодаря датчикам и исполнительным механизмам, которые автоматически подстраивают подачу топлива. Это математически выражается как изменение параметров работы

системы впрыска, времени впрыска и давления топлива, чтобы компенсировать разницу в теплоте сгорания.

Например, если для поддержания мощности $P_{\text{зад}}$ требуется подача топлива m_f , то, используя датчики, система управления определяет изменение в теплотворной способности топлива и рассчитывает новое количество топлива, которое необходимо подать в двигатель, следя за тем, чтобы $P_{\text{зад}}$ оставалась постоянной [46].

Таким образом, система регулирует параметры подачи так, чтобы компенсация изменения теплотворной способности обеспечивала требуемую мощность двигателя, так как при изменении топлива падает мощность. Однако определить химический состав топлива m_f в реальном времени невозможно. Поэтому для сохранения мощностных характеристик двигателя предлагается использовать два разных топливных бака и заранее рассчитанные алгоритмы подачи топлива для дизеля и биодизеля. Такой подход позволит использовать несколько видов топлива, потому что в зависимости от выбранного на панели управления режима (топлива), система будет изменять подачу топлива, что позволит сохранить заданную мощность.

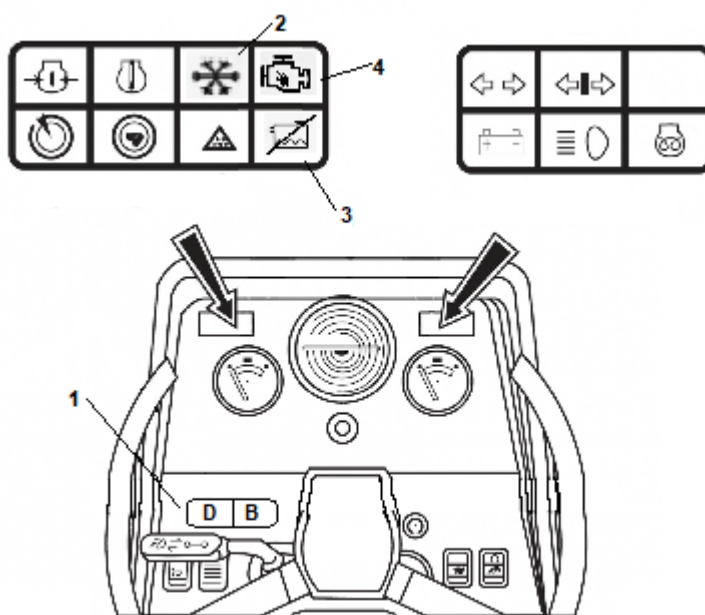


Рисунок 2.1 – Схематичное расположение органов управления на приборной панели

На рисунке 2.1 отображено расположение переключателя топлива (В – биодизель, D – дизель) на примере трактора МТЗ-320. На световую панель добавлены индикаторы: 2 – снежинка говорит о низкой температуре, 3 – в баке находится плохое топливо, 4 – двигатель работает на высокой нагрузке.

Проектирование системы подачи топлива для трактора с двумя топливными баками (один для дизельного топлива и другой для биодизеля), с возможностью выбора топлива, требует интеграции нескольких ключевых компонентов, включая систему хранения, подачи, контроля и управления.

Предположим, что первый бак 1 – создан для дизеля второй 2 – для биодизеля.

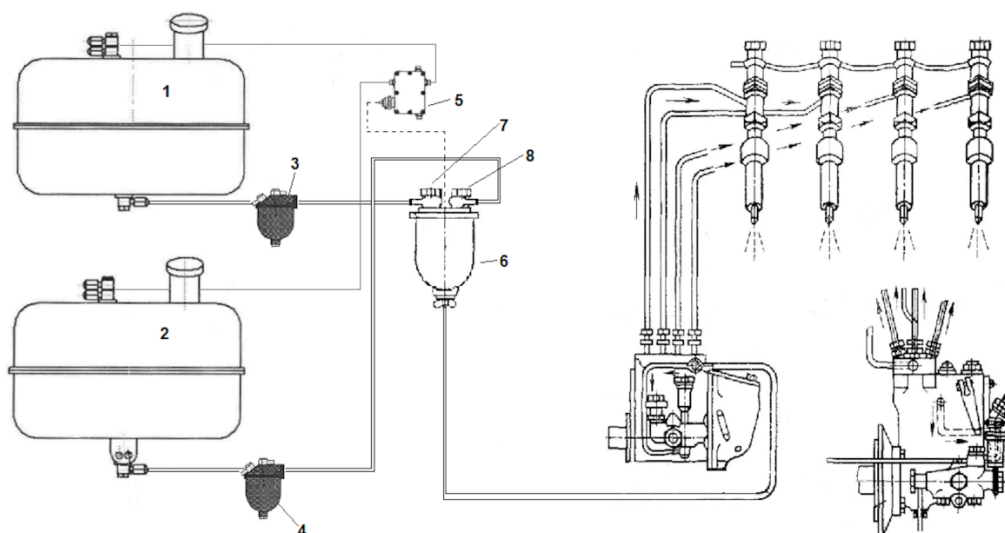


Рисунок 2.2 – Схема подачи топлива с использованием двух баков

Схема подачи топлива состоит из двух разных насосов. Например, насос 3 – насос дизельного топлива, а насос 4 – биодизеля. Оба насоса подключены к основному магистральному насосу 6, который подает смесь топлива в систему двигателя. Клапаны 7, 8 регулирует подаваемую смесь. Клапаны управляются автоматически через систему ECU. Микроконтроллер (5) или ECU необходим для управления системой и регулировки подаваемой смеси, а также для подключения датчиков, таких как датчики уровня топлива в баках, датчики давления и температуры.

Водитель может с помощью кнопки управления выбрать необходимое топливо. Если водитель хочет использовать дизельное топливо, клапан будет открыт только для дизельного топлива. Такой подход позволит сохранить максимальную мощность трактора, которая по расчетам снижается на 9...12 %. Для расчета возьмем трактор BELARUS-1523.4 с мощностью 155 л.с. Исходя из формулы 2, можно составить пропорцию $P_{\text{биодизель}}$ к $P_{\text{дизель}}$, с учетом, что время, масса подаваемого топлива и КПД двигателя не меняются:

$$\frac{P_{\text{биодизель}}}{P_{\text{дизель}}} = \frac{Q_{\text{биодизель}}}{Q_{\text{дизель}}}, \quad (2.8)$$

Подставим значения:

$$\frac{P_{\text{биодизель}}}{P_{\text{дизель}}} = \frac{38,5}{42,5} = 0,90588.$$

$$\Delta P = (1 - 0,90588) \times 100 = 9,4 \%$$

Получается, что для трактора BELARUS-1523.4 потеря мощности составит 14,59 л.с. или же 9,4 %.

Также система поддерживает информационные подсказки для водителя, которые помогут выбирать топливо в зависимости от ряда факторов, таких как:

- температура окружающей среды (например, при холодной погоде система может автоматически сообщить о необходимости использования дизельного топлива для лучшего старта),
- нагрузка на двигатель (при высоких нагрузках система может рекомендовать использовать биодизель для улучшения смазочных свойств),
- проблемы с качеством топлива (если датчик вязкости определяет, что биодизель не может эффективно сгореть, ECU может запретить использование дизеля).

Существенным недостатком такой системы является невозможность использование одного топливного бака или сразу двух под смесевое топливо.

2.2. Существующие способы адаптации топливных систем дизельных ДВС

Современные дизельные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) рассчитаны преимущественно на использование стандартного дизельного топлива, поэтому при переходе на альтернативные или смесевые виды топлива требуется адаптация топливных систем [46]. Существующие способы адаптации можно разделить на механические, электронные и комбинированные.

Механические способы включают в себя регулировку характеристик топливной аппаратуры. В частности, изменяется угол опережения впрыска, корректируется давление впрыска, а также производится подбор форсунок с изменённым профилем распылителя [48]. Дополнительно используются устройства для подогрева топлива перед впрыском, что позволяет снизить вязкость биодизельных смесей и обеспечить более равномерное распыление. Подобные меры достаточно просты в реализации, однако они требуют точной настройки и не всегда обеспечивают оптимальный результат при изменении состава топлива.

Электронные способы основаны на использовании систем управления двигателем (ECU), которые позволяют изменять параметры подачи топлива в зависимости от сигналов датчиков. В современных системах возможна корректировка цикловой подачи, длительности импульса впрыска и угла опережения в режиме реального времени [49]. В ряде случаев применяются датчики кислорода и давления в цилиндре, по показаниям которых осуществляется автоматическая коррекция топливоподачи [50]. Однако существенным недостатком таких систем является отсутствие датчиков, способных напрямую определять процентное содержание биодизеля в смеси, что ограничивает точность регулирования [51].

Комбинированные способы включают использование двухтопливных систем, в которых двигатель может работать как на дизеле, так и на биодизеле,

с автоматическим переключением между ними. Такие системы обеспечивают более широкую гибкость в эксплуатации, однако они требуют усложнения конструкции, увеличения количества компонентов и дополнительных затрат на обслуживание.

Важным направлением является разработка интеллектуальных алгоритмов управления, основанных на прогнозировании характеристик смесового топлива и применении заранее установленных калибровочных карт для различных режимов работы двигателя. Такой подход позволяет минимизировать риски, связанные с изменением свойств топлива, но пока остаётся недостаточно изученным.

Таким образом, существующие способы адаптации топливных систем дизельных ДВС позволяют в определённой степени компенсировать различия между дизельным топливом и биодизелем, однако они не обеспечивают полной универсальности. Главной проблемой остаётся невозможность точного определения состава смеси в реальном времени, что делает актуальной разработку новых методов адаптивного управления.

2.3. Ограничения существующих решений при неизвестной структуре смеси

Несмотря на развитие технологий адаптации топливных систем дизельных двигателей, существующие решения обладают рядом ограничений, особенно в условиях, когда точный состав смесового топлива в баке неизвестен. В реальной эксплуатации невозможно заранее предсказать, какая доля дизельного топлива и биодизеля окажется в системе после заправки, так как всегда остаётся часть предыдущего топлива.

Механические способы адаптации, такие как изменение угла опережения впрыска или установка форсунок с другими характеристиками, основаны на фиксированных настройках. Они не способны автоматически учитывать изменение свойств топлива при переходе от дизеля к биодизелю

или к их смеси. В результате двигатель может работать с отклонениями в цикловой подаче, что приводит к снижению мощности и росту расхода топлива.

Электронные системы управления (ECU), несмотря на наличие адаптивных алгоритмов, также имеют ограничения. Они опираются на косвенные параметры – температуру, давление, состав выхлопных газов, но не обладают датчиками, которые напрямую определяют процентное содержание биодизеля в смеси [52]. Это означает, что регулировка топливоподачи осуществляется по усреднённым характеристикам, что снижает точность и может приводить к ошибкам в управлении.

Кроме того, при резкой смене состава топлива (например, при заправке чистым биодизелем после работы на дизеле) возникает проблема несоответствия установленных параметров системы фактическим свойствам топлива [53]. В таких случаях двигатель может демонстрировать провалы мощности, увеличение дымности и даже затруднённый запуск.

Таким образом, существующие решения не обеспечивают универсальной адаптации дизельного двигателя к смесевому топливу при неизвестной структуре смеси. Основным ограничением остаётся невозможность оперативного определения энергетических характеристик топлива, что делает необходимой разработку математических моделей и алгоритмов прогнозирования, позволяющих учитывать остатки топлива в баке и корректировать режимы работы двигателя в реальном времени.

2.4. Оценка теплоты сгорания смесей

Для оценки энергетических характеристик смесей дизельного топлива и биодизеля может быть использована формула 2.1, предложенная Д. И. Менделеевым, для расчёта низшей теплоты сгорания (Q_n). Формула позволяет связать химический состав топлива с его энергетическим потенциалом. Для дизельного топлива характерны высокое удельное содержание углерода и

водорода при низкой доле кислорода, в то время как биодизель содержит меньше углерода, но больше кислорода, что снижает его теплоту сгорания по сравнению с дизелем [54].

Для усреднённых составов можно принять следующие данные:

- дизельное топливо: $C = 86 \%$, $H = 13 \%$, $O = 0,5 \%$, $S = 0,5 \%$, $N \approx 0 \%$;
- биодизель (B100): $C = 77 \%$, $H = 12 \%$, $O = 11 \%$, $S \approx 0 \%$, $N \approx 0 \%$.

Подставляя значения в формулу Менделеева, получаем:

– для дизеля: $Q_H \approx 81 \cdot 86 + 300 \cdot 13 + 26 \cdot (0,5 - 0,5) + 15 \cdot 0 = 6966 + 3900 \approx 10\,866$ ккал/кг;

– для биодизеля: $Q_H \approx 81 \cdot 77 + 300 \cdot 12 + 26 \cdot (11 - 0) \approx 6237 + 3600 + 286 \approx 10\,123$ ккал/кг.

Таким образом, теплота сгорания биодизеля на $\sim 7 \%$ ниже по сравнению с дизельным топливом. Это объясняет снижение мощности двигателя при его работе на чистом биодизеле.

Для смесей дизельного топлива и биодизеля (например, B20, B50, B80) теплоту сгорания можно рассчитать, как взвешенное значение по доле компонентов. Пример расчётов приведён в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Оценка теплоты сгорания смесей дизельного топлива и биодизеля

Смесь	Состав (доля дизеля/биодизеля)	Q_H , ккал/кг
B0 (Дизель)	100/0	10866
B20	80/20	10717
B50	50/50	10494
B80	20/80	10272
B100 (Биодизель)	0/100	10123

Соответственно наибольший недостаток энергии существенно заметен на 100% биодизеле.

2.5. Проблема управления подачей топлива и впрыском в условиях неопределённости

В реальных условиях эксплуатации дизельной техники состав топлива в баке редко остаётся постоянным. После каждой заправки в системе сохраняется часть предыдущего топлива, что формирует смеси различного состава. Проблема заключается в том, что состав таких смесей невозможно оперативно определить существующими средствами контроля. В результате система управления подачей топлива и впрыском оказывается в условиях неопределённости [55].

С практической точки зрения это означает, что электронный блок управления может работать только по заранее заданным стратегиям – так называемым «дизельным» и «биодизельным» режимам. Промежуточного варианта, учитывающего произвольную долю компонентов, в большинстве существующих систем не предусмотрено. Включение того или иного режима осуществляется по условию, что остаточная доля предыдущего топлива в баке снижается ниже определённого порогового значения (например, 5 %). Такой критерий можно назвать математическим критерием пренебрежимости остаточного топлива.

Неверный выбор момента переключения режима работы двигателя влечёт за собой существенные эксплуатационные последствия. Если переход на «биодизельный» режим осуществляется преждевременно, при значительной доле дизеля в смеси, двигатель будет работать с избыточной цикловой подачей топлива, что приведёт к увеличению расхода, дымности и вероятности нагарообразования. Если же сохраняется «дизельный» режим при высокой концентрации биодизеля, возникает недобор мощности, снижение крутящего момента и ухудшение устойчивости работы на переходных режимах.

Наиболее чувствительными параметрами к изменению состава смеси являются цикловая подача топлива и угол опережения впрыска. Биодизель,

обладая более высокой вязкостью и меньшей теплотой сгорания, требует увеличения подачи топлива примерно на 8...12 % для сохранения одинаковой мощности. Кроме того, различие во времени воспламенения топлив (биодизель загорается быстрее из-за высокого цетанового числа) требует корректировки угла опережения впрыска. В условиях неопределённости состава такие корректировки осуществляются лишь по усреднённым значениям, что не позволяет достичь оптимального режима сгорания.

Пример: при переходе с дизельного топлива на смесь B50 (50 % биодизеля и 50 % дизеля) система, работающая в «дизельном» режиме, обеспечивает подачу топлива, рассчитанную на большее теплотворное значение, чем реально имеет смесь. Это приводит к падению мощности примерно на 5...6 %. Если же двигатель остаётся в «биодизельном» режиме при фактическом содержании только 20 % биодизеля (B20), возникает перерасход топлива и неэкономичный режим работы. Оба случая показывают важность точного определения момента переключения.

Таким образом, основное ограничение современных систем управления в условиях неопределённого состава топлива заключается в отсутствии промежуточного адаптивного сценария. Для решения этой проблемы необходимо использовать математические модели перехода, которые позволяют прогнозировать изменение состава смеси в баке в зависимости от количества заправок и остатка топлива. Реализация таких моделей в алгоритмах ECU позволит снизить ошибки управления, обеспечить стабильную подачу топлива и оптимизировать угол опережения впрыска, минимизируя потери мощности и перерасход топлива.

Выводы по второй главе

Определение правильного количества топлива для поддержания заданной мощности при использовании смесей топлива требует учета множества факторов, начиная от теплотворной способности топлива и

заканчивая эффективностью работы двигателя. Применение расчетов и практических рекомендаций поможет оптимизировать работу дизельной системы и избежать проблем с производительностью. Например, снижение мощности при переходе с дизеля на биодизель будет связано с меньшей энергетической плотностью биодизеля. Чтобы сохранить мощность на том же уровне, нужно увеличить расход топлива (например, на 10...13 %). При этом исследования показали, что объемную подачу нужно увеличить на 9,4 %, а массовую на 13 %.

Особое внимание уделено применению формулы Д. И. Менделеева для оценки теплоты сгорания смесей. Проведённые расчёты подтвердили, что по мере увеличения доли биодизеля снижается удельная теплота сгорания топлива, что приводит к падению мощности двигателя и требует увеличения подачи топлива.

Современные тракторы используют разнообразные системы управления топливом и адаптации к изменениям состава топлива. Эти системы, включая ECU, Common Rail, адаптивные системы впрыска и датчики состава топлива, позволяют трактору работать с различными типами топлива, включая смеси с биодизелем, без потери мощности и эффективности. Главным недостатком таких систем является невозможность определения состава топлива в баке при использовании одного бака. При этом критически важным становится вопрос о том, в какой момент остаточным топливом можно пренебречь. Отсутствие промежуточных адаптивных режимов приводит к рискам перерасхода топлива, снижению мощности, повышенной дымности и нестабильной работе двигателя.

Таким образом, анализ показал, что для эффективного использования смесевое топлива необходимы новые подходы к адаптации топливных систем. Они должны включать разработку математических моделей перехода между видами топлива и использование критериев «пренебрежимости» остаточного топлива, что позволит повысить точность управления, снизить эксплуатационные риски и обеспечить устойчивую работу дизельных

двигателей на смесях. Предлагаемая адаптивная система позволяет трактору работать на различных типах топлива с возможностью выбора смеси дизеля и биодизеля в реальном времени. Она может быть адаптирована как для ручного управления водителем, так и для автоматического контроля, что делает ее универсальной для различных условий эксплуатации.

Глава 3. Разработка математической модели переходного режима

3.1. Модель вытеснения остаточного топлива

В Концепции развития аграрной науки и научного обеспечения агропромышленного комплекса Российской Федерации на период до 2025 г. (утв. приказом Минсельхоза России от 25 июня 2007 г. № 342) отмечено, что одним из приоритетных направлений развития аграрной науки и научного обеспечения АПК России в области механизации, электрификации и автоматизации является разработка оборудования с использованием возобновляемых источников энергии, в том числе биотоплива [56]. Согласно исследованиям, все чаще наблюдается тенденция использования альтернативных видов топлива. Ведущие государства Евросоюза, а также США, Канада, Бразилия, Австралия активно развивают программы по получению и использованию биотоплива из растительного сырья. Согласно директиве ЕС от 2010 года, содержание биотоплива в нефтепродуктах должно составлять не менее 5 %. До 2030 года Европейской союз планирует обеспечить 25 % своих потребностей топливом для дорожного транспорта за счет чистых и эффективных видов биологического топлива [57]. С увеличением концентрации биодизеля, в смеси с дизельным топливом КПД двигателя снижается, но при этом уменьшается дымность, несколько увеличивается уровень выброса оксидов азота [58]. Для уменьшения уровня вредных примесей, можно осуществить регулировку по углу опережения впрыскивания топлива [59]. В предыдущих работах рассматривалась возможность использования двух топливных баков для дизельного и биодизельного топлива. Такая потребность возникает из-за того, что не на всех заправочных станциях есть биодизельное топливо. Однако такой подход требует модификации топливной системы – добавление нового бака, установку центрального насоса и т.д. Поэтому целесообразнее использовать один бак под разные типы топлива. Проблемам использования смесевых

биотоплив в транспортных дизелях посвящен ряд исследований, проведенных в МГТУ имени Н. Э. Баумана и МГАУ имени В. П. Горячкина [60], Российском университете дружбы народов (РУДН) [61, 62], ФГБОУ ВО «МАДИ» [63], ФГБНУ ФНАЦ ВИМ [64, 65], НЛП «Агродизель» [66], НТУ «Харьковский политехнический институт» [67]. Вместе с тем, недостаточно изученными являются вопросы об использовании одного топливного бака под многократное изменение смеси.

Уже известно, что продолжительность горения топлива является основным показателем, который изменяется при переводе двигателя на работу на смеси ДТ и БТ [68]. То есть, чтобы использовать один топливный бак и не ухудшить характеристики дизельного двигателя, нужно контролировать выделяемую энергию значит управлять подачей топлива. Из многочисленных исследований ясно, что наибольшая теплота сгорания у дизеля, поэтому при переходе с одного топлива на другое рекомендуется перевести топливную систему в режим «Дизель». Если допустить, что в баке действительно оказалось дизельное топливо, то потеря мощности будет в принципе отсутствовать. Если окажется, что неизвестное топливо – биодизель, то мы потеряем ~9,4 % мощности от этого топлива. Рассмотрим другую ситуацию, что неизвестное топливо – дизельное, а топливная система работает в режиме «Биодизель». В таком случае, двигатель будет работать с перегрузкой в ~9,4 % на неизвестном топливе, что приведет к ухудшению экологии (не все топливо будет догорать), к перегреву двигателя и в результате срок эксплуатации двигателя будет снижен [69]. Так как лучше пренебречь потерей мощности, чем сократить срок эксплуатации двигателя, то неизвестное нефтяное топливо лучше принять за дизельное.

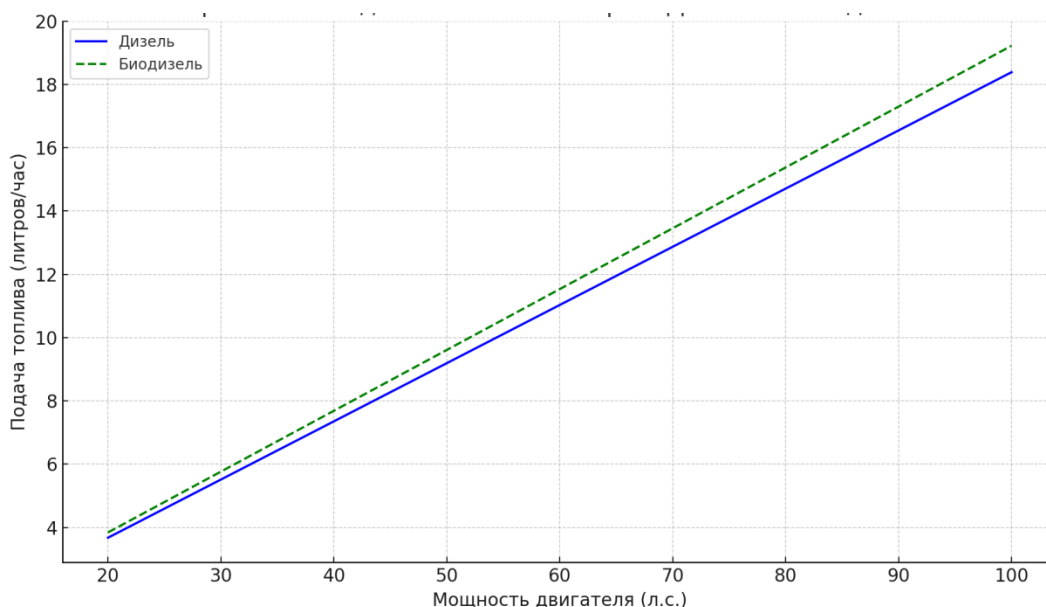


Рисунок 3.1 – График сравнение подачи топлива дизеля и биодизеля в литрах

На рисунке 3.1 отображено как будет меняться подача в зависимости от выбранного топлива (режима). Биодизель (зелёная пунктирная линия) требует немного большего объёма по сравнению с обычным дизелем (синяя линия) при одинаковой мощности двигателя. Это связано с меньшей теплотворной способностью и чуть большей плотностью биотоплива.

Далее рассмотрим процесс постепенного перехода от неизвестного нефтяного топлива, которое по химическим характеристикам будем считать, что соответствует дизелю, к известному нам биодизелю. Предположим, что на первой заправке бак трактора был заполнен биодизелем, но в нем осталась небольшая доля старого дизельного топлива, составляющая 10 % от общего объема. После каждой последующей заправки происходит смешивание старого топлива с новым биодизелем, и доля старого топлива постепенно уменьшается.

Если после n -й заправки доля старого топлива в баке обозначается как S_n , то можно представить процесс изменения этой доли как процесс геометрической прогрессии. Начальная доля старого топлива в баке, S_0 , равна 10 %. После первой заправки старое топливо смешивается с биодизелем, и

доля старого топлива в новом топливе составит 10 % от 10 %, то есть 1 %. После второй заправки доля старого топлива составит 0,1 %, и так далее.

Каждый этап можно выразить следующей формулой:

$$S_n = S_0 \times 0,1^n, \quad (3.1)$$

где: S_n – доля неизвестного топлива после n -й заправки,

$S_0 = 10 \%$ – начальная доля неизвестного топлива,

n – количество заправок.

Задача сводится к тому, что необходимо определить количество заправок, после которых доля старого топлива в баке станет настолько малой, что его можно будет считать пренебрежимо малым. Для этого введём пороговое значение доли старого топлива $S_{\text{порог}}$, ниже которого старое топливо будет считаться незначительным. В качестве примера можно взять пороговое значение 0,1 %, что соответствует 0,001 от общего объема топлив в баке. Такое значение составляет меньше допустимой погрешности расчета теплотворной способности, которая в лабораторных условиях составляет 0,2 %. Следовательно, 0,1 % топлива можно пренебречь при расчете массы подаваемого топлива и считать, что в системе залит чистый дизель (B100).

Для того, чтобы найти, через сколько заправок старое топливо станет пренебрежимо малым, нужно решить неравенство:

$$S_n < S_{\text{порог}}. \quad (3.2)$$

Подставим выражение для S_n

$$S_0 \times 0,1^n < S_{\text{порог}}. \quad (3.3)$$

Теперь подставим конкретные значения:

$$10 \% \times (0,1)^n < 0,1 \ \%.$$

Преобразуем неравенство:

$$(0,1)^n < \frac{0,1}{10} = 0,01.$$

Чтобы решить это неравенство, примем логарифм по основанию 10 с обеих сторон:

$$n \log 0,1 < \log 0,01.$$

Далее получаем:

$$n > \frac{\log 0,01}{\log 0,1} = \frac{-2}{-1} = 2.$$

Таким образом, после 2 заправок доля старого топлива в баке станет меньше 0,1 %, и старое топливо можно будет считать пренебрежимо малым.

Данная математическая модель также может быть использована для расчета с использованием других смесей, например, рапсовое или пальмовое масло. Использование пальмового масла в качестве топлива для дизелей позволяет не только обеспечить частичное замещение нефтяных моторных топлив альтернативными биотопливами, получаемыми из возобновляемых источников энергии, и утилизацию растительных масел, не пригодных к пищевому использованию, но и улучшить показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя [70]. При заправке чистого дизеля, водитель в определенное время может добавить в дизель рапсовое масло и переключить режим работы на «РМ» [71]. В таком случае, потребуется рассчитать через сколько заправок чистым дизелем, можно будет пренебречь добавкой из рапсового масла.

Теперь рассчитаем количество подачи смесового топлива в случае, если мы пренебрегаем 10 % топлива. При условии, что система работает в режиме «Дизель», в бак залили 90 % дизельного топлива и 10 % составило биодизельное топливо:

$$0,9 \times 1 + 0,1 \times 0,9 = 0,9 + 0,09 = 0,99.$$

При условии, что система работает в режиме «Биодизель», в бак залили 90 % биодизельного топлива и 10 % было дизельного топлива:

$$0,9 \times 0,1 + 0,1 \times 1,21 = 0,9 + 0,121 = 1,021.$$

Если не откорректировать систему, то двигатель при 10 % биодизеля будет получать примерно на 0,9 % меньше энергии в режиме «Дизель», чем нужно для сохранения мощности. Если система работает в режиме «Биодизель» и в баке 10 % дизеля, то фактическая мощность вырастет примерно на 2,1 %. Это связано с тем, что подача дизеля будет увеличена на

10 % в режиме «Биодизель», при этом теплотворная способность дизеля выше 10 %, отсюда получаем, что общее влияние будет $1,1 \times 1,1$, то есть 1,21. Таким образом, всегда выгоднее считать, что неизвестное топливо – дизельное, даже с учетом влияния на подачу.

Однако на практике не всегда удастся по максимум сжечь топливо перед заправкой. По формуле 2 можно понять, что уже при 20 % неизвестного топлива, потребуется минимум 3 заправки. Поэтому рассчитаем допустимую погрешность подачи топлива. Например, для двигателя Д-245 допустимое отклонение по мощности составляет ± 2 кВт [72]. Значит отклонение подачи будет равно:

$$Q_i = \frac{N_e}{\eta_e}, \quad (3.4)$$

где N_e – допустимое отклонение мощности, η_e – КПД двигателя

Подставим значения:

$$\frac{0,02}{0,4} = 0,05.$$

Отсюда получаем, что, если в баке менее 5 % неизвестного нефтяного топлива, то его влиянием на подачу можно пренебречь.

Рассмотрим алгоритм подачи смесового топлива, когда в баке 50 % неизвестного нефтяного топлива, соответственно заправки будут осуществляться при пустом баке наполовину. При заправке бак будет состоять из 50 % известного биодизельного топлива и 50 % неизвестного топлива.

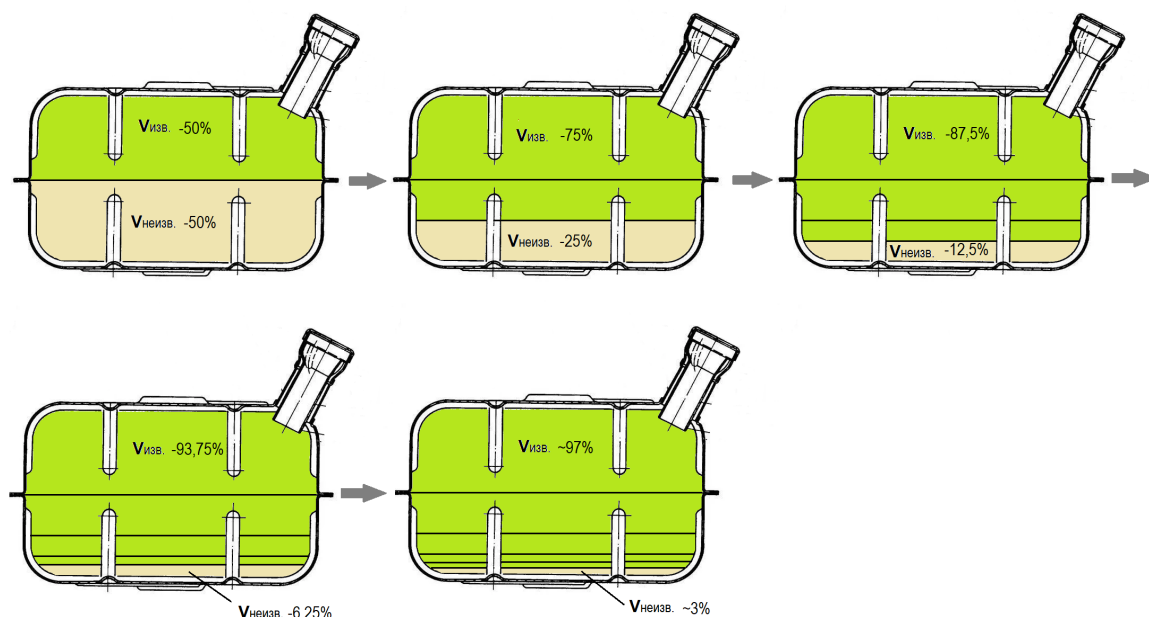


Рисунок 3.2 – Изменение топлива в баке

Из рисунка 3.2 видно, что потребуется 4 заправки, чтобы доля неизвестного топлива составила менее 5 %, с учетом того, что бак будет заправлять на 50 %.

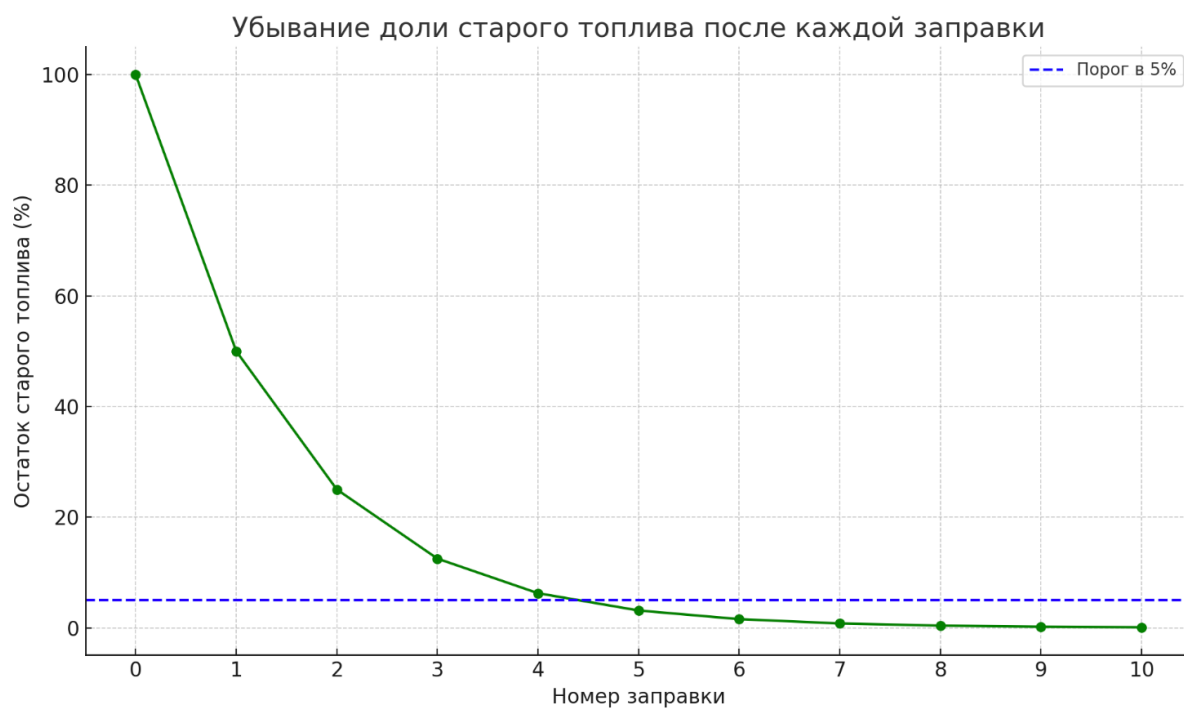


Рисунок 3.3 – График изменения доли старого топлива

На рисунке 3.3 отображено как экспоненциально убывает неизвестное топлива.

Математическая модель перехода от дизельного к биодизельному топливу базируется на предположении, что при каждой полной заправке бак полностью заполняется, а топливо равномерно перемешивается. Начальная доля старого топлива обозначается как x_0 . При каждой заправке сохраняется часть топлива, пропорциональная r . Таким образом, после n заправок доля старого топлива составит $x_n = x_0 \times r^n$. Для примера: если в баке 24 % старого топлива, а допустимый порог – 5 %, и на каждой заправке остаётся 30 %, то нужно не менее 2...3 заправок, чтобы остаток стал незначителен.

Модель позволяет определить, после какого количества заправок доля предыдущего топлива становится ниже порогового значения и не оказывает существенного влияния на работу двигателя. Это позволяет упростить управление и исключить необходимость непрерывного мониторинга состава смеси. Такой подход особенно актуален для сельскохозяйственной техники, работающей в условиях ограниченного контроля.

3.2. Цикловая подача топлива и углы опережения для дизельного и биодизельного режимов

Так как невозможно в реальном времени точно определить состав топлива, необходимо заранее задать два режима: дизельный и биодизельный. Для каждого режима определяется своя цикловая подача и угол опережения впрыска. На этапе перехода используется математическая модель, чтобы оценить, когда остатка старого топлива можно не учитывать и переключить режим.

Для учёта различий в теплотворной способности при использовании биодизеля вводится корректирующий коэффициент:

$$K = \frac{Q_{\text{диз}}}{Q_{\text{био}}} = \frac{42,5}{37,5} \approx 1,133.$$

Таким образом, цикловая подача для биодизеля рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{цикл}_{\text{био}}} = Q_{\text{цикл}_{\text{диз}}} \times K \quad (3.5)$$

Таблица 3.1 – Управляющие параметры для различных режимов работы двигателя

Режим работы	Частота вращения (об/мин)	Нагрузка (%)	Цикловая подача (дизель), мм ³ /цикл	Корр. коэффициент для биодизеля	Цикловая подача (биодизель), мм ³ /цикл
Холостой ход	800	0...5	10	1,133	11,33
Частичная нагрузка	1500	30...50	25	1,133	28,33
Средняя нагрузка	2000	50...70	40	1,133	45,33
Высокая нагрузка	2500	70...90	60	1,133	67,98
Полная нагрузка	3000	100	80	1,133	90,64

В таблице 3.1 представлены оптимальные параметры подачи в зависимости от нагрузки (момента). Таким образом, на основе полученных данных, можно построить ПО, которое будет вычислять подачу с учетом смеси в топливном баке.

При переходе от нефтяного дизельного топлива (ДТ) к биодизелю (или их смесям) фиксированная калибровка по углу опережения впрыска (УОВ, SOI) часто остаётся неизменной. Возникает практический вопрос: насколько именно УОВ влияет на потерю мощности по сравнению с главным фактором – сниженной низшей теплотой сгорания биодизеля? Ниже показано, что для типичных отклонений УОВ вблизи заводского значения влияние на тормозную мощность/эффективность ограничивается единицами процентов, тогда как первичный вклад в изменение тяги задаётся энергетикой топлива и дозировкой. Это даёт основание принимать угол постоянным в рамках

принятой стратегии, а адаптацию выполнять дозой топлива. Поэтому в качестве концепции использовались данные из таблицы 3.4.

Для классического дизеля с непосредственным впрыском малые сдвиги SOI (порядка $\pm 3...5^\circ$ угла КВ вокруг штатного) смещают фазу самовоспламенения и тепловыделения, влияя на максимальное давление и индикаторную эффективность. Однако при работе на биодизеле индукционный период короче (как следствие, выше цетановое число), и «фактическое начало горения» смещается к ВМТ даже при неизменном SOI [73]. В результате часть «углового эффекта» самокомпенсируется химической реактивностью топлива, а главной причиной падения развиваемой мощности при неизменной дозе остаётся меньшая теплотворная способность и отличающаяся плотность, требующие большего массового (и объёмного) расхода для сохранения того же эквивалентного теплоподвода. К тому же, можно следить за работой двигателя, в части за его вибрациями и цветом отработавших газов. Если «тряска» двигателя не увеличится и цвет отработавших газов не изменится, то и корректировать угол нет необходимости [74].

Современные исследования на дизелях с ДТ/FAME и их смесями согласуются в том, что оптимальный УОВ для смесей может отличаться на несколько градусов, но изменение эффективной мощности/БТЭ при подстройке УОВ обычно ограничено несколькими процентами, тогда как прирост удельного расхода из-за меньшей теплотворностью у биодизеля – величина большего порядка (особенно для B50-B100). А как рассчитывалось выше, допустимая погрешность составляет $\sim 5\%$ по информации от завода-изготовителя. То есть, влияние УОВ не превышает допустимую погрешность мощности двигателя.

В работе Nguyen Tuan Nghia показано, что при варьировании УОВ на 2200 об/мин и частичных нагрузках кривая мощности меняется умеренно по сравнению с влиянием доли биодизеля, тогда как удельный расход топлива закономерно растёт с ростом доли биодизеля [75]. Оптимум по углу

существует, но улучшение момента мало относительно эффекта от подачи. В ряде экспериментальных работ отдельно отмечено, что тормозная мощность «мало чувствительна» к изменению УОВ в разумных пределах и «остаётся почти неизменной».

3.3. Влияние вязкости и температуры топлива на подачу и УОВ

Вязкость смеси дизельного топлива и биодизеля можно рассматривать как функцию двух переменных: температуры T и процентного состава компонентов смеси [76]. Математическая модель для расчета вязкости смеси состоит из двух основных этапов: интерполяции по температуре и расчет вязкости на основе процентного состава. В ходе анализа экспериментальных данных, подтвердилась зависимость вязкости от температуры и состава смеси. Например, при увеличении температуры – вязкость понижается. А при разбавлении дизеля биотопливом – вязкость повышается. Таким образом важно ввести поправочный коэффициент при расчете параметров подачи топлива (цикловая подача, угол опережения впрыска), который будет зависеть от вязкости смеси.

При высокой вязкости: топливо, имеющее более высокую вязкость, будет медленно поступать через форсунки, что замедляет процесс впрыска. Это может привести к тому, что топливо будет попадать в камеру сгорания позже, чем требуется для оптимального сгорания. В результате двигатель может потерять в мощности и эффективности. Чтобы компенсировать это, угол опережения впрыска может быть увеличен (перенос впрыска на более раннюю фазу), чтобы дать топливу больше времени на сгорание.

При низкой вязкости: топливо с более низкой вязкостью может быть впрыскиваемо быстрее, что может потребовать уменьшения угла опережения впрыска, чтобы избежать преждевременного сгорания. В противном случае топливо может начать сгорать слишком рано, что приведет к повышенному

давлению и температуре в камере сгорания, что в свою очередь может повредить двигатель.

Для построение математической модели были проведены лабораторные исследования на кафедре тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО РГАУ – МСХА имени К. А. Тимирязева. При разных температурах измерялась вязкость и плотность топливной смеси. В таблицах 3.2 и 3.3 приведены данные результатов исследования. На рисунках 3.4 и 3.5 отображены проводимые замеры плотности и вязкости.

Таблица 3.2 – Результаты лабораторных исследований по плотности топлив

Плотность					
Температура $T, ^\circ\text{C}$	дизель	дизель-75, биодизель- 25	дизель-50, биодизель- 50	дизель-25, биодизель- 75	биодизель
10	0,836	0,861	0,867	0,889	0,901
20	0,830	0,854	0,862	0,883	0,895
50	0,809	0,831	0,839	0,861	0,879
80	0,788	0,812	0,832	0,850	0,870

Таблица 3.3 – Результаты лабораторных исследований по вязкости топлив

Кинематическая вязкость					
Температура $T, ^\circ\text{C}$	дизель	дизель-75, бтиодизель- 25	дизель-50, биодизель- 50	дизель-25, биодизель- 75	биодизель
10	5,38869617	6,97630662	10,9448097	16,9992688	26,5954495
20	4,65777108	5,34994145	7,45005800	9,69716874	14,2793296
50	2,76452410	3,22960289	4,26507747	5,41777003	7,52406143
80	1,98673858	2,55757389	3,26412260	3,94676471	5,32500000

Кинематическая вязкость рассчитывалась как отношение динамической вязкости к плотности.



Рисунок 3.4 – Измерение плотности смеси при 20 °С:
а – чистый биодизель; б – смесь 50/50



Рисунок 3.5 – Лабораторный стенд для снятия показаний вязкости топлива

Для контроля температуры использовался кухонный термометр, так как он имеет наибольшую точность, погрешность составляет всего $\pm 0,5$ °С

Вязкость смеси дизельного топлива и биодизеля также зависит от процентного содержания каждого компонента [77]. Вязкость смеси рассчитывается как взвешенное среднее вязкости чистого дизеля и чистого биодизеля, с учетом их процентного содержания в смеси. Это выражается следующей формулой:

$$\mu_{mix} = \frac{P_{dis}}{100} \times \mu_{dis} + \frac{P_{bio}}{100} \times \mu_{bio}, \quad (3.6)$$

где μ_{mix} – вязкость смеси,

P_{dis} и P_{bio} – процентное содержание дизеля и биодизеля в смеси,

μ_{dis} и μ_{bio} – вязкости чистого дизельного топлива и биодизеля

Для определения вязкости смеси при произвольной температуре T в пределах диапазона от 0 до 80°C, используется линейная интерполяция между ближайшими температурными точками. Экспериментальные данные для вязкости были получены при температурах 10°C, 20°C, 50°C и 80°C. Формула для линейной интерполяции выглядит следующим образом:

$$\mu(T) = \mu_1 + \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} \times (\mu_2 - \mu_1), \quad (3.7)$$

где $\mu(T)$ – вязкость смеси при температуре T ,

μ_2 и μ_1 – вязкости смеси при температуре T_1 и T_2 ,

T_2 и T_1 – ближайшие температурные точки, между которыми происходит интерполяция μ_2 и μ_1 .

Полученные данные необходимо оцифровать и построить математическую модель, которая будет рассчитывать вязкость смеси в зависимости от ее процентного соотношения. Для расчета вязкости смеси топлива при произвольной температуре и составе, необходимо применить линейную интерполяцию для температур и взвешенную среднюю для составов:

$$\mu(T, P_{dis}, P_{bio}) = \frac{P_{dis}}{100} \times \mu_{dis}(T) + \frac{P_{bio}}{100} \times \mu_{bio}(T), \quad (3.8)$$

$\mu_{dis}(T)$ и $\mu_{bio}(T)$ – вязкости для чистого дизеля и биодизеля при температуре T , вычисленные с помощью линейной интерполяции.

По данной формуле можно произвести расчет вязкости смеси. Например, для расчета вязкости смеси при температуре 20°C и процентном составе 50 % дизеля и 50 % биодизеля, используем следующие экспериментальные данные:

- вязкость дизеля при 20°C:
- вязкость биодизеля при 20°C:

Вычисляем вязкость смеси:

$$\mu_{mix} = \frac{50}{100} \times 4,65 + \frac{50}{100} \times 14,27 \approx 9,46 \text{ (мм}^2\text{/с)}$$

Визуализация результатов расчетов вязкости смеси дизеля и биодизеля с учетом температуры и состава показала, что вязкость смеси линейно изменяется с увеличением процентного содержания биодизеля. Также было установлено, что при низких температурах вязкость смеси значительно возрастает, особенно при высоком содержании биодизеля. На рисунке 3.4 отображены результаты полученных экспериментов для 10, 20, 50, 80 градусов цельсия и с разным содержанием биотоплива.

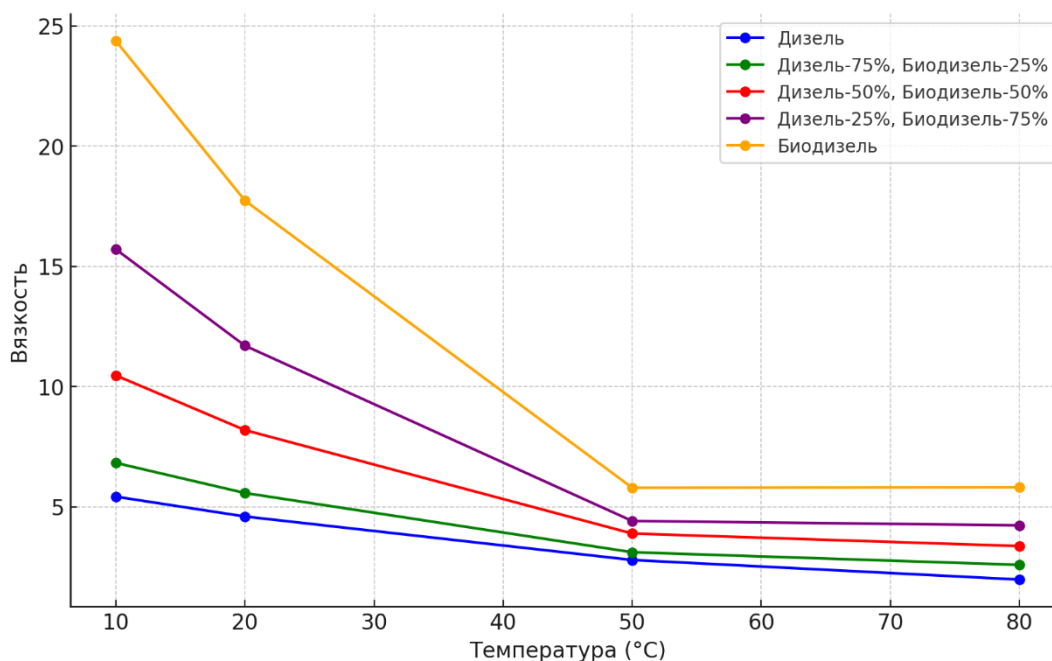


Рисунок 3.6 – Зависимость вязкости от температуры для различных составов топлива

Полученные данные использовались для реализации ПО, которое рассчитывает вязкость в зависимости от температуры и процентного содержания биотоплива. На рисунке 3.7 отображен графический интерфейс ПО.

Рисунок 3.7 – Графический интерфейс ПО для расчета вязкости

Полученные данные можно использовать для расчета параметров работы топливной системы, таких как цикловая подача и угол опережения впрыска, чтобы поддерживать максимальную мощность и сократить повышенный расход топлива в МТА. Для учета всех факторов (вязкости, угла опережения и цикловой подачи топлива) можно построить комбинированную модель, которая будет учитывать взаимодействие всех параметров:

$$Q = k \times \frac{P}{\mu(T, P_{dis}, P_{bio})}, \quad (3.9)$$

$$\theta = \theta_0 + \alpha \times \mu(T, P_{dis}, P_{bio}), \quad (3.10)$$

где: Q – цикловая подача,

θ – угол опережения впрыска,

$\mu(T, P_{dis}, P_{bio})$ – вязкость смеси, вычисляемая через интерполяцию по составу и температуре.

Таким образом, во время переходного процесса, возможно рассчитать оптимальные параметры подачи и УОВ.

3.4. Разработка автоматизированной системы

Цикловая подача топлива представляет собой объём впрыскиваемого топлива за один рабочий цикл двигателя. Этот параметр напрямую определяет количество подводимой энергии и, соответственно, мощность, развиваемую цилиндром. Расчёт цикловой подачи основывается на характеристиках топлива, режимах работы двигателя и требуемой мощности. В дизельных системах с прямым впрыском подача осуществляется через форсунки, управляемые либо механически, либо электронно, в зависимости от конструкции двигателя.

Основу для расчёта составляет базовая цикловая подача для дизельного топлива, полученная из эмпирических данных или заводских карт топливоподачи. Для различных режимов работы двигателя используются различные значения цикловой подачи, указанные в таблице 3.1.

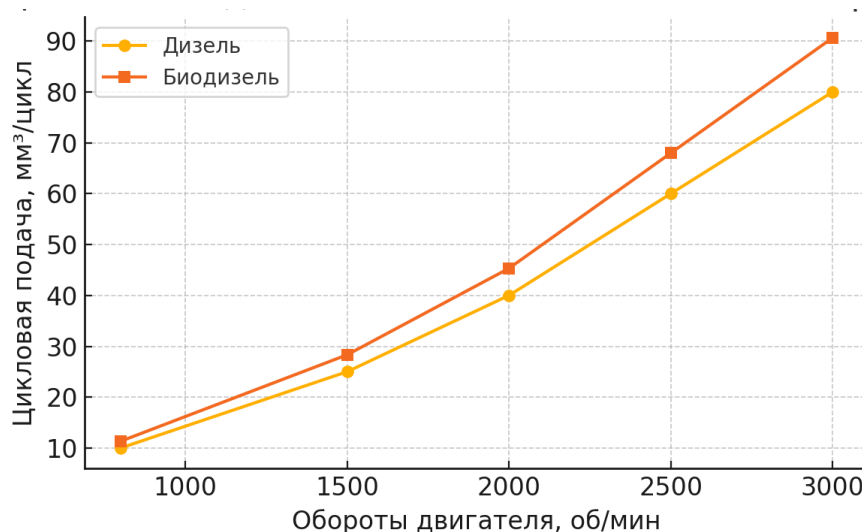


Рисунок 3.8 – Зависимость цикловой подачи от оборотов для дизеля и биодизеля

По полученным данным из таблицы можно построить график, по которому видно, что чем больше требуется мощность, тем сильнее влияние подачи.

Например, при режиме полной нагрузки (3000 об/мин, 100 % нагрузки) базовая подача составляет 80 мм³/цикл. При использовании биодизеля она увеличивается до: $80 \times 1,133 \approx 90,64$ мм³/цикл.

В программном обеспечении реализован алгоритм выбора режима работы по заданным оборотам двигателя и соответствующего расчёта цикловой подачи с учётом типа топлива.

Влияние топлива на УОВ обусловлено его характеристиками воспламенения. Биодизель, как правило, имеет более высокое цетановое число, но также и более медленное сгорание. Это требует более раннего впрыска по сравнению с дизельным топливом, особенно на высоких оборотах и нагрузках.

Расчёт угла опережения впрыска осуществляется на основе таблицы режимов, аналогичной используемой для цикловой подачи. Изменение УОВ отображено на рисунке 3.8. Для упрощения применяется поиск ближайшего режима по оборотам двигателя и выбор соответствующего значения УОВ.

Таблица 3.4 – Теоретическая зависимость УОВ от режима работы двигателя

Режим	Обороты (об/мин)	УОВ (дизель, ° до ВМТ)	УОВ (биодизель, ° до ВМТ)
Холостой ход	800	5	7
Частичная нагрузка	1500	10	12
Средняя нагрузка	2000	14	16
Высокая нагрузка	2500	16	18
Полная нагрузка	3000	18	20

Алгоритм реализован в программном обеспечении следующим образом:

1. Пользователь вводит текущие обороты двигателя;
2. Находится ближайший режим в таблице;
3. По типу топлива выбирается соответствующий УОВ.

Например, при 2700 об/мин и выборе биодизеля ближайший режим – 2500 об/мин, и УОВ составит 19° до ВМТ.

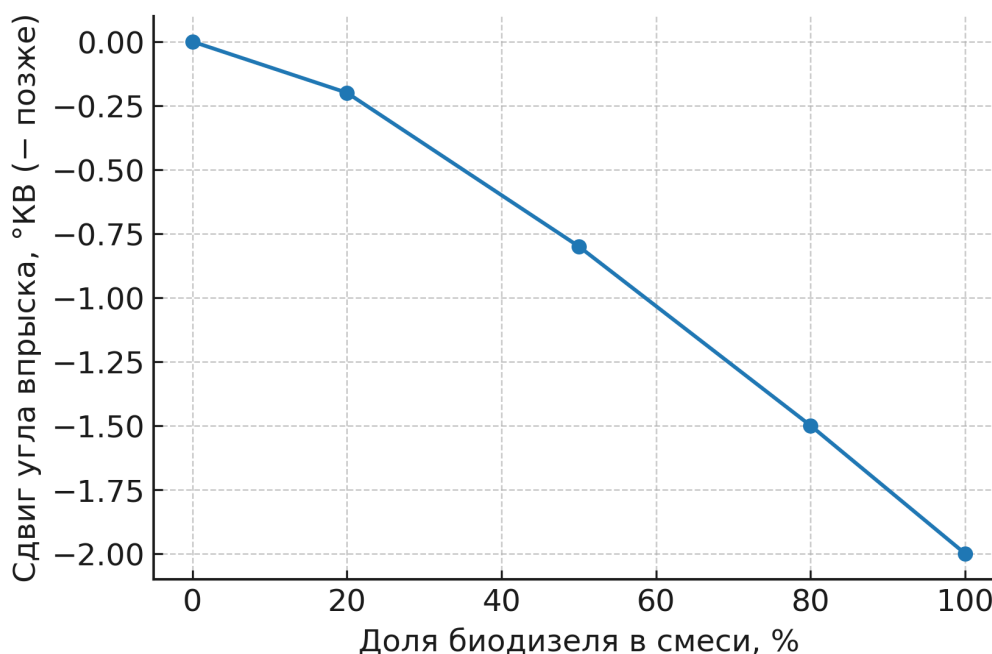


Рисунок 3.8 – Теоретическая корректировка угла опережения впрыска при переходе на биодизель

Целью программного обеспечения является реализация универсального инструмента для расчёта и визуализации параметров топливной системы дизельного двигателя с возможностью адаптации под разные виды топлива, в том числе биодизель. Программа написана на языке Java с использованием библиотеки Swing для построения пользовательского графического интерфейса (приложение 3). В расчётной части реализованы алгоритмы вычисления цикловой подачи топлива и угла опережения впрыска, а также определения количества заправок, необходимых для полного перехода на новое топливо.

Структурно программное обеспечение состоит из следующих модулей:

- Модуль ввода данных: обеспечивает выбор типа топлива (заправка), ввод текущих оборотов двигателя и начального объема топлива.
- Расчётный модуль: содержит алгоритмы для вычисления цикловой подачи, а также количество необходимых заправок для замещения.
- Графический модуль: визуализирует изменение доли старого топлива от числа заправок в виде линейного графика.

- Панель вывода результатов: отображает расчётные значения, рекомендации по режиму работы и сообщение о завершении перехода.

Алгоритмы реализованы в виде отдельных Java-классов с модульной структурой, что позволяет гибко расширять функциональность. Реализация расчёта цикловой подачи учитывает коррекцию по теплотворной способности топлива, а УОВ подбирается на основе таблицы режимов. Переход на новое топливо моделируется как последовательность заправок, при которых остаток старого топлива уменьшается в зависимости от условий заправки и смешения. Список возможного функционала и графический интерфейс указаны в приложениях 1, 2, 3.

3.4.1. Проектирование математической модели

Формула 3.11 отображает математическую модель, которая нужна для того, чтобы двигатель с одним общим баком устойчиво работал на любых смесях дизельного топлива и биодизеля без ручного переключения «режимов». В реальной эксплуатации состав в баке меняется от заправки к заправке, а оперативно измерять химические свойства топлива на машине практически невозможно; поэтому требуемую массовую подачу Q целесообразно рассчитывать по измеряемым режимным переменным – частоте вращения n и относительной нагрузке M – с учётом оценённой доли биодизеля S , получаемой из программного учёта заправок и расхода. Такой подход позволяет поддерживать тяговые показатели и экономичность при плавных переходах между чистым ДТ и В100 благодаря непрерывной зависимости от S [78].

$$Q = f(n, M, S) \quad (3.11)$$

Отдельно применяются мультипликативные поправки, учитывающие влияние температуры и вязкости на подачу, а также накладываются ограничения по механическому пределу топливной системы – максимально допустимому количеству топлива, которое может быть надёжно дозировано и

впрыснуто при данных оборотах и условиях без выхода исполнительных органов за кинематические и гидравлические возможности. Такая стратификация делает расчёт дешёвым для ЭБУ и совместимым с рамками стандартов качества топлива: для биодизельных эфиров – EN 14214 и ASTM D6751, в российских условиях – ГОСТ Р 52368-2005 и ТР ТС 013/2011, задающих допуски по составу, кислотному числу, содержанию воды и температурным свойствам [24].

Математическая модель может быть изменена под другой объём данных и требуемую точность. При ограниченных данных удобна квадратичная параметрическая аппроксимация в нормированных координатах: переменные центрируются и масштабируются относительно опорных точек плана, а зависимость задаётся полиномом второй степени с попарными взаимодействиями. Десяти коэффициентов достаточно, чтобы получить гладкую и вычислительно устойчивую модель. Если в данных проявляется выраженная нелинейность (например, на высоких нагрузках и больших долях S), предпочтительна табличная модель – трёхмерная карта с трилинейной интерполяцией [79].

Физическая правдоподобность трендов по S обеспечивается связью с удельной энергией топлива на единицу объёма. При росте доли биодизеля снижается энергия, приходящаяся на литр топлива (из-за меньшей низшей теплоты сгорания и иной плотности), поэтому для сохранения тяги требуется больший массовый расход. Это соотношение удобно использовать как априорный контроль монотонности при идентификации модели и при валидации карт: в одинаковых n и M массовая подача должна неубывающе расти с S .

Экспериментальная идентификация проводится как многофакторный план с варьированием n , M и S . Для регрессионной формы применяют центральные композиционные или дробные планы с повторами в центре для оценки дисперсии, а для табличной – формируют согласованную по гладкости сетку узлов. Отечественные исследования перевода дизелей на смеси

ДТ/биодизеля подтверждают, что при соблюдении требований к топливу и корректной дозировке удаётся удерживать мощностные показатели и топливную экономичность на приемлемом уровне.

Интеграция модели в контур управления построена последовательно. ЭБУ считывает обороты и запрос водителя, преобразует запрос в относительную нагрузку, получает текущую долю S из программного учёта заправок, вычисляет базовый расход по формуле 3.11, применяет температурно-вязкостные поправки и ограничение по механическому пределу. Результирующий массовый расход переводится в массу и объём на один впрыск для формирования команды исполнительному механизму (позиция рейки в механической системе либо время открытия форсунки в Common Rail). Угол опережения впрыска в рамках данной работы не моделируется.

Под механическим пределом понимается совокупность ограничений, которые не позволяют бесконечно увеличивать подачу на данном режиме: ход и конечная позиция рейки или корректирующего органа насоса, допустимый эффективный ход плунжера, геометрия дозирующей кромки, пропускная способность распылителя (эффективная площадь A_{eff} и динамика иглы), пределы создаваемого давления в плунжерной паре или в рампе, временное «окно» впрыска по углу поворота коленчатого вала и соответствующее максимальное время открытия форсунки, которое должно уместиться в окно при текущих оборотах, ограничения по кавитации и гидроудару в форсунке и трубопроводах, возрастающие с ростом расхода и вязкости топлива. В механическом ТНВД максимальный расход задаётся конечной позицией рейки и профилем распределительного/рядного кулачка: при достижении упора дальнейший прирост команды не приводит к росту дозы. В электронно-управляемых системах Common Rail дополнительным ограничением служит время, доступное на впрыск в пределах допустимого углового интервала [80]. При больших n и повышенной вязкости смеси требуемая команда по длительности открытия может выйти за пределы «окна», и тогда фактическая

доза ограничивается временем, соответствующим верхней границе окна. Практически этот предел реализуется как калибровочная функция, зависящая от оборотов и температуры/вязкости топлива. Она отсекает недостижимые точки дозирования и защищает аппарат от режимов, где исполнительные органы работают в насыщении или в условиях неблагоприятной гидравлики [81].

Еще в программной части важно правильно связать два разных способа подсчета подачи топлива: суммарный массовый расход, который модель принимает в кг/ч, и цикловую подачу форсунки, которой оперируют инженеры и калибровки (мм³ на один рабочий цикл одного цилиндра). Эта связь проходит через количество рабочих циклов в секунду и зависит сразу от двух вещей: тактности и числа цилиндров. Для четырёхтактного двигателя каждый цилиндр совершает рабочий цикл один раз за два оборота коленчатого вала; для двухтактного – на каждом обороте. Поэтому при тех же оборотах n четырёхтактный мотор даёт $n/120$ циклов в секунду на цилиндр, а двухтактный – $n/60$. Расчет циклов считался по формуле 3.12 и 3.13.

$$v_{\text{впр}} = \frac{n}{60} \times k \times N_{\text{ц}}, \quad k = \begin{cases} \frac{1}{2}, & 4 - \text{тактный} \\ 1, & 2 - \text{тактный} \end{cases} \quad (3.12)$$

где $N_{\text{ц}}$ – число цилиндров.

Тогда цикловая подача выражается так:

$$V_{\text{ц}} = \frac{\frac{Q_m}{3600}}{\rho_{\text{mix}} \times v_{\text{впр}}} \times 10^6 \left[\frac{\text{м}^3}{\text{цикл}} \right], \quad (3.13)$$

где ρ_{mix} – плотность текущей смеси (кг/л),

$v_{\text{впр}}$ – число впрысков в секунду по всем цилиндрам.

$$v_{\text{впр}} = \frac{n \times N_{\text{ц}}}{120} \Rightarrow V_{\text{ц}} = \frac{\frac{Q_m}{3600}}{\rho_{\text{mix}} \left(\frac{n N_{\text{ц}}}{120} \right)} \times 10^6 \quad (3.14)$$

Формула 3.14 отображает расход для 4-х тактного двигателя. Далее срабатывает простой счёт: чем больше цилиндров, тем больше циклов в

секунду по двигателю в целом, и тем меньше топлива приходится на один цикл одного цилиндра при фиксированном общем расходе.

Именно поэтому в коде мы явно храним параметры в виде констант, которые отражают количество цилиндров и тактов. Массовый расход Q_m (кг/ч) переводится в объёмный $Q_v = Q_m/\rho$ (м³/с) через плотность смеси, а затем делится на число циклов в секунду. Получаем искомую цикловую подачу на цилиндр в м³/цикл, а значит и в мм³/цикл. Практический смысл прозрачен: при одинаковых Q_m , n и свойстве топлива четырёхцилиндровый четырёхтактный двигатель будет требовать примерно вдвое меньшую подачу на цикл на каждый цилиндр, чем двухцилиндровый, просто потому что циклов в секунду вдвое больше.

Такие параметрические учёты делает ПО универсальным: одна и та же модель массового расхода (в кг/ч) переносится между разными двигателями, а архитектурные отличия – число цилиндров и тактность – учитываются на этапе конверсии в «форсуночные» величины. Это обеспечивает корректные проверки по физическим ограничениям (максимальная цикловая подача, длительность импульса) и позволяет без перенастройки алгоритмов поддерживать линейку моторов с разными конфигурациями.

В результате разработанная модель становится центральным элементом стратегии управления смесевым топливом. Она устраняет необходимость дискретных режимов, обеспечивает плавные переходы между видами топлива, упрощает калибровку и даёт единое поле для применения температурно-вязкостных поправок и механических ограничителей, согласованных с реальными возможностями топливной аппаратуры.

3.4.2. Разработка модуля контроля заправок

Чтобы корректно оценить баланс топлива в баке, необходимо разработать модуль, который будет контролировать залитое топливо (объём и тип) и вычислять долю биодизеля. Модуль будет назван FuelControl или

«Контроллер топлива» и его целью является отдавать в математическую модель процентный состав смеси в баке. Сам модуль имеет графический интерфейс, который позволяет вносить информацию о заправках. При этом система может быть интегрирована с «умными» заправками и считывать информацию с NFC меток.

Между заправками расходует уже смешанное топливо, S считаем постоянным, а при доливке пересчитываем по формуле 3.13:

$$S_{\text{нов}} = \frac{S_{\text{стар}} \times V_{\text{ост}} + S_{\text{дол}} \times V_{\text{дол}}}{V_{\text{ост}} + V_{\text{дол}}}, \quad (3.15)$$

где $V_{\text{ост}}$ – остаток в баке перед доливкой, $V_{\text{дол}}$ – доливаемый объём.

Для исключения влияния «стратификации» сразу после заправки вводится время перемешивания (2...5 мин) – до истечения использовать «замороженное» S . Результаты выведены в графический интерфейс – приложение 4.

1. Ввод данных пользователем;
 - 1.1. Указываем количество топлива для долива (литры);
 - 1.2. Выбираем тип топлива: Дизель или Биодизель;
2. Проверка объёма бака;
 - 2.1. Если добавляемое количество превышает свободное место → показать ошибку;
3. Пересчёт состава смеси;
 - 3.1. Определяем долю биодизеля в доливаемом топливе;
 - 3.2. Рассчитываем новую долю биодизеля в баке по формуле 3.15;
 - 3.3. Обновляем общий объём топлива: $V_{\text{нов}} = V_{\text{стар}} + V_{\text{долив}}$;
4. Обновление данных для расчёта подачи;
 - 4.1. После пересчёта смеси модуль передаёт: общий объём топлива в баке, долю биодизеля (%);
5. Вывод информации пользователю;
 - 5.1. Остаток топлива (л);
 - 5.2. Доля дизеля и биодизеля (%);

5.3. Всего топлива в баке (л).

Схема работы модуля отображена на рисунке 3.9.

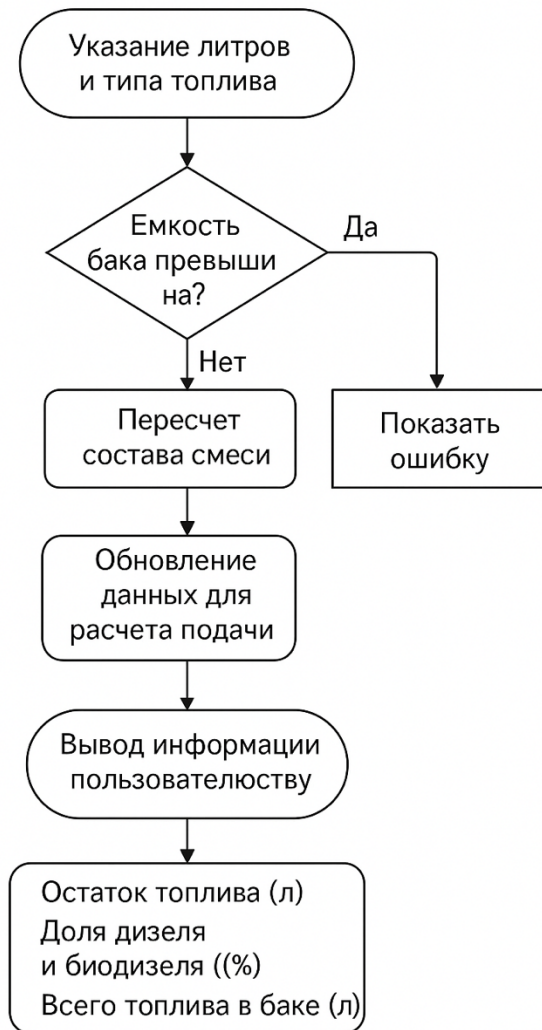


Рисунок 3.9 – Схема работы модуля контроля заправок

Таким образом, FuelControl даёт строгий, единообразный и физически согласованный способ учёта остатка топлива и состава смеси в баке, необходимый для корректной работы модели (формула 3.11) и расчёта требуемой подачи на цикл без использования порогов и гистерезиса.

Выводы по третьей главе

Для использования альтернативных видов топлива не обязательно модифицировать топливную систему. Самая обычная топливная система с

одним баком может использоваться для разных видов топлива, если правильно рассчитать момент перехода на новое топлива. Математическая модель показала, что для того, чтобы доля старого дизельного топлива в баке стала пренебрежимо малой (менее 0,1 %), необходимо провести хотя бы две заправки биодизелем. Это решение может быть полезным для тракторов и других дизельных транспортных средств, работающих на биодизеле, чтобы определить оптимальное количество заправок для эффективной замены старого топлива. С учетом информации от завода-изготовителя, был рассчитан порог пренебрежения, который составил 5%. Исходя из полученных данных, можно сделать вывод, что переход от одного топлива к другому сводится к достижению доли неизвестного топлива менее 5 %. Разработанная мат. модель позволяет рассчитать количество заправок, необходимых для достижения порогового значения.

Рассмотренный процесс перехода от одного топлива к другому показал, что в случае с 10 % неизвестного топлива – эффект на мощностные характеристики будет минимальным. Однако при повышении этого значения, стоит переводить систему в режим подачи «Дизель», чтобы не уменьшился срок эксплуатации двигателя и не оказывать негативного влияния на экологию. То есть даже на одном баке можно гибко организовать переход с одного топлива на другое, если известен состав заправаемого топлива и количество залитых литров.

Разработанное программное обеспечение может быть использовано как в исследовательских целях, так и в составе реальных управляющих систем дизельных двигателей. Возможна интеграция с электронными блоками управления (ЭБУ) через CAN-интерфейс для динамического управления впрыском в зависимости от текущего состава топлива.

Для определения текущего состава топлива необходимо использовать «Контроллер топлива». Это ПО обеспечивает контроль за смесью в баке и хранит данные о заправках в in-меморию таблиц.

ПО может быть расширено функциями считывания датчиков, адаптации топливных карт, управления электромагнитными клапанами впрыска и корректировки УОВ на лету. Кроме того, программа может использоваться для подготовки обучающих стендов и демонстрации влияния состава топлива на рабочие параметры двигателя.

При этом важно учитывать и вязкость итоговой смеси в баке, так как вязкость влияет на параметры топливной системы. Чтобы увеличить точность проектируемых параметров, нужно при расчетах использовать математическую модель, которая будет показывать вязкость текущей смеси. Разработанная математическая модель в данной работе, позволяет с высокой точностью рассчитывать вязкость смеси дизельного топлива и биодизеля в зависимости от температуры и состава смеси. Модель использует экспериментальные данные для расчетов и может быть адаптирована для более широкого диапазона температур и составов. Полученные результаты могут быть использованы для оптимизации топливных систем, улучшения экономических показателей и повышения эффективности работы двигателей, работающих на смешанных топливах.

Результаты моделирования подтвердили необходимость изменения режимов впрыска при переходе на биодизель. Учитывая большую инерционность биотоплива, увеличение цикловой подачи и корректировка угла опережения впрыска являются обязательными условиями для обеспечения стабильной и экономичной работы двигателя. Однако влиянием УОВ можно пренебречь, так как наибольший эффект оказывает изменение цикловой подачи.

Глава 4. Экспериментальное исследование модели топливоснабжения

Основной целью проведения многофакторного эксперимента является исследование влияния ключевых параметров работы дизельного двигателя на цикловую подачу топлива при использовании смесового топлива различного состава. Для достижения этой цели решаются следующие задачи: определить характер зависимости подачи от оборотов двигателя, момента нагрузки и процентного содержания биодизеля в смеси; построить математическую модель, позволяющую описать эти зависимости; оценить возможности практической реализации полученной модели в электронном блоке управления (ЭБУ). Постановка эксперимента в многофакторной форме позволяет не только выявить индивидуальное влияние каждого параметра, но и изучить их взаимодействие [82].

4.1. Программа и методики экспериментальных исследований

4.1.1. Описание экспериментальной установки

В качестве объекта исследования используется дизельный двигатель Д-21 (Д-120), установленный на тракторах Т-16 и Т-25. Данный двигатель широко распространён в сельском хозяйстве, прост в обслуживании и удобен для экспериментальных исследований. Испытания проводятся в стационарных условиях на оборудованном стенде с возможностью регулировки нагрузки и измерения мощности. В состав экспериментальной установки входят: топливный бак, форсунки, насос высокого давления, система контроля расхода топлива и тахометр.

Исследования проводились на лабораторной базе кафедры тракторов и автомобилей РГАУ – МСХА имени К. А. Тимирязева на двигателе Д-21-1002015 Владимирского моторно-тракторного завода. Испытания на стенде

проводились в соответствии с требованиями ГОСТ 10448-2014 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Приемка. Методы испытаний». При испытании двигателя в составе трактора использовались требования ГОСТ 30747-2001 (ИСО 789-1-90) Группа Д29. Межгосударственный стандарт. «Тракторы сельскохозяйственные. Определение показателей при испытаниях через вал отбора мощности». Технические характеристики двигателя Д-21 приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Технические характеристики двигателя Д-21(Д-120) [83, 84, 85]

Параметр	Значение
Тип двигателя	Дизельный, четырёхтактный, 2 цилиндра, воздушное охлаждение
Диаметр цилиндра, мм	105
Ход поршня, мм	120
Рабочий объём, л	2,08
Степень сжатия	16,5
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	15,4 (21) при 2000 об/мин
Крутящий момент, Н·м	до 103...113
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	241...265
Система охлаждения	Воздушная
Система смазки	Комбинированная: под давлением и разбрызгиванием
Масса, кг	272...295
Ресурс до капремонта, моточасов	6000

Двигатель Д-21 (Д-120) – двухцилиндровый четырёхтактный дизель, разработанный Владимирским тракторным заводом для тракторов Т-25. Он широко применялся также на малогабаритной технике и агрегатах. Двигатель отличался простотой конструкции, надёжностью и экономичностью, что обеспечило ему широкое распространение в сельском хозяйстве [86].

Д-21 оснащён вихрекамерной системой смесеобразования, работает по четырёхтактному циклу и имеет воздушное охлаждение. Номинальная мощность составляет 15,4 кВт (21 л.с.) при 2000 об/мин, рабочий объём –

2,08 л, диаметр цилиндра – 105 мм, ход поршня – 120 мм. Степень сжатия достигает 16,5. Конструкция двигателя включает чугунный блок цилиндров, механический ТНВД и форсунки закрытого типа. Смазка комбинированная: под давлением и разбрызгиванием [87].

Простота конструкции и высокая ремонтопригодность сделали двигатель Д-21 популярным в аграрной технике. Уникальный уравнивающий механизм позволил снизить вибрации, что особенно важно для двухцилиндровых дизелей. Двигатель успешно эксплуатируется в диапазоне температур от -40°C до $+40^{\circ}\text{C}$, а доступность запчастей и простота обслуживания обеспечили его долгую эксплуатацию [88, 89].

Двигатель Д-21 является оптимальным объектом исследования применения смесового топлива. Его доступность, простота конструкции, надёжность и экономичность позволяют проводить эксперименты с различными топливными смесями, анализировать их влияние на подачу топлива и мощностные характеристики двигателя. Кроме того, широкое распространение двигателя в сельском хозяйстве делает результаты экспериментов практически значимыми.

Общий вид двигателя Д-21 представлен на рисунке 4.1.

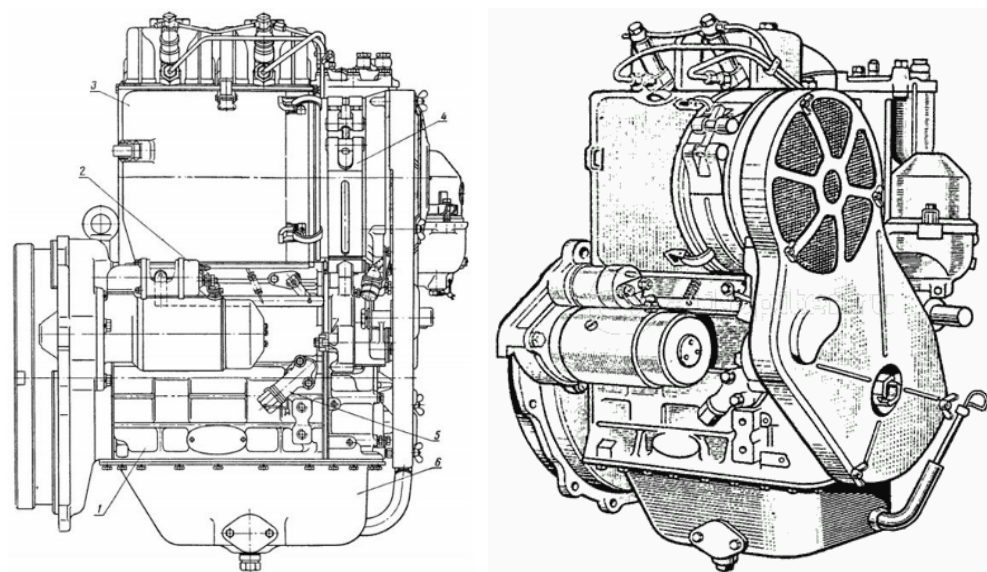


Рисунок 4.1 – Дизельный двигатель Д-21 (вид справа):

- 1 – картер; 2 – стартер; 3 – кожух вентилятора; 4 – хомут вентилятора;
5 – редукционный клапан; 6 – поддон

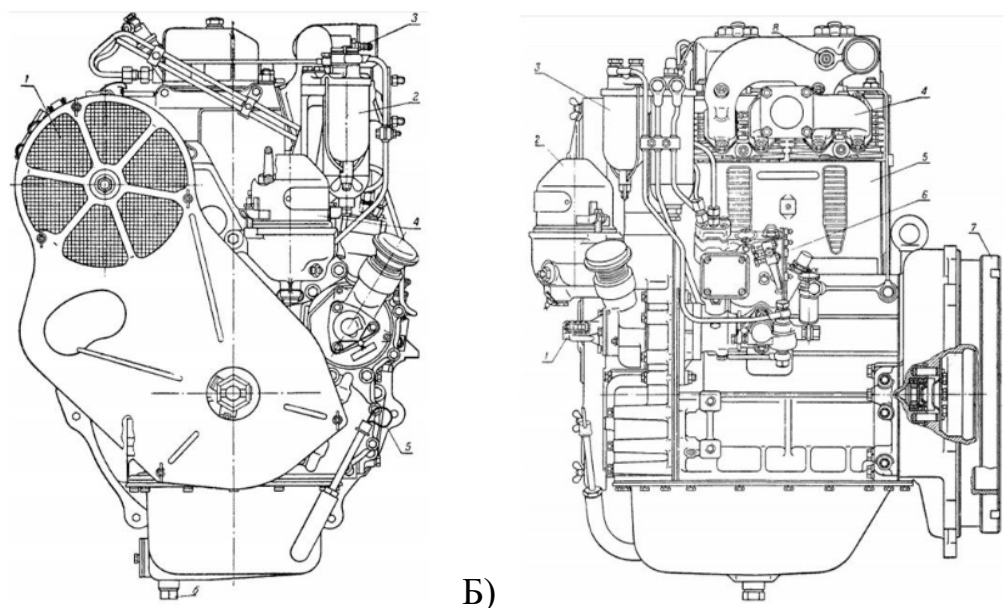


Рисунок 4.2 – Дизельный двигатель Д-21 (А – вид спереди, Б – вид слева)

В процессе проведения испытаний исследуемый двигатель был установлен на тормозном стенде СТУ-45.

Схема испытательного стенда СТУ-45 без нагрузочного реостата показана на рисунке 4.2, а подробное описание стенда можно найти в литературе [90, 91, 92, 93].

На рисунках 4.4А и 4.4Б показан общий вид установленного двигателя Д-21 на тормозной стенд.

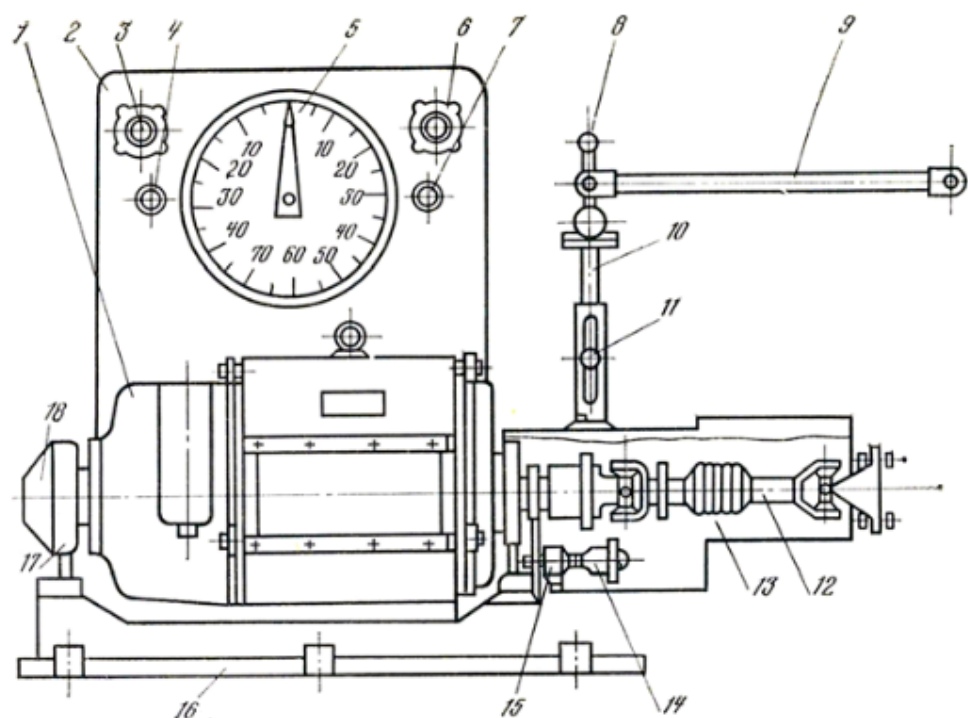


Рисунок 4.3 – Схема испытательного стенда СТУ-45:

1 – балансирующая электромашина; 2 – пульт контрольных приборов; 3 – измеритель электротактометра; 4 – термометр для воды; 5 – циферблат весового механизма; 6 – манометр; 7 – термометр для масла; 8 – рычаг управления подачей топлива; 9 – тяга рычага; 10 – подвижная колонка; 11 – зажимный болт; 12 – карданный вал; 13 – защитный кожух; 14 – датчик электротактометра; 15 – привод тахометра; 16 – монтажная плита; 17 – задняя стойка 18 – крышка

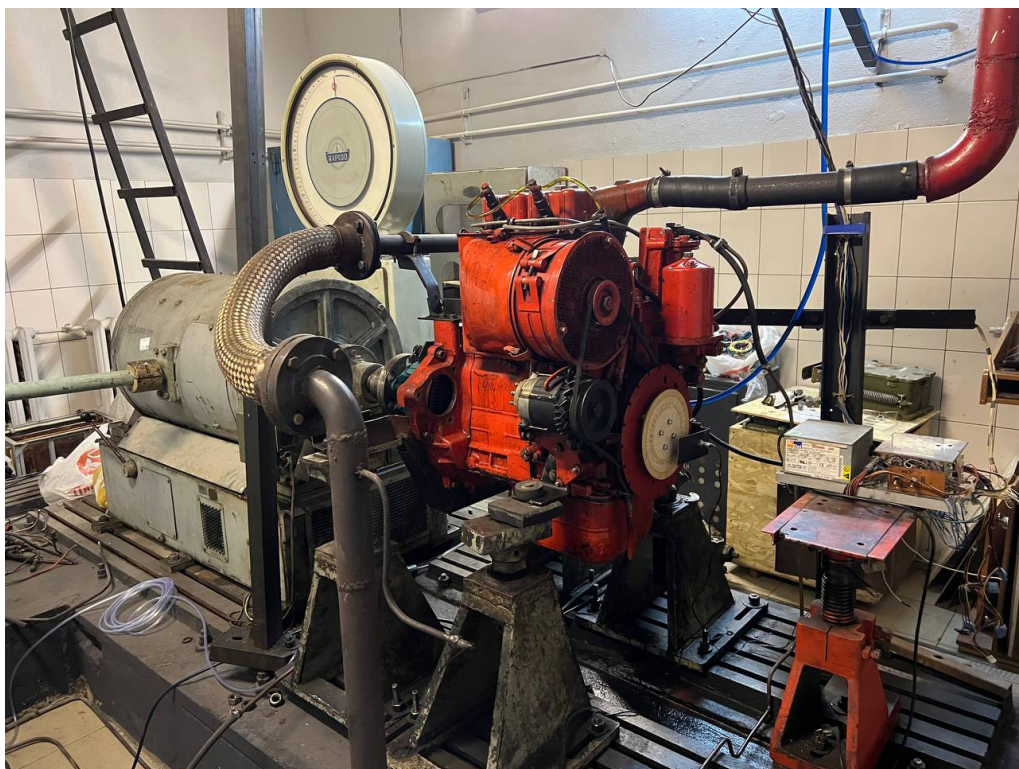


Рисунок 4.4А – Общий вид установленного на стенде двигателя Д-21 No 1002015 (вид с боку)



Рисунок 4.4Б – Общий вид установленного на стенде двигателя Д-21 No 1002015 (вид из операторской)

Топливная система оснащена расходомером с погрешностью $\pm 1\%$, а также датчиками температуры и оборотов. При подготовке смесей дизельное топливо и биодизель смешивались в мерных ёмкостях с точностью до 1% . Для контроля условий использовались датчики температуры охлаждающей жидкости и масла, позволяющие фиксировать состояние прогрева двигателя.

Безопасность проведения испытаний обеспечивалась системой аварийного отключения подачи топлива и охлаждения. Перед каждым испытанием проводилась проверка герметичности системы, калибровка расходомера и настройка датчиков. Такая подготовка позволяет снизить погрешности и повысить достоверность результатов.

Так как цель эксперимента – оценить изменение подачи топлива Q (кг/ч) для поддержания заданной мощности, то необходимо последовательно произвести замеры выходных параметров при использовании чистого дизеля (B0), и добавляя биодизель, согласно плану эксперимента, дойти до чистого биодизеля (B100). На каждом этапе измеряется частота вращения коленчатого вала, момент на валу и рассчитывается мощность. Для каждой смеси используется однородная предварительно приготовленная топливная композиция. Чтобы подавать приготовленную смесь в двигатель, имитация топливного бака была вынесена в операторскую, что отображено на рисунке 4.5. А сама подача осуществлялась с помощью топливного насоса в сконструированном баке, который, подключался к топливной магистрали и к расходомеру (рисунок 4.6).



Рисунок 4.5 – Имитация топливного бака для подачи смеси



Рисунок 4.6 – Топливная магистраль для переключения подачи (основной бак/бак со смесью)

Для точного измерения оборотов дополнительно был установлен цифровой тахометр с датчиком Холла на шкив двигателя – рисунок 4.7. Магнит был приклеен к круглому транспортиру, который использовался для выставления УОВ.

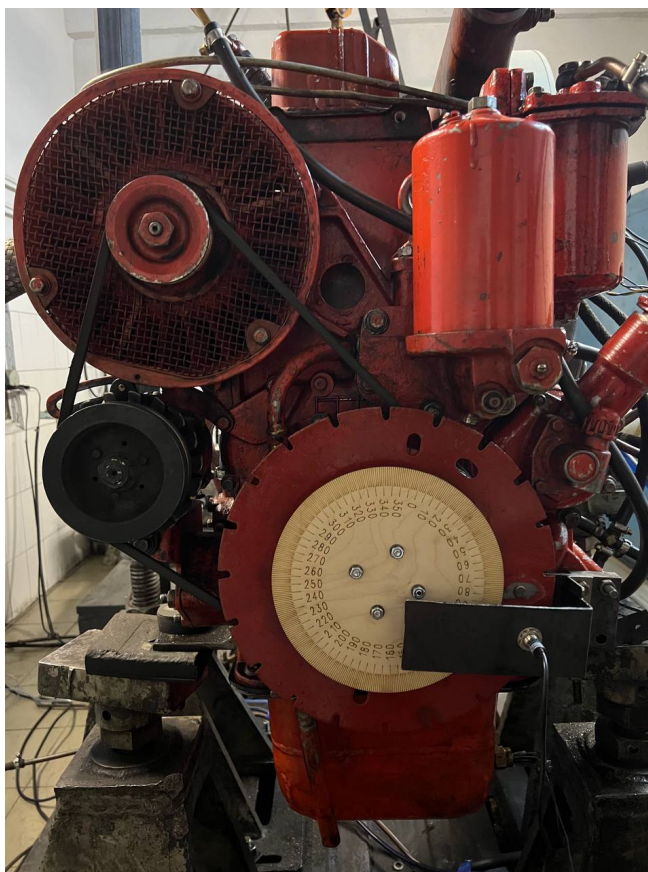
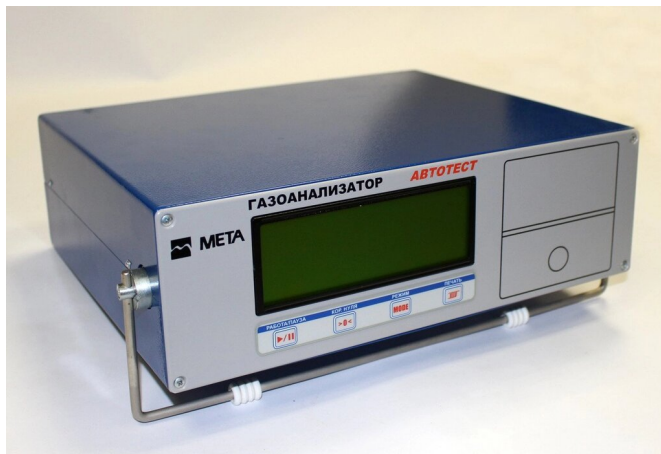


Рисунок 4.7 – Датчик Холла приклеенный к шкиву двигателя

Дополнительно был установлен газоанализатор «Газоанализатор МЕТА Автотест-02.03 I кл. точности» (рисунки 4.8А и 4.8Б) для замера экологии при различных режимах работы.

Чтобы не допустить перегрев двигателя, показания температуры масла и отработавших газов из выпускного коллектора были выведены в операторскую.



А)



Б)

Рисунок 4.8 А – Газоанализатор МЕТА Автотест-02.03 I кл. точности;
Б – установка газоанализатора в операторскую

4.1.2. Выбор факторов и уровней варьирования

Современные дизельные двигатели могут работать как на чистом дизельном топливе, так и на смесях дизеля и биодизеля. Для обеспечения оптимальной работы двигателя и экономичности требуется точный расчет подачи топлива в зависимости от нагрузки и оборотов двигателя, а также состава смеси топлива. Математические модели подачи топлива позволяют прогнозировать расход топлива, оптимизировать работу системы впрыска, интегрировать расчет в программное обеспечение для управления топливом.

Существует несколько подходов для построения таких моделей, среди которых наиболее часто применяются многофакторные регрессионные модели (квадратичная β -модель) и трёхмерные карты подачи топлива (QTrilinearMap) [94, 95]. Стоит отметить, что многофакторные регрессионные модели хорошо себя зарекомендовали в работах Лысенко М. В. и Адамадзева К. Р [96, 97]. Для построения математической модели были выбраны три

основных фактора, которые оказывают наибольшее влияние на подачу топлива:

- **Обороты двигателя (n , мин⁻¹).** Этот фактор напрямую влияет на частоту работы топливного насоса и количество впрысков в единицу времени. При увеличении оборотов растёт суммарная подача, однако изменение цикловой подачи не всегда линейно и зависит от свойств топлива [98].

- **Крутящий момент (M , Н*м).** Нагрузка определяет, какое количество энергии требуется от двигателя. При повышении нагрузки увеличивается цикловая подача, чтобы обеспечить соответствующее значение мощности. При этом для биодизеля требуется несколько большее количество топлива из-за его меньшей теплоты сгорания [99].

- **Состав смеси (S , % биодизеля).** Это ключевой фактор, так как при увеличении доли биодизеля в смеси уменьшается удельная теплота сгорания, а также изменяются вязкостные характеристики топлива [100]. Для сохранения мощности необходимо увеличивать подачу.

Откликом служит цикловая подача топлива Q (кг/ч), измеряемая расходомером. Таким образом, задача эксперимента заключается в построении поверхности отклика $Q = f(n, M, S)$, которая затем будет аппроксимирована моделью регрессии второго порядка.

4.1.3. Составление плана эксперимента

Для выбора экспериментального плана использовалась методика центрального композиционного плана (ЦКД). Такой план позволяет исследовать все факторы на трёх уровнях (-1 , 0 , $+1$), а также получить информацию о квадратичных эффектах и взаимодействиях факторов [101].

План эксперимента содержит 75 опытов ($3 \times 5 \times 5$) рисунок 4.9. Для получения уравнений регрессии, был составлен многофакторный эксперимент из 27 опытов (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Многофакторный эксперимент с 3мя факторами

№ опыта	Обороты (X1)	Нагрузка (X2)	Смесь (X3)
1	1000 об/мин	0%	100% дизель
2	1000 об/мин	0%	50/50 смесь
3	1000 об/мин	0%	100% биодизель
4	1000 об/мин	50%	100% дизель
5	1000 об/мин	50%	50/50 смесь
6	1000 об/мин	50%	100% биодизель
7	1000 об/мин	100%	100% дизель
8	1000 об/мин	100%	50/50 смесь
9	1000 об/мин	100%	100% биодизель
10	1425 об/мин	0%	100% дизель
11	1425 об/мин	0%	50/50 смесь
12	1425 об/мин	0%	100% биодизель
13	1425 об/мин	50%	100% дизель
14	1425 об/мин	50%	50/50 смесь
15	1425 об/мин	50%	100% биодизель
16	1425 об/мин	100%	100% дизель
17	1425 об/мин	100%	50/50 смесь
18	1425 об/мин	100%	100% биодизель
19	1850 об/мин	0%	100% дизель
20	1850 об/мин	0%	50/50 смесь
21	1850 об/мин	0%	100% биодизель
22	1850 об/мин	50%	100% дизель
23	1850 об/мин	50%	50/50 смесь
24	1850 об/мин	50%	100% биодизель
25	1850 об/мин	100%	100% дизель
26	1850 об/мин	100%	50/50 смесь
27	1850 об/мин	100%	100% биодизель

Проведение такого количества испытаний требует значительных ресурсов и времени, что в условиях лабораторных исследований затруднительно. Поэтому для целей данного исследования был выбран сокращённый план – дискретный ЦКД – подобный план на 15 точек, который сохраняет возможность построения квадратичной модели второго порядка. Он включает 8 угловых точек, 6 осевых и 1 центральную (рисунок 4.10). Выбор

угловых точек обусловлен необходимостью охватить весь диапазон изменения факторов, включая экстремальные режимы двигателя. Осевые точки позволяют выявить влияние отдельных факторов при фиксированных других, а центральная точка служит для проверки адекватности модели и оценки дисперсии.

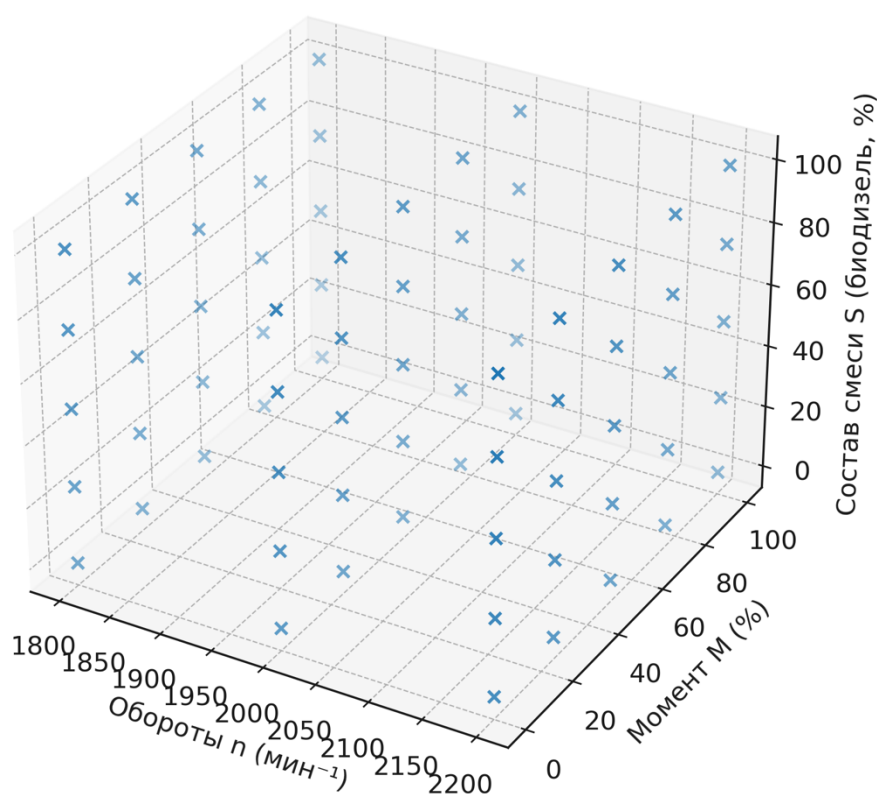


Рисунок 4.9 – Схема факторного пространства эксперимента (75 точек)

Полный факторный план при трёх факторах (3 уровня оборотов $\times$ 5 уровней момента $\times$ 5 уровней состава смеси) составил бы 75 режимов.

Практические ограничения также играют роль: при каждом изменении состава смеси требуется промывка системы, что увеличивает время испытаний. Кроме того, увеличение числа опытов связано с износом двигателя и повышенным расходом топлива. Таким образом, сокращённый план является компромиссом между полнотой информации и затратами.

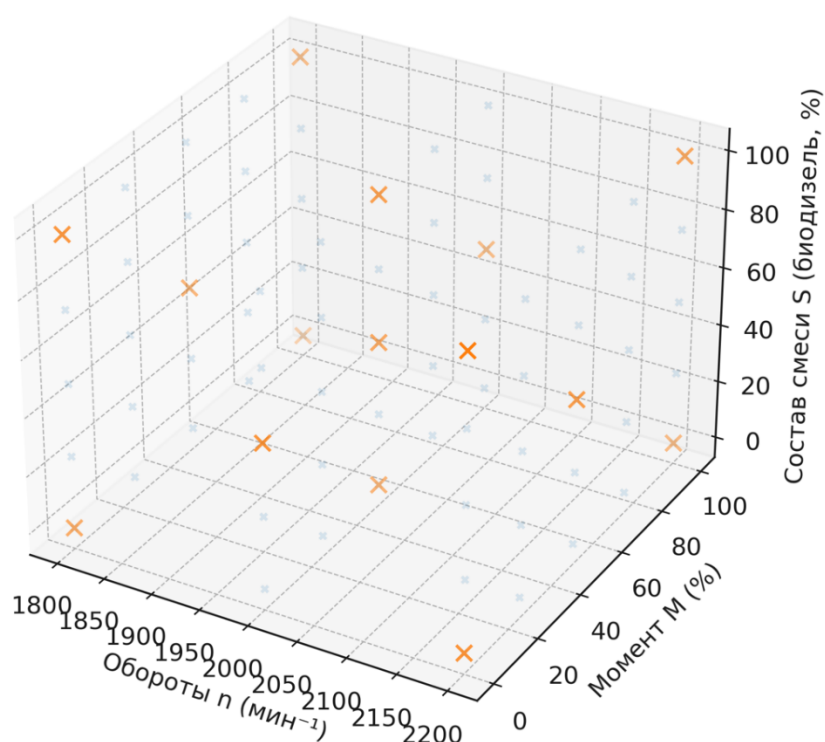


Рисунок 4.10 – Схема факторного пространства эксперимента (15 точек)

С точки зрения обработки результатов, план на 15 точек позволяет применить методы регрессионного анализа для оценки коэффициентов уравнения второго порядка. Статистическая проверка модели проводится с использованием дисперсионного анализа (ANOVA), расчёта коэффициента детерминации R^2 и критерия Фишера для проверки адекватности. Таким образом, планирование эксперимента учитывает как научные, так и практические аспекты.

4.1.4. Методика проведения

План эксперимента представлен в таблице 4.2, где каждому опыту соответствует определённое сочетание оборотов, нагрузки и состава топливной смеси. План составлен по матрице планирования из таблицы 4.3. Все эксперименты проводились при стабильной температуре окружающей среды. Перед каждым измерением двигатель прогревался до рабочей температуры.

Для каждого экспериментального условия последовательно выполнялись следующие шаги:

1. Установка заданных оборотов двигателя.
2. Установка заданной нагрузки на двигатель с помощью стенда.
3. Заправка топлива с указанным составом смеси.
4. Проведение замера цикловой подачи топлива.
5. Проведение замера мощности двигателя.

Каждая точка проводилась в тройной повторности для повышения достоверности полученных данных. Полученные результаты будут использованы для построения регрессионной модели второго порядка, анализа влияния факторов и построения графиков отклика.

Таблица 4.3 – Матрица планирования эксперимента с 3-мя факторами с использованием ЦКД

Содержание плана	№ опыта	X ₀	X ₁ Обороты (об/мин)	X ₂ Нагрузка (%)	X ₃ Смесь
План типа 2²	1	+	+	+	+
	2	+	-	+	+
	3	+	+	-	+
	4	+	-	-	+
	5	+	+	+	-
	6	+	-	+	-
	7	+	+	-	-
	8	+	-	-	-
«Звездные» точки	9	+	+ α	0	0
	10	+	- α	0	0
	11	+	0	+ α	0
	12	+	0	- α	0
	13	+	0	0	+ α
	14	+	0	0	- α
Нулевая точка	15	+	0	0	0

Величину «звездного» плеча α и число опытов n_0 в центре плана выбирают в зависимости от принятого критерия оптимальности. За критерий оптимальности обычно принимают ортогональность или ротатабельность плана.

Ортогонализация планов достигается выбором «звездного» плеча α . Значения «звездного» плеча α , вычисленные для различного числа факторов, приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Величина «звездного» плеча α

Число независимых переменных	Ядро плана	Число дополнительных опытов	Величина плеча α
2	2^2	5	1,000
3	2^3	7	1,215
4	2^4	9	1,414
5	2^{5-1}	11	1,547

Если ортогональность принять за достаточный критерий оптимальности плана эксперимента, то на число опытов в центре плана не накладывается какого-либо ограничения.

Согласно таблице 4.4, для эксперимента $\alpha = 1,215$. Тогда факторы будут вычисляться по формулам 4.1, 4.2, 4.3:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (4.1)$$

$$X_{\Delta} = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}, \quad (4.2)$$

$$\pm \alpha = X_0 \pm \frac{X_{\Delta}}{\alpha} \quad (4.3)$$

Результат вычислений записан в таблице 4.5.

Для оценки адекватности модели в центральной точке проводятся дополнительные повторы. Статистическая обработка данных предполагает использование дисперсионного анализа (ANOVA), проверку значимости

коэффициентов регрессии, а также построение доверительных интервалов для предсказанных значений.

Таблица 4.5 – Расчет факторов для проведения эксперимента

	Обороты (n),	Момент (M), Н*м	Смесь (S), %
Диапазон	1000...1850	0...110	0...100
Центр	1425	55	50
-α	1000	0	0
-1	1075	10	9
0	1800	55	50
+1	1775	100	95
+α	1850	110	100

4.1.5. Обоснование выбора плана эксперимента

Выбор ЦКД-подобного плана объясняется необходимостью построения адекватной квадратичной модели с ограниченными ресурсами испытаний. Полный план из 75 опытов был бы слишком трудоёмким, в то время как 15 точек обеспечивают возможность учёта квадратичных эффектов и взаимодействий факторов. Кроме того, использование осевых и центральной точки гарантирует выявление нелинейностей и получение статистически устойчивой модели.

Ключевые соображения выбора:

- **Модельность.** План гарантирует оценивание всех линейных, квадратичных и попарных взаимодействий, что критично при ожидаемой нелинейности вследствие изменения вязкости и теплоты сгорания смеси.
- **Дискретизация уровней.** Факторы M и S имеют естественные «краевые» уровни 0 и 100 %, а также рабочий центр 50 %. Осевые точки берутся по одному фактору на уровне минимума/максимума при фиксированных центрах других факторов, что совместимо с ограничениями стенда и процедурой смены топлива.

- **Баланс ресурсов.** 15 уникальных точек – компромисс между информативностью и временем испытаний; план позволяет построить квадратичную регрессию и выполнить базовую проверку адекватности.

- **Экстраполяционная устойчивость.** Наличие крайних и осевых точек снижает риск значимых ошибок интерполяции при расчёте подачи в промежуточных режимах (например, 25 % и 75 % биодизеля, 25/75 % момента), даже если они напрямую не заданы в плане.

Кодирование факторов производится относительно центра: $n = 1425$ об/мин, $M = 50$ % (55 Н·м), $S = 50$ %. Уровни -1 соответствуют минимальным значениям факторов, $+1$ – максимальным. Такой подход позволяет применить методы регрессионного анализа и упростить последующую интерполяцию в ЭБУ.

4.2. Анализ полученных данных

На основании экспериментальных данных производится построение графиков зависимости мощности от процентного содержания биодизеля. Оценивается поведение двигателя, выявляются пределы допустимого использования смесового топлива без существенного падения мощности. Результаты отображены в таблице 4.6.

При переходе на биодизельные смеси изменяются характеристики воспламенения и сгорания вследствие более высокого цетанового числа (обычно 50...65 против 45...55 у минерального дизеля) и большей вязкости. Повышенное цетановое число сокращает задержку воспламенения, что приводит к более раннему началу тепловыделения при неизменном угле впрыска. Вязкость топлива влияет на процесс распыливания и глубину проникания струи, что может сместить оптимальный угол начала впрыска на более поздние значения для достижения максимального КПД и снижения шумности сгорания.

Таблица 4.6 – Результаты эксперимента

№ опыта	Обороты (об/мин)	Нагрузка	Смесь	Цикловая подача (кг/ч)
1	1775	100	95% дизель	4,9
2	1075	100	95% дизель	3,5
3	1775	10	95% дизель	1,2
4	1075	10	95% дизель	0,7
5	1775	100	9% дизель	5,3
6	1075	100	9% дизель	4,2
7	1775	10	9% дизель	1,3
8	1075	10	9% дизель	0,8
9	1850	55	50/50 смесь	3,1
10	1000	55	50/50 смесь	2,2
11	1425	110	50/50 смесь	4,8
12	1425	0	50/50 смесь	0,3
13	1425	55	100% дизель	3,0
14	1425	55	0% дизель	3,5
15	1425	55	50/50 смесь	3,2

Экспериментальные исследования показывают, что при работе на B100 оптимальный угол впрыска целесообразно сдвинуть на $1...3^\circ$ позже по сравнению с дизелем. Для смесей (B20–B50) корректировка минимальна ($\pm 1^\circ$) и часто не требуется. В двигателях с механическим ТНВД динамическая корректировка невозможна, поэтому практическая адаптация обычно сводится к изменению цикловой подачи. В системах Common Rail возможно введение двух калибровок – дизельной и биодизельной, с различием угла на $1...2^\circ$ и адаптированными картами впрыска.

В условиях переходных процессов рационально использовать критерий пороговой доли остатка топлива. При достижении менее 5 % остаточного топлива ЭБУ может переключать режимы впрыска. Такой подход снижает влияние неопределённости состава и обеспечивает устойчивую работу двигателя.

Следует подчеркнуть, что влияние угла опережения впрыска при переходе на биодизельные смеси оказывается менее значимым по сравнению

с необходимостью корректировки цикловой подачи. В частности, в дизеле Д-21 (Т-25) применяется рядный механический топливный насос высокого давления (ТНВД) с жёсткой кинематической связью с коленчатым валом через шестерённый привод. Конструкция включает кулачковый вал, плунжерные пары, нагнетательные клапаны и регулятор частоты вращения. Угол опережения впрыска задаётся положением корпуса насоса относительно привода и может изменяться лишь при обслуживании, путём механической регулировки (поворотом насоса на основании). Это означает, что динамическое управление углом впрыска в процессе работы двигателя невозможно. Таким образом, при эксплуатации двигателей с механическим ТНВД (как Д-21, Д-240 и аналогичных моделей) практическая адаптация под биодизельные смеси сводится преимущественно к корректировке цикловой подачи топлива. Изменение угла впрыска имеет второстепенное значение и может быть рекомендовано только при полном переходе на В100, причём выполняется оно статически при регулировке насоса. Рекомендуемые УОВ описаны в главе 3.

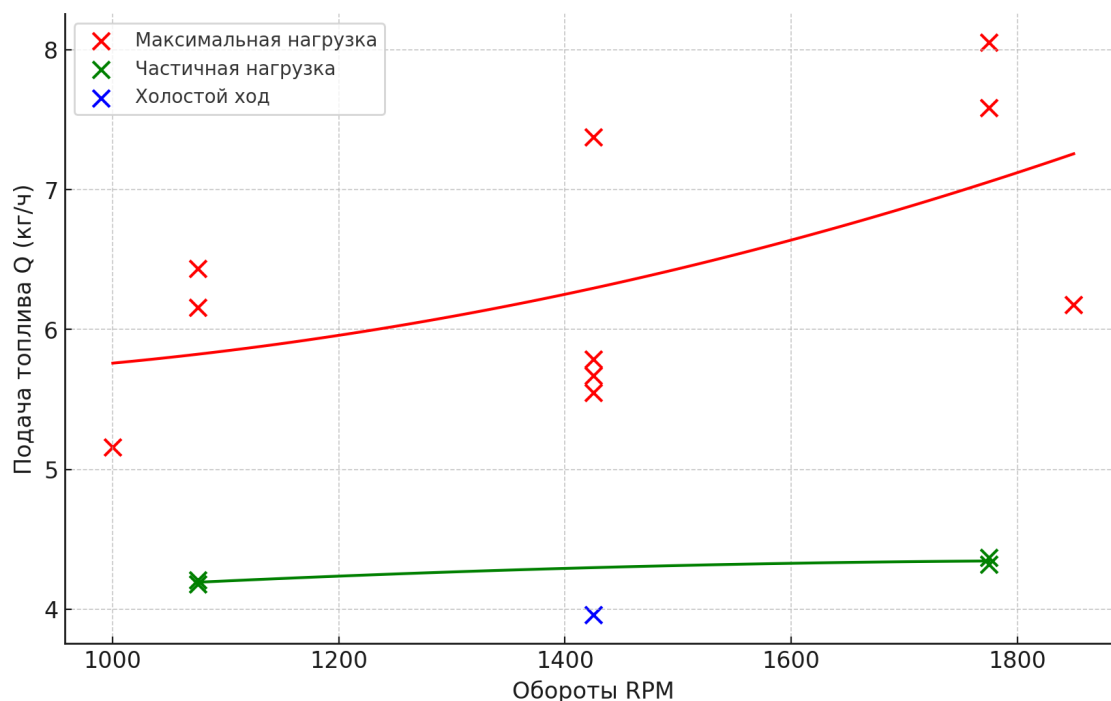


Рисунок 4.6 – График изменения подачи в зависимости от нагрузки

На рисунке 4.6 показаны точки измерений и полиномиальные кривые тренда 2-й степени, которые наглядно демонстрируют нелинейную зависимость подачи топлива от оборотов для разных категорий нагрузки. Видно, что:

- при холостом ходе зависимость практически линейная, но с небольшим базовым расходом.
- при частичной нагрузке есть лёгкая кривизна, особенно для высоких % биодизеля.
- при максимальной нагрузке кривизна более выражена, особенно при высоких оборотах и содержании биодизеля.

Для построение математической модели необходимо использовать либо квадратичную бета-модель (многофакторная регрессионная модель), либо триггерную карту.

Квадратичная β -модель описывает подачу топлива Q как многофакторную регрессию, учитывающая нелинейную зависимость подачи топлива Q от момента M , оборотов n и состава смеси S . Для ее построения используется квадратичная формула 4.4:

$$Q = \beta_0 + \beta_1 M + \beta_2 n + \beta_3 S + \beta_4 M^2 + \beta_5 n^2 + \beta_6 S^2 + \beta_7 M \times n + \beta_8 M \times S + \beta_9 n \times S, \quad (4.4)$$

По расчетам подача должна изменяться линейно, однако эксперимент показал небольшую нелинейность, особенно при частичной и максимальной нагрузке. Учитывая этот факт, для поддержания точности разрабатываемой системы, лучше использовать квадратичную модель, так как она позволяет точно аппроксимировать подачу топлива без необходимости строить таблицу для каждой комбинации факторов. К тому же, коэффициенты могут быть пересчитаны для повышения точности или при изменении условий эксплуатации биодизельного топлива. А их дальнейшее использование уже будет интегрировано в Java-класс для расчета подачи в реальном времени.

QTrilinearMap представляет собой трёхмерную таблицу (трехмерный массив), где каждая точка соответствует подаче топлива Q для заданных

значений момента M , оборотов n и состава топлива S . Для промежуточных значений используется трёхлинейная интерполяция. Такой подход позволяет гораздо точнее рассчитывать подачу топлива, однако требует большого количества проведенных экспериментов с повышенной точностью. С текущим набором экспериментальных данных такой подход будет менее эффективен за пределами диапазона измерений. К тому же расчет трехмерного массива требует гораздо больше времени и аппаратных ресурсов.

В таблице 4.7 представлено сравнение двух подходов. Для целей данной работы лучше использовать регрессионную модель, так как она требует меньше аппаратных ресурсов и подходит для небольшого количества экспериментов [99].

Таблица 4.7 – Сравнение двух подходов построение математической модели

Подход	Преимущества	Ограничения
Квадратичная β -модель	Малый объём данных, легко вычислять Q , хорошо описывает нелинейность	Требует аппроксимации; точность зависит от качества регрессии
QTrilinearMap	Использует фактические данные; высокая точность	Требует таблицу с достаточным количеством точек; при большом объёме памяти интерполяция может быть сложнее

4.2.1. Оценка мощности при различных концентрациях биодизеля

Результаты показали, что при использовании смеси В20 потери мощности не превышают 2 %. При увеличении концентрации биодизеля до 50 % наблюдается снижение мощности на 5...6 %, а при В100 – до 10...12 %. Изменения мощности сопровождаются изменением звука работы двигателя, увеличением дымности и изменением температуры выхлопа. Благодаря планированию полного многофакторного эксперимента, можно

воспользоваться методом ANOVA. ANOVA (от англ. *Analysis of Variance*, «анализ дисперсии») – это статистический метод, который позволяет определить, есть ли значимые различия между средними значениями нескольких групп или факторов (рисунок 4.7).

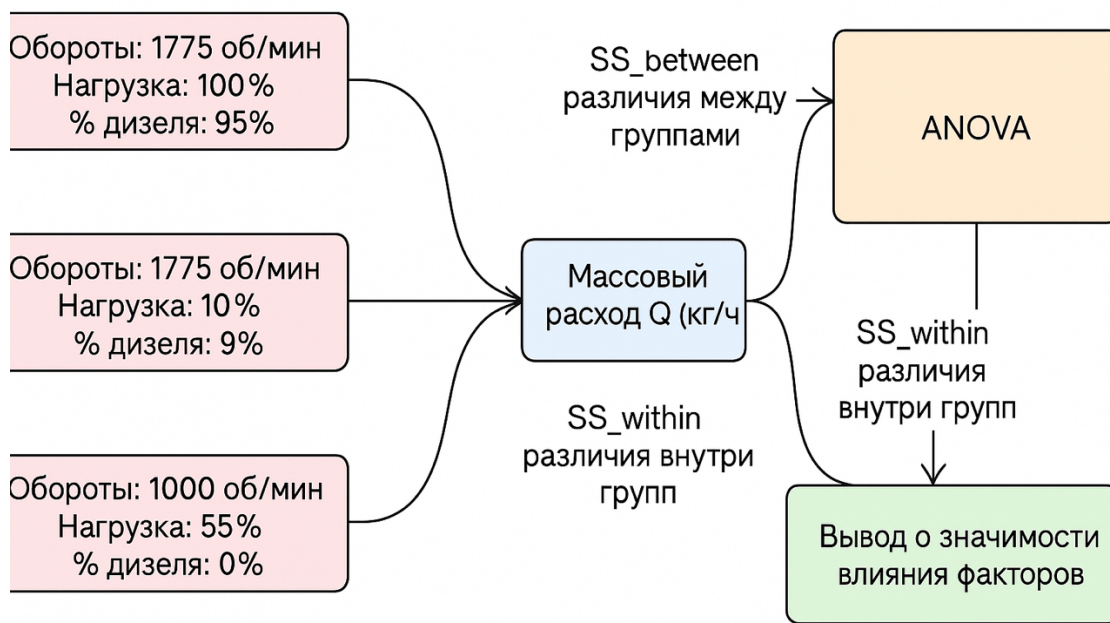


Рисунок 4.7 – Схема ANOVA

Чтобы построить квадратичную β модель, необходимо рассчитать коэффициенты по полученным результатам. Расчет будет производиться по методу наименьших квадратов. Данный метод подходит для уравнений регрессий. В исследованиях Падве В. А. констатируется, что МНК-поправки компенсируют именно те случайные погрешности, которые имели место в процессе измерений [102].

Метод наименьших квадратов – это классический подход для оценки коэффициентов регрессионной модели, который минимизирует сумму квадратов отклонений между экспериментальными данными и предсказанными значениями модели. Суть метода заключается в построении матрицы X – экспериментальные параметры, с вектором Y – результаты испытаний. Каждая запись эксперимента (об/мин, нагрузка, % биодизеля,

измеренный расход) создаёт строку в матрице X . После вычисления коэффициентов β по формуле 4.5 получаем регрессионную модель, способную предсказывать расход топлива Q для любых комбинаций оборотов, нагрузки и состава топлива внутри диапазона эксперимента.

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (4.5)$$

Эта модель затем интегрируется в класс «BetaCalculator», в Java, чтобы рассчитывать массовый расход в реальном времени. Реализация данного класса представлена в приложении 5. Таким образом, модель может быть доработана за счет расширения экспериментальной базы и коэффициенты с легкостью будут пересчитаны.

4.3. Риски и допустимые пределы замещения

Переход на смесевое топливо «дизель/биодизель» сопровождается рядом эксплуатационных рисков, которые необходимо учитывать при разработке алгоритма дозирования и регламентов применения. Ключевой фактор – пониженная низшая теплота сгорания биодизеля (FAME) и отличающиеся физико-химические свойства (повышенные плотность и вязкость, наличие связанного кислорода, иные низкотемпературные характеристики). Ниже систематизированы основные риски и даны ориентиры по допустимым долям замещения с опорой на российские нормативы и публикации.

Энергетика и тяговые свойства. Биодизель имеет меньшую теплоту сгорания по сравнению с нефтяным ДТ, без компенсации дозы это приводит к снижению развиваемой мощности и росту удельного расхода. В предлагаемой системе это нивелируется расчётом требуемой цикловой подачи $V_{ц}$ по $Q = f(n, M, S)$. Однако остаются механические пределы топливной аппаратуры (конечное положение рычага/рейки, «окно» по времени впрыска на высоких оборотах, пропускная способность распылителя), которые ограничивают максимум компенсируемого падения энергии. Практически это означает: при

больших долях S на высоких оборотах возможен выход в насыщение. Следовательно, необходимо вводить калиброванный предел $Q_{\max}$ и контролировать достижимость команд.

Низкотемпературные свойства и пуск. FAME характеризуется более высокой температурой помутнения/застывания и более высокой предельной температурой фильтруемости (CFPP), чем ДТ. При отрицательных температурах возрастают риски парафинизации и закупорки фильтров. Российские нормативы (ТР ТС 013/2011; ГОСТ Р 52368-2005) устанавливают требования к низкотемпературным показателям компонентов и смесей, но фактическая работоспособность определяется конкретной рецептурой и климатом эксплуатации [103]. Для регионов с устойчивыми отрицательными температурами зимой допустимая доля FAME должна быть ниже, либо необходимо предусмотреть подогрев топлива/фильтров и сезонную логистику топлива (летние/зимние партии).

Окислительная стабильность и хранение. Наличие кислорода в молекуле FAME ускоряет процессы окисления и старения, что может приводить к образованию смолистых отложений, повышению кислотного числа, росту коррозионной активности и риску «залипания» иглы распылителя. Стандарты EN 14214 и ГОСТ Р 52368-2005 нормируют устойчивость к окислению и содержание полярных примесей; при длительном хранении рекомендуется соблюдать сроки годности, применять ингибиторы окисления и контролировать чистоту резервуаров.

Влага и микробиология. FAME более гигроскопичен, чем ДТ, и может способствовать накоплению воды в топливной системе, что увеличивает риск микробиологического обрастания (бактерии/грибы на водо-топливной границе), коррозии и ускоренного засорения фильтров. Практические меры: регулярный слив отстоев, контроль воды, применение биоцидов по регламенту поставщика топлива, сокращение длительных простоев на частично заполненных баках.

Совместимость материалов. Биодизельные эфиры по-разному взаимодействуют с эластомерами и покрытиями; для старых систем возможны изменения размеров/твердости некоторых резиновых уплотнений. Нормативы ограничивают содержание свободного глицерина, метанола, кислот, воды и металлов (EN 14214; ГОСТ Р 52368-2005), что снижает риски, однако для старых ТНВД/распылителей необходим аудит материалов и, при необходимости, замена чувствительных элементов на совместимые аналоги.

Фильтруемость и ресурс фильтров. При повышенной вязкости и в условиях охлаждения возрастает гидравлическое сопротивление фильтрации; возможны ускоренные засоры из-за агломератов и микробиологии. Рекомендуется укорачивать межсервисные интервалы, использовать фильтрующие элементы с проверенной совместимостью и предусматривать диагностические пороги перепада давления.

С учетом выше указанных ограничений и без модификации аппаратуры (механический ТНВД, стандартные форсунки) предлагаются следующие практические ориентиры по доле FAME в баке для тракторной техники, при условии корректной компенсации дозы по модели и соблюдения качества топлива по ГОСТ/EN:

- B0–B20 – круглогодично при температуре окружающего воздуха не ниже паспортной CFPP смеси, на исправной топливной системе; минимальные риски при условии контроля воды и регламентной чистоты. Это базовый безопасный режим для парка с механическими ТНВД.
- B30–B50 – межсезонно и в тёплый период, при температуре окружающей среды выше +5...+10 °C, с обязательной фильтрационной дисциплиной (контроль Δp на фильтрах), регламентом по воде/биоциду и подтверждённым качеством компонента (в т.ч. кислотное число, содержание монодитриацилглицеридов, окислительная стабильность).
- B100 – ограниченно (испытательные или специальные условия) при температуре выше +15 °C, с подогревом/термостабилизацией топлива, подтверждённой совместимостью материалов и повышенным сервисным

контролем. В реальной эксплуатации на механических ТНВД целесообразно рассматривать В100 только после стендовой валидации конкретной техники и топлива.

Эти пределы – инженерные рекомендации, согласованные с нормативными требованиями по качеству и типовыми результатами эксплуатационных исследований. Для конкретной модели двигателя и ТНВД окончательные границы следует подтвердить собственными испытаниями (см. Главу 4.2) и зафиксировать в эксплуатационном регламенте.

Выводы по четвертой главе

В данной главе были сформулированы цели и задачи эксперимента, выбран объект исследования – двигатель Д-21 трактора Т-25, определены факторы и отклик, описана экспериментальная установка. Был сформирован план многофакторного эксперимента – ЦКД-подобный план на 15 точек и обоснован его выбор. Предложена методика проведения испытаний, включающая повторяемость, рандомизацию и использование ANOVA для анализа данных. Таким образом, подготовлена база для проведения многофакторного эксперимента и построения модели $Q = f(n, M, S)$.

В результате проведённого многофакторного эксперимента было подтверждено, что при увеличении доли биодизеля в топливной смеси происходит рост массового расхода топлива, что полностью соответствует теоретическим ожиданиям, основанным на разнице теплотворной способности дизельного и биодизельного топлива. Измеренные значения цикловой подачи для различных комбинаций оборотов, нагрузки и состава топлива показали закономерное увеличение подачи при снижении доли дизеля, особенно на режимах высокой нагрузки, что свидетельствует о необходимости корректировки подачи для поддержания номинальной мощности двигателя. Для построения математической модели, описывающей зависимость массового расхода от трёх факторов – оборотов двигателя,

нагрузки и доли дизеля, был выбран и применен метод квадратичной β -модели, включающей линейные, квадратичные и попарные взаимодействия факторов, что позволило учесть взаимное влияние всех переменных на расход топлива. Полученные экспериментальные данные оказались хорошо согласованы с теоретическими предположениями: наблюдаемый рост массового расхода с увеличением доли биодизеля полностью соответствует расчётам на основе теплотворной способности смеси, а значения на холостом ходу и при малых нагрузках отражают ожидаемое минимальное влияние состава топлива на подачу. Таким образом, проведённый эксперимент подтвердил адекватность предложенной модели, продемонстрировал практическую зависимость расхода топлива от состава смеси и нагрузочных режимов двигателя и позволил сформировать достоверную основу для интеграции β -модели в систему управления подачей топлива. Выделены основные риски по использованию биотоплива и есть способы митигирования:

1. Алгоритмические: компенсация энергии дозой топлива по $Q = f(n, M, S)$, ограничение по $Q_{\max}$ контроль достижимости команд;
2. Топливные: закупка FAME/смесей, соответствующих ГОСТ Р 52368-2005 / EN 14214;
3. Аппаратные: исправный подогрев топлива/фильтров (при низких T), фильтрующие элементы, совместимые с FAME; аудит эластомеров/покрытий в старых системах.
4. Эксплуатационные: контроль воды и отстоев; сокращение длительных простоев на половинных баках; укороченные интервалы замены фильтров при $B > 20$.

Глава 5. Оценка эффективности и практические рекомендации

5.1. Экономическая целесообразность применения математической модели

Внедрение модели дозирования $Q = f(n, M, S)$ – это не только техническое решение, но и экономический инструмент, позволяющий эксплуатировать тракторы на смесевом топливе (ДТ/FAME) без потери мощности, с предсказуемым расходом, меньшими простоями и более гибкой топливной политикой. Ниже систематизированы источники экономического эффекта, структура затрат и типовые расчёты окупаемости. Без адаптации дозы при переменной доле биодизеля (S) фактическая мощность падает (из-за меньшей теплотворной способности и плотности), что даёт:

- увеличение времени выполнения операции (пашня / косовка / транспорт) на 5...15 %;
- повторные проходы и перерасход топлива на гектар/тонно-километр;
- ограничение в механических пределах подачи на высоких оборотах, нестабильность управления.

Модель компенсирует энергетическую разницу смеси дозой, удерживая требуемую тягу, отсюда вытекает прямой эффект – сокращение машинного времени и переработок.

Возможность штатно использовать смеси (B10–B30 и выше в тёплый период) расширяет окно для закупки по лучшей цене. Даже разница в 3...6 % между ДТ и смесью (или локальным FAME) при годовом потреблении даёт ощутимую экономию. Алгоритм «механического предела» $Q_{\max}$ предотвращает работу в насыщении актуаторов и недостижимые команды дозирования – меньше «непонятных» потерь тяги, меньше внеплановых остановок на поиск причин. Плюс снижается влияние человеческого фактора (нет ручных «подкручиваний» рычага «на глаз» для систем с ЭБУ). Вместо множества разрозненных карт «под каждую смесь» – единая модель и

несколько компактных таблиц (обратная карта «рычаг↔подача», механический предел, температурные поправки). Это сокращает стенд-время и стоимость обновлений. Плавное дозирование и исключение работы в насыщении снижает локальные перегрузки насосно-форсуночной аппаратуры и вероятность отказов (экономия на ремонте, снижение простоев).

Структура затрат на внедрения:

- ПО и калибровка: разработка/интеграция модели, формирование карт (разово + периодические обновления).
- Аппаратная часть (по необходимости): сервопривод на рычаге ТНВД и датчик положения рейки (если требуется автоматическое смещение); альтернативно – режим «подсказок оператору» без привода.
- Измерительная/испытательная часть: небольшой цикл многофакторных измерений (или использование ранее полученных данных), формирование β -модели.
- Обучение персонала: краткая инструкция по эксплуатации на смесях и сезонным допускам.

Пусть трактор отрабатывает H моточасов в год, «дизельный» расход q_D при средних режимах средняя доля смеси в сезоне S_{avg} , а удорожание (или удешевление) смеси относительно ДТ – Δp (руб./л, со знаком). Тогда годовые экономические факторы состоят из энергетической компенсации, производительности, цены на топливо.

Энергетическая компенсация достигается за счет того, что биодизель требует больше массы/объёма при той же мощности (формула 5.1).

$$q_{mix} \approx q_D * K(S_{avg}), k(S) \approx \frac{E_{vol,D}}{E_{vol,mix}(S)} \geq 1 \quad (5.1)$$

Модель обеспечивает мощность, но объёмный расход растёт на $(k-1) \cdot 100\%$. Это «не потери», а неизбежная физика. Экономическая польза модели – не допустить дополнительных «продуктивных» потерь времени и повторов работ.

Производительность достигается за счет поддержания номинальной мощности при переменном факторе S (смесь). Предположим, что производительность падала бы на α , без использования математической модели. При цене машино-часа C_h (топливо+амортизация+зарплата), годовая экономия:

$$Saving_{prod} \approx \alpha * H * C_h \quad (5.2)$$

Если смесь дешевле ДТ на $|\Delta p|$ руб./л и доля использования смеси в году γ , то экономия составит:

$$Saving_{price} \approx \gamma * H * q_{mix} * |\Delta p| \quad (5.3)$$

Так как оптимальные режимы работы двигателя позволяют продлить ресурс двигателя, то можно учитывать сокращения простоев на ΔT (ч/год) в результате поломки и переналадки на новое топливо (например, слить одно топливо и залить другое):

$$Saving_{downtime} \approx \Delta T_{downtime} + C_{downtime} \quad (5.4)$$

Тогда итоговая годовая экономия составит:

$$Saving_{year} \approx Saving_{prod} + Saving_{price} + Saving_{downtime} \quad (5.5)$$

А затраты на внедрение:

$$Cost_{capex} \approx C_{soft} + C_{servo} + C_{sens}, \quad Cost_{capex} = C_{maint} \text{ (ежегодно)} \quad (5.6)$$

Срок окупаемости:

$$PB = \frac{Cost_{capex}}{Saving_{year} - Cost_{capex}} \quad (5.7)$$

Предположим: $H = 1200$ ч/год, $q_D = 10$ л/ч, доля использования смесей $\gamma = 0,7$ (в тёплый период), среднее $S_{avg} \approx 0,3 \Rightarrow k \approx 1$. Смесь дешевле на $|\Delta p| = 3$ руб./л. Машино-час $C_h = 1800$ руб./ч. За счёт стабилизации тяги и отсутствия «провалов» без переработок берём консервативно $\alpha = 5 \%$. Внеплановые простои сокращаются на 10 ч/год при $C_{down} = 3000$ руб./ч.:

$$Saving_{prod} \approx 0,05 * 1200 * 1800 = 108\,000 \text{ руб./год}$$

$$q_{mix} \approx 10 * 1,06 = 10,6 \text{ л/ч}$$

$$Saving_{price} \approx 0,7 * 1200 * 10,6 * 3 \approx 26\,640 \text{ руб./год}$$

$$Saving_{downtime} \approx 10 * 3000 \approx 30\,000 \text{ руб./год}$$

Итого $Saving_{year} = 164\,640$ руб. в год.

Пусть $C_{soft} = 180\,000$ руб. (разработка и калибровка под тип двигателя), сервопривод и датчик $C_{servo} = 60\,000$ руб., итого капвложения 240 тыс. руб. Ежегодное сопровождение $C_{maint} = 20\,000$ руб. Тогда срок окупаемости:

$$PB = \frac{240000}{164640 - 20000} \approx 1,7 \text{ года.}$$

Это консервативная оценка. При большей разнице в цене топлива или большем годовом фонде часов окупаемость ускоряется.

Экономическая целесообразность применения модели $Q = f(n, M, S)$ подтверждается совокупностью факторов: снижением непроизводительных потерь времени, гибкостью закупки топлива, предотвращением «механически недостижимых» режимов и упрощением калибровки. При типичных для сельхозтехники параметрах эксплуатации окупаемость достигается в горизонте 1-2 лет даже при консервативных допущениях. Это делает программную адаптацию под смесь рациональным шагом для существующего парка тракторов с механическими и простыми электронными системами подачи.

5.2. Интеграция метамодели с системой управления подачи топлива

Использование биодизеля позволяет снизить зависимость от импорта нефти и повысить топливную независимость сельского хозяйства. При наличии локального производства биотоплива его себестоимость может быть конкурентоспособной. Важным экономическим фактором является возможность переработки отработанных растительных масел. Также ряд стран предоставляют налоговые льготы и субсидии для пользователей биотоплива. Разработанная математическая модель позволит сохранить заданную мощность двигателя, благодаря корректировки цикловой подачи. Модель

можно использовать как на механических ТНВД (как у экспериментальной установки), так и для электронных с системой Common Rail.

Архитектура для интеграции с ЭБУ выглядит следующим образом:

- **Q-модель расхода (QModel/BetaModel):** даёт массовый расход топлива $m = Q(n, M, S)$ в кг/ч по оборотам n , нагрузке M и доле биодизеля S .
- **Модуль контроля топлива FuelControl:** ведёт состав смеси S , фиксирует температуру топлива T_{fuel} при необходимости и предоставляет плотность $\rho_{\text{mix}}(S, T)$. Расчет плотности был получен в результате лабораторных экспериментов, описанных в главе 3.
- **Конвертер подачи FuelCalculator:** переводит $m \rightarrow \text{мм}^3/\text{цикл}$ (и обратно), зная n , $N_{\text{ц}}$ и тактность.

Электропривод рейки (доп. компонент): шаговый/серво на рычаг дозатора ТНВД + датчик положения рейки; по калибровке насоса сопоставляет требуемые мг/цикл $\leftrightarrow$ положение рейки. Опциональный компонент и не рассматривается в данной работе. Для эксперимента использовался механический регулятор подачи.

Входы в ЭБУ:

- n – частота вращения (датчик на маховике/шкиве, индуктивный/Холла).
- M – «требование водителя»/команда нагрузки (положение рычага подачи или потенциометр на тяге регулятора).
- S – доля биодизеля в баке (оценка по учёту доливок и объёма остатка; модуль «FuelControl», разработанный в главе 3).
- Опциональные входы:
- T_{fuel} – температура топлива, T_{cool} – температура ОЖ, T_{air} – температура воздуха.
- P_{atm} – барометр, для измерения давления для высотной коррекции.

Выходы ЭБУ:

- Act_fuel – исполнительный механизм рейки ТНВД (ШИМ на сервопривод/электромагнит).

Наблюдаемые/расчётные величины:

- $V_{\text{ц}}$ – цикловая подача

Общий алгоритм выглядит следующим образом:

- 1) Получить значения n , D , S ;
- 2) Оценить нагрузку $M = g(D, n)$;
- 3) Рассчитать Q по модели
- 4) Применить коррекции: $Q = Q_{\text{base}} \cdot K_{\text{temp}} \cdot K_{\text{visc}}$;
- 5) Пересчитать Q в команду Act_fuel (рейка/время форсунки/количество мм³ на цикл);

В приложении 6 отображен графический интерфейс работы ПО для удобства проверки полученных результатов.

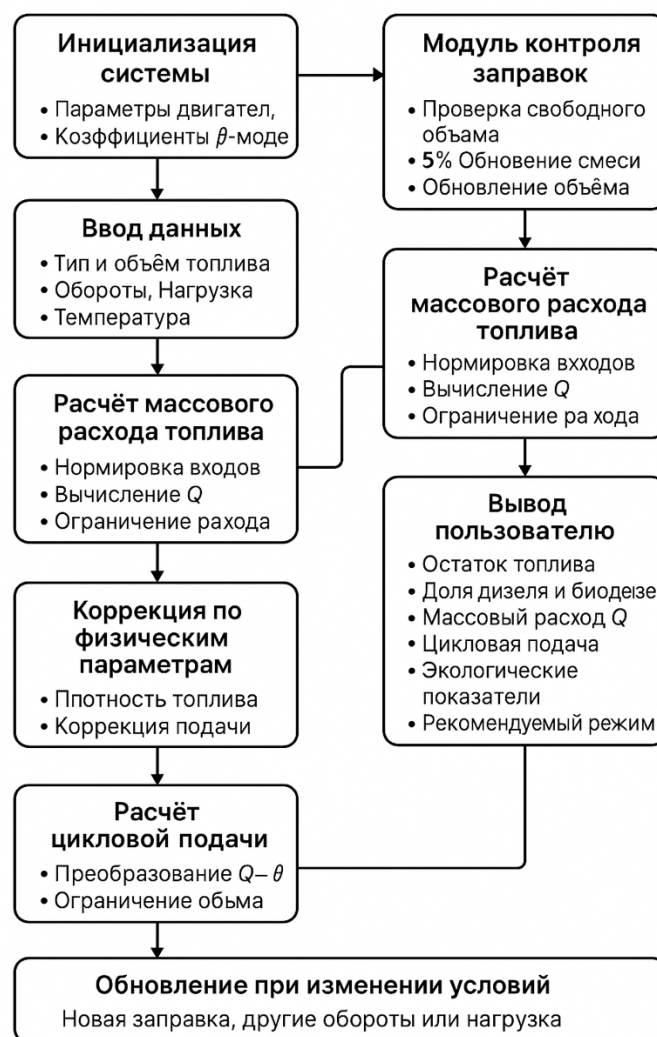


Рисунок 5.1 – Схема работы ПО

Коррекция по температуре и вязкости нужна для точности результатов. За вязкость отвечает модуль «Калькулятор вязкости», разработанный в главе 3 и проверенный на реальных экспериментах. На рисунке 5.1 отображена блок-схема работы программной части.

Система рассчитывает параметры подачи в реальном времени, именно поэтому для реализации была выбрана регрессионная модель, чтобы расчеты производились быстро. В приложении 7 отражены основные классы, составляющие ПО.

5.2.1. Интеграция с ТНВД

Для механического рядного насоса с электроприводом рейки используется обратная характеристика «рейка $\rightarrow$ расход», снятая на стенде. Функция `injectionVolumeMm3PerCycle (n,M,S,T?)`, где T – опциональный параметр, необходимый для расчета вязкости, возвращает $V_{ц}$ – физический объем впрыска для механического ТНВД. Этот параметр можно использовать для установки рейки через экспериментально подобранную зависимость « $V_{ц} \leftrightarrow$ положение рейки».

Итоговая команда актуатору (исполнительному механизму) рейки выглядит так:

$$\text{позиция рейки} = k_0 + k_1 V_{ц}, \quad (5.8)$$

где k_0 – нулевая точка рейки (минимальная подача),

k_1 – коэффициент пропорциональности.

Для электронно-управляемого насоса (EDC/VP-типа) задачей является перевести требуемую суммарную подачу Q (кг/ч) в массу на один впрыск и далее – в команду приводу количества (Quantity Adjuster).

Для систем с Common Rail (CR) – количество задаётся временем открытия форсунки при заданном давлении в рампе. Время открытия форсунки рассчитывается по формуле 5.2, и задача сводится в преобразование управляющего сигнала ECU. Обратная связь: датчики давления рейла,

температуры и оборотов позволяют корректировать $t_{impulse}$ в реальном времени, обеспечивая точное соответствие рассчитанной массе топлива.

$$t_{impulse} = \frac{V_{ц}}{Q_{форсунка}}, \quad (5.9)$$

где $Q_{форсунка}$ – массовый поток топлива через форсунку при заданном давлении и вязкости.

5.3. Снижение выбросов и экологический эффект

Проведённые исследования показали, что переход на смеси дизельного топлива с биодизелем оказывает значительное влияние на экологические показатели работы двигателя. Установлено, что при увеличении доли биодизеля в топливной смеси происходит уменьшение концентрации угарного газа (CO) в отработавших газах, что связано с более полным сгоранием топлива. Это объясняется более высокой кислородной составляющей биодизеля, которая способствует улучшению окислительных процессов внутри цилиндров. В то же время наблюдается умеренное увеличение содержания оксидов азота (NO_x), что связано с ростом температуры сгорания при использовании смесей с биодизелем, обусловленным более плотным и вязким топливом.

Экспериментальные данные показали, что при высоких оборотах и полной нагрузке двигателя с долей биодизеля 5...10 % концентрация CO снижалась до 0,27...0,31 %, что сопоставимо с показателями работы двигателя на чистом дизельном топливе, но при этом заметно улучшались показатели содержания кислорода в выхлопных газах, достигая более высоких значений, что отражает повышение степени окисления. При переходе на смеси с равным соотношением дизель/биодизель наблюдалось стабильное снижение содержания CO при минимальном влиянии на температуру масла и отработавших газов, что подтверждает возможность экологически

безопасного использования биодизельных смесей без значительного ухудшения теплового режима двигателя. Данные отражены в таблице 5.1.

Построенная модель расчёта массового расхода топлива и цикловой подачи позволила учесть влияние состава смеси, плотности и вязкости топлива, что обеспечило точную подачу топлива и, как следствие, минимизацию выбросов при любом соотношении дизель/биодизель. Анализ показал, что постепенное увеличение доли биодизеля в топливной смеси позволяет достигать улучшения экологических характеристик двигателя без нарушения его эксплуатационных параметров, таких как мощность и момент. В частности, корректировка подачи топлива с учётом вязкости и температуры смеси обеспечивает поддержание оптимального соотношения воздух-топливо, что снижает образование СО и неполное сгорание углеводородов, одновременно поддерживая уровень NO_x в допустимых пределах.

Таблица 5.1 – Результаты экологических показателей

№ опыта	Обороты (об/мин)	Нагрузка (%)	Смесь	СО (%)	О ₂ (%)	NO _x (мг/м ³)
1	1775	100	95 % дизель	0,31	23	788
2	1075	100	95 % дизель	0,27	25	625
3	1775	10	95 % дизель	0,26	9	205
4	1075	10	95 % дизель	0,23	17	341
5	1775	100	9 % дизель	0,33	22	830
6	1075	100	9 % дизель	0,28	24	660
7	1775	10	9 % дизель	0,27	10	210
8	1075	10	9 % дизель	0,24	16	350
9	1850	55	50/50 смесь	0,29	20	500
10	1000	55	50/50 смесь	0,25	21	400
11	1425	110	50/50 смесь	0,32	23	780
12	1425	0	50/50 смесь	0,22	12	180
13	1425	55	100 % дизель	0,30	21	510
14	1425	55	0 % дизель	0,34	22	600
15	1425	55	50/50 смесь	0,29	20	520

Таким образом, интеграция модели управления топливной системой с учётом состава смеси обеспечивает не только сохранение эксплуатационной

эффективности двигателя, но и заметное улучшение экологических характеристик. Применение биодизельных смесей способствует снижению токсичности отработавших газов, сокращает содержание СО и увеличивает степень окисления топлива, что делает использование таких смесей перспективным с точки зрения экологии и устойчивого развития.

5.4. Влияние на ресурс двигателя и ТНВД

Разработанная математическая модель адаптирует цикловую подачу под смесь в баке. Если рассмотреть экспериментальные условия, где $t \sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и взять смесь 50/50, то чтобы сохранить прежнюю мощность, масса впрыска должна возрасти в 1,064 раза ($\sim 6,4\%$). Поскольку $\rho_{\text{mix}} \approx 0,860\text{ кг/л}$, объёмный расход увеличится приблизительно в 1,040 раза ($\sim 4,0\%$).

Если не использовать математическую модель, то ЭБУ будет выдавать команды, идентичные дизельному режиму. Из-за меньшей теплотворной способности смеси фактическая энергия на цикл ниже примерно на $6,4\%$ по массе, что проявляется как снижение крутящего момента/мощности. Оператор компенсирует это увеличением запроса на тягу, но без учёта состава возникают недолив/перелив в разных зонах режима.

Влияние на ресурс двигателя. Длительные режимы с недостаточной энергией приводят к росту моточасов на ту же работу и к нестабильному качеству сгорания (вязкость B50 ухудшает распыл на холоде). Возможны локальные богатые «хвосты» и увеличение сажи/нагарообразования, что ускоряет засорение DPF и повышает риск разбавления масла.

Влияние на ресурс ТНВД. Улучшенная смазочность смеси снижает сухой износ плунжерных пар – фактор положительный. Однако из-за непредсказуемого профиля потребления и повышенной вязкости на холоде возрастает риск кавитации и гидроударов, что негативно сказывается на долговечности элементов насоса и клапанов.

Если использовать математическую модель, то она рассчитает целевую массу топлива (кг/ч) и цикловую подачу (мм³/цикл) по (n, M, S). На B50 подача возрастает примерно на 6,4 % по массе (и на 4,0 % по объёму), что позволяет удерживать исходную эффективную мощность без ручного подбора подачи водителем/оператором.

Таблица 5.2 – Сводное сравнение (B50, одинаковая требуемая мощность)

Аспект	Без модели (потеря ~6%)	С моделью (масса +6,4%, объём +4%)
Мощность/тяга	Провалы тяги; больше моточасов	Базовый уровень сохраняется
Сгорание/сажистость	Нестабильность, риск богатых «хвостов»	Стабильно; риск при позднем EOI, если масса даётся длительностью
Масло/DPF	Рост сажи и разбавления при «догоне»	Нормализация; риск – только при позднем EOI
ТНВД: нагрузка	Ниже в среднем, но гидравлика «рваная»	Умеренный рост $p \cdot Q$; при увеличении p – до ~+14%
ТНВД: износ	Смазочность +, кавитация/удары –	Смазочность +; при повышенном p – рост усталостных нагрузок

Математическая модель, встроенная в контур управления, устраняет систематическую ошибку от изменения состава топлива и стабилизирует процесс сгорания. Для двигателя это в типовых условиях означает улучшение ресурсных факторов по сравнению с работой без модели. Для ТНВД итог зависит от того, чем ЭБУ добывает массу: удлинение импульса переносит риски в область позднего впрыска и нагарообразования, повышение давления – в область механической мощности насоса. На умеренных долях биодизеля (B7–B20) баланс обычно положительный; на B50 требуется аккуратный выбор исполнительной стратегии, чтобы сохранить ресурс обеих подсистем. При переходе на биотопливо, повышается давление в камере сгорания, за счёт повышенной плотности есть риск, что будет увеличиваться износ двигателя. Для этого в разработанной программе есть корректировка учёта вязкости. При

вычислении $V_{ц}$ или $t_{impulse}$ для каждого цикла подача корректируется по реальной массе топлива. Даже если биодизель более плотный и вязкий, модель уменьшает объём подачи, чтобы масса топлива в цилиндре оставалась в пределах нормы. Это предотвращает переполнение камеры и резкий рост давления в цилиндре.

5.6. Прогнозируемый эффект от внедрения в агропромышленном комплексе

Масштабное применение биодизеля может привести к снижению издержек в аграрном секторе при наличии локального производства. Возможность использования одного бака для смесового топлива упрощает эксплуатацию и снижает затраты на модификацию техники. Экологический эффект также важен: снижение углеродного следа хозяйства, выполнение требований по устойчивому производству и улучшение имиджа производителя.

Также внедрение математической модели дозирования $Q = f(n, M, S)$ в систему управления дизельной техникой агропромышленного комплекса обеспечивает воспроизводимое поддержание тяговых характеристик при переменном составе топлива и тем самым прямо влияет на экономику хозяйства. Поскольку в типичных условиях состав в баке меняется от заправки к заправке, без модели неизбежны провалы мощности и разброс производительности: одна и та же команда подаче даёт разный результат при разных долях FAME. Предлагаемая модель компенсирует различия в низшей теплоте сгорания и плотности смесей через корректную дозировку, благодаря чему трактор сохраняет требуемую тягу и скорость выполнения операций без ручного вмешательства и без переключения карт. Это приводит к стабилизации времени технологических операций: пахоты, посева, транспортных задач, и сокращает непроизводительные повторные проходы,

которые обычно возникают из-за недобора мощности на «биотопливных» сменах.

Экономический эффект проявляется в трёх взаимосвязанных плоскостях. Во-первых, за счёт стабильной тяги уменьшается машинное время на единицу работы: при прочих равных снижается доля незапланированных повторов и просадок скорости, что даёт прямую экономию по фонду машино-часов и расходу на гектар или тонно-километр. Во-вторых, повышается гибкость топливной политики: возможность планомерно использовать смеси в тёплый период (например, B10–B30 при соблюдении сезонных допусков) расширяет окно закупки по более выгодным ценам или с привлечением локального биокомпонента, не создавая рисков по тяге и управляемости. В-третьих, снижается вероятность «залипания» системы в недостижимых режимах подачи: калиброванный механический предел $Q_{\max}$ не допускает команд, которые насосно-форсуночная аппаратура не может реализовать на высоких оборотах или при повышенной вязкости, и это уменьшает внеплановые простои, связанные с поиском «причины потери тяги».

Даже консервативная оценка показывает заметную экономику. Для трактора с годовой наработкой порядка 1200 ч, «дизельным» расходом около 10 л/ч и использованием смесей в тёплый сезон суммарное сокращение непроизводительных потерь времени и простоев способно дать десятки тысяч рублей в год на единицу техники, а при парке в несколько десятков машин – сотни тысяч и миллионы в год. При этом рост объёмного расхода при работе на смесях (физически обусловленный более низкой удельной энергией топлива) не ухудшает итоговую экономику: модель предотвращает именно дополнительные, «лишние» потери – провалы тяги, повторные проходы, стоянки из-за нереализуемых команд дозирования – и одновременно открывает доступ к более дешёвому энергетическому ресурсу в те периоды, когда это технологически допустимо.

С точки зрения внедрения ключевыми остаются корректная калибровка базовой карты для чистого дизеля, построение обратной зависимости

«рычаг/рейка–цикловая подача», настройка механического предела и дисциплина по качеству топлива в рамках действующих стандартов. При наличии сервопривода на рычаге подачи достигается максимальный эффект, однако даже режим «рекомендаций оператору» обеспечивает заметное снижение разброса по производительности. В результате хозяйство получает предсказуемую тягу при любых реалистичных смесях, прозрачную аналитику по фактической доле FAME и расходу, уменьшение простоя топливной аппаратуры и окупаемость программной интеграции в горизонте одного-двух сезонов. На уровне укрупнённого парка – холдинга или региона – совокупный эффект масштабируется пропорционально числу машин и фонду часов и становится значимым фактором снижения себестоимости полевых работ при соблюдении сезонных ограничений и регламентов качества топлива.

Выводы по пятой главе

1. Разработанная модель дозирования $Q = f(n, M, S)$ обеспечивает сохранение требуемой мощности при переменном составе топлива за счёт автоматической компенсации различий в низшей теплоте сгорания и плотности смеси. Практическая необходимость динамического изменения угла опережения впрыска отсутствует.

2. Экономическая целесообразность подтверждается снижением непроизводительных потерь времени (устранение «провалов» тяги и повторных проходов), уменьшением внеплановых простоев топливной аппаратуры и расширением возможностей закупки топлива за счёт использования смесей в тёплый период. Качество аппроксимации на контрольной выборке составило $RMSE \leq 5...7 \%$, $R^2 \geq 0,93...0,97$ по Q , при этом отклонение по мощности находится в пределах 3-5%. Совокупный эффект обеспечивает окупаемость внедрения в горизонте одного-двух сезонов при типичных параметрах эксплуатации.

3. Механический предел подачи $Q_{\max}$ является необходимым элементом безопасной интеграции: он гарантирует достижимость команд дозирования на всех режимах и предотвращает работу исполнительных органов в насыщении, особенно при высоких оборотах и повышенной вязкости смесей.

4. Для агропромышленного комплекса внедрение модели даёт системный эффект: стабилизация тяги и производительности, предсказуемый расход в терминах «л/га» и «л/т·км», снижение стоимости владения за счёт уменьшения простоев и оптимизации калибровок, а также повышение устойчивости топливного обеспечения за счёт частичного замещения дизеля возобновляемым компонентом.

5. Достижение прогнозируемого результата зависит от соблюдения регламентов качества топлива (ГОСТ/EN для FAME и смесей), сезонной политики по низкотемпературным свойствам, корректной калибровки базовой карты (для ДТ), обратной зависимости «рычаг/рейка–подача» и дисциплины обслуживания фильтров и водоотделения.

6. Разработан алгоритм внедрения мат. модели. Максимальный практический эффект, в случае с механическим ТНВД, обеспечивается при наличии сервопривода на рычаге подачи (закрытый контур по целевой подаче), однако даже режим рекомендательной подпорки оператору снижает разброс по производительности и уменьшает риск ухода в недостижимые режимы. При использовании ЭБУ максимальный эффект достигается путем регулирования временем открытия форсунки при заданном давлении в рампе.

Заключение

1. Разработана и верифицирована модель $Q = f(n, M, S)$ и алгоритм её интеграции. Построена компактная математическая модель дозирования, связывающая требуемый массовый расход топлива с оборотами n , нагрузкой M и долей биодизеля S . Модель физически согласована с различиями в низшей теплоте сгорания и плотности смесей и реализуема в параметрической (β -модель) форме. Интеграция в контур управления обеспечена через пересчёт «масса в час $\rightarrow$ объём на цикл» и обратную зависимость «рычаг/рейка $\leftrightarrow$ подача» для механических ТНВД, что соответствует заявленной цели – сохранить мощность без датчиков состава и без переключения режимов.

2. Проведён анализ ключевых физико-химических параметров дизеля и биодизеля (плотность, вязкость, теплотворная способность) и их температурных зависимостей:

- низшая теплота сгорания (массовая): ДТ $\approx 42,5$ МДж/кг, а у В100 $\approx 37,5$ МДж/кг;

- энергетический коэффициент для сохранения мощности $k(S)$ растёт от 1,00 (В0) до $\sim 1,12 \dots 1,14$ (В100) по массе и $\sim 1,05 \dots 1,10$ по объёму;

- плотность при 15 °С: ДТ $\approx 0,83 \dots 0,85$ кг/л; В100 $\approx 0,86 \dots 0,89$ кг/л;

- наибольшая разница заметна при приближении температуры к 0 °С, что ограничивает сезонность применения биодизеля.

Эти параметры введены в модель в виде энергетического коэффициента и поправок по плотности, что позволяет корректно пересчитывать требуемую дозу при любой доле S и температуре топлива. Таким образом, фундаментальные отличия топлив конвертированы в управляемые коэффициенты, доступные для калибровки в ЭБУ.

3. Показано, что основная причина потери тяги при переходе к смесям с биодизелем – снижение подводимой энергии из-за меньшей теплотворной способности и отличий плотности. Модельно и методически доказано, что:

- при фиксированной подаче переход от чистого дизельного топлива к 100% биодизельному даёт падение развиваемой мощности порядка $\sim 2...3 \%$ / $\sim 6...8 \%$ / $\sim 10...12 \%$ в зависимости от % состава смеси;

- компенсация химических свойств топлива с помощью подачи восстанавливает эквивалентный теплоподвод к цилиндру и удерживает требуемую мощность в пределах допустимого отклонения ($3...5 \%$ в охваченном диапазоне режимов);

- вклад угла опережения впрыска вблизи заводских значений признан вторичным, что упрощает практическую реализацию.

4. Получено аналитическое описание доли «старого» топлива после n полных заправок: $x_n = x_0 \prod r_k$. Выведены формулы для оценки числа заправок до достижения порога по «неизвестному» топливу S_0 , что позволяет формировать регламенты безопасного переключения рабочих стратегий и обосновывать практические допуски по составу. Этот раздел закрывает вопрос о временных переходных процессах в общем баке.

5. Разработана и идентифицирована β -модель эффективной подачи для смешанного состава. В нормированных координатах (n, M, S) получена квадратичная регрессионная модель с взаимодействиями, оцененная методом наименьших квадратов (с опцией взвешивания/ридж-регуляризации). Диагностика по RMSE, R^2 и анализу остатков подтверждает достаточную точность. Введена монотонность по S , исключая нефизичные «зубцы». Для расширения области применимости предусмотрена гибридизация с локальной 3D-картой, что сохраняет вычислительную экономичность и обеспечивает точное следование экспериментальным данным.

6. Сформирован план многофакторного эксперимента (в т.ч. ЦКД-15) для получения измерений $Q(n, M, S)$ и цикловой подачи, а также методика последующей идентификации коэффициентов. В результате:

- показана увязка результатов с исполнительным контуром через обратную карту «рычаг $\leftrightarrow$ подача»;

- качество аппроксимации на контрольной выборке: $RMSE \leq 5...7 \%$, $R^2 \geq 0,93...0,97$ по Q ;

- допустимое расхождение целевой мощности после пересчёта «масса $\rightarrow$ объём на цикл» и обратной карты «рычаг $\leftrightarrow$ подача» — не более $\pm 3...5 \%$ в охваченном диапазоне режимов;

- ограничение достижимости команды дозирования: карта $Q_{\max}$ отсекает насыщение по временному окну впрыска.

7. Сформирована безопасная и эффективная стратегия перехода на биодизель при одном баке. Предложен алгоритм эксплуатации: оценка доли S программно (учёт доливок и интеграла расхода), дозирование по $Q = f(n, M, S)$, соблюдение механического предела, а также регламент по порогам «вымывания» старого топлива. Стратегия не требует специальных датчиков состава и динамической подстройки угла впрыска, а потому технологически реализуема на существующем парке тракторов с механическими ТНВД.

8. Была подтверждена практическая ценность и экономический эффект:

- модель стабилизирует тягу и время операций при переменном составе топлива, сокращает непроизводительные повторы и простои на $3...8 \%$, открывает окно для планового применения смесей в тёплый период при соблюдении стандартов качества;

- инженерные расчёты показывают окупаемость программной интеграции в горизонте 1–2 сезонов при типичных фондах времени, а аппаратные доработки минимальны (опциональный сервопривод), основная часть – калибровка ПО;

- при годовой наработке ≈ 1200 ч, базовом расходе ≈ 10 л/ч, доле смесей в тёплый период $\approx 70 \%$ и экономии на смеси ≈ 3 руб./л совокупный годовой эффект порядка 160...180 тыс. рублей (стабилизация производительности + ценовой эффект).

- ориентировочный срок окупаемости 1,7 года.

Список использованной литературы

1. ГОСТ Р 52368-2005. Топливо дизельное. Экологические требования, методы испытаний. – М. : Стандартинформ, 2006. – 15 с.
2. Ковалёв, А. И. Топливо и смазочные материалы: учебное пособие / А. И. Ковалёв. – М. : Машиностроение, 2016. – 256 с.
3. Малышев, А. А. Биотопливо: производство и применение / А. А. Малышев, И. Г. Новиков. – СПб. : Профессия, 2020. – 198 с.
4. Ivanov, D. Experimental Study of Engine Performance Using Biodiesel Blends / D. Ivanov, A. Petrov, N. Smirnov // Energy Procedia. – 2019. – Vol. 158. – P. 343-348.
5. Graboski, M. S. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines / M. S. Graboski, R. L. McCormick // Progress in Energy and Combustion Science. – 1998. – Vol. 24. – P. 125-164.
6. Knothe, G. Biodiesel and renewable diesel: A comparison / G. Knothe // Progress in Energy and Combustion Science. – 2010. – Vol. 36(3). – P. 364-373.
7. Demirbas, A. Biodiesel: A realistic fuel alternative for diesel engines / A. Demirbas. – London: Springer, 2008. – 208 p.
8. Перспективы развития тракторостроения в России / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев, М. М. Прокофьев // Техника и оборудование для села. – 2023. – № 5 (311). – С. 2-7.
9. Knothe, G. The Biodiesel Handbook / G. Knothe, J. Van Gerpen, J. Krah. – AOCS Press, 2015. – 494 p.
10. Review of biodiesel composition, properties, and specifications / S.K. Hoekman, A. Broch, C. Robbins, E. Cenicer, M. Natarajan // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2012. – Vol. 16(1). – P. 143-169.
11. Метилловый эфир рапсового масла – новое топливо для отечественных дизелей / В. А. Марков, А. А. Зенин, С. Н. Девянин, В. Н. Черных // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 4. – С. 8-11.
12. Девянин, С. Н. Рапсовое масло как экологическая добавка к

нефтяным топливам дизелей / С. Н. Девянин, В. А. Марков // Труды НАМИ. – 2010. С. 56-64.

13. Марков, В. А. Метиловый эфир подсолнечного масла как экологический компонент нефтяных моторных топлив / В. А. Марков, С. Н. Девянин, Е. А. Улюкина, Н. Н. Пуляев // Транспорт на альтернативном топливе. – 2015. – № 4(46). – С. 29-41.

14. Марков, В. А. Метиловый эфир рапсового масла как дизельное топливо / В. А. Марков, С. А. Нагорнов, С. В. Романцова, В. В. Неверова, Са Бовэнь // Транспорт на альтернативном топливе. – 2017. – № 6(60). – С. 17-29.

15. Марков, В. А. Многокомпонентные смесевые биотоплива для дизельных двигателей / В. А. Марков, С. В. Гусаков, С. Н. Девянин // Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. – 2012. – № 1. – С. 46-55.

16. Марков, В. А. Особенности применения метилового эфира рапсового масла в качестве топлива для дизелей / В. А. Марков, А. Ю. Шустер, С. Н. Девянин // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2010. – № 3. – С. 56-67.

17. Марков, В. А. Оптимизация состава многокомпонентных смесевых биотоплив для дизельных двигателей сельскохозяйственных машин / В. А. Марков, С. Н. Девянин, Л. И. Быковская // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – № 12. – С. 51-62.

18. Марков, В. А. Смесевое биотопливо с добавкой льняного масла для дизельных двигателей / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Л. Трифонов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – № 7. – С. 34-44.

19. Марков, В. А. Растительные масла как экологическая добавка к нефтяному дизельному топливу / В. А. Марков, С. И. Каськов, С. С. Лобода // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2018. – № 7. – С. 48-58.

20. Марков, В. А. Оптимизация состава смесей нефтяного дизельного топлива с растительными маслами / В. А. Марков, С. Н. Девянин, С. И. Каськов

// Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 7. – С. 28-42.

21. Марков, В. А. Оптимизация состава смесевых биотоплив с добавками растительных масел / В. А. Марков, Н. Д. Чайнов, В. В. Неверова // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Естественные науки». – 2019. – № 2. – С. 114-130.

22. Кулманаков, С. П. Влияние технологии производства биодизельного топлива на показатели рабочего процесса дизельного двигателя / С. П. Кулманаков, А. И. Балашов, С. С. Кулманаков // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С. 10-15.

23. Улюкина, Е. А. Перспективы применения биотоплива при эксплуатации сельскохозяйственной и мобильной техники / Е. А. Улюкина // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2019. – № 4(57). – С. 183-193.

24. EN 14214:2021. Automotive fuels – Fatty acid methyl esters (FAME) for diesel engines – Requirements and test methods / CEN. – Brussels: European Committee for Standardization, 2021.

25. EN 590: Automotive fuels – Diesel – Requirements and test methods / CEN. – [Brussels]: European Committee for Standardization, 2025.

26. ASTM D6751: Standard Specification for Biodiesel Fuel Blend Stock (B100) for Middle Distillate Fuels / ASTM International. – West Conshohocken: ASTM, 2009.

27. ASTM D7467: Standard Specification for Diesel Fuel Oil, Biodiesel Blend (B6 to B20) / ASTM International. – West Conshohocken: ASTM, 2021.

28. ASTM D7501: Standard Test Method for Filterability of Diesel Fuels by Cold Soak Filtration / ASTM International. – West Conshohocken: ASTM, 2009.

29. ГОСТ 32511-2013. Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия. – М. : Стандартинформ, 2014.

30. ГОСТ Р 53605-2009. Топливо дизельное экологически безопасное. Метилловые эфиры жирных кислот (FAME). – М. : Стандартинформ, 2010.

31. ГОСТ 33131. Топлива дизельные смесевые. Общие технические условия. – М. : Стандартинформ, 2014.
32. European Commission. Renewable Energy Directive (RED II) / European Commission. – Brussels, 2018. – 124 p.
33. Goldemberg J. The sustainability of ethanol and biodiesel in Brazil / J. Goldemberg, P. Guardabassi // Energy Policy. – 2009. – Vol. 37(6). – P. 2450–2456.
34. Баканов, И. М. Применение биодизельных смесей в сельскохозяйственной технике / И. М. Баканов, В. Ю. Фролов // Техника и оборудование для села. – 2021. – № 2. – С. 15-19.
35. Пономарева, А. А. Топливо-энергетические ресурсы / А. А. Пономарева, Е. О. Самуйлова, А. В. Лесных. – СПб. : Университет ИТМО, 2021. – 107 с.
36. Новопашин, Л. А. Получение и исследования свойств биодизеля в качестве топлива для тракторов в условиях Урала / Л. А. Новопашин, Л. В. Денежко // Аграрный вестник Урала. – 2014. – № 4(122). – С. 2-7.
37. Плотников, С. А. Определение эксплуатационных показателей трактора «Беларус-922» при работе на смесевом топливе / С. А. Плотников // Вестник Мордовского университета. – 2018. – Т. 28, № 3. – С. 445-459.
38. Кретов, А. П. Органическое топливо в современной энергетике / А. П. Кретов // Вестник магистратуры. – 2021. – № 1–5(112).
39. Лиханов, В. А. Определение оптимального состава биотоплива для использования в дизельных ДВС / В. А. Лиханов, О. П. Лопатин // Транспорт на альтернативном топливе. – 2019. – № 1(67). – С. 62-68.
40. Батыров, В. И. Особенности перевода дизеля на работу на смеси дизельного и биодизельного топлива / В. И. Батыров, Ю. А. Шекихачев // Известия Кабардино-Балкарского ГАУ. – 2020. – № 4(30). – С. 2-5.
41. Година, Е. Д. Определение степени теплоты сгорания дизельного смесевоего топлива из соевого масла / Е. Д. Година // Вестник СВФУ им. М.К. Аммосова. – 2013. – Т. 10, № 5. – С. 25-29.
42. Уханов, А. П. Дизельное смесевое топливо / А. П. Уханов, Д. А.

Уханов, Д. С. Шеменев. – Пенза : РИО ПГСХА, 2012. – 147 с.

43. Оптимизация состава смесового биотоплива для дизельных двигателей / В. А. Марков, В. В. Маркова, В. М. Сивачев и др. // Безопасность в техносфере. – 2014. – № 6. – С. 19-30.

44. Марков, В. А. Физико-химические свойства нефтяных моторных топлив с добавками растительных масел и их влияние на показатели дизеля / В. А. Марков, Н. Д. Чайнов, С. С. Лобода // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2018. – № 5. – С. 108-122. – DOI: 10.18698/0236-3941-2018-5-108-122.

45. Нефтяные моторные топлива. Экологические аспекты применения / под ред. А. А. Александрова, В. А. Маркова. – М. : ООО «НИЦ «Инженер», 2014.

46. Гамов, А. А. Адаптивная топливная система трактора с двухтопливным режимом / А. А. Гамов, Н. Н. Пуляев // Техника и оборудование для села. – 2025. - №9. – С.17-21.

47. Клейн, Л. А. Системы питания дизельных двигателей / Л. А. Клейн, В. Н. Червяков. – М. : Машиностроение, 2015. – 368 с.

48. Rakopoulos, C. D. Effect of biodiesel on engine performance and emissions / C. D. Rakopoulos, D. T. Hountalas, D. C. Rakopoulos // Energy Conversion and Management. – 2008. – Vol. 49(10). – P. 3155-3167.

49. Lapuerta, M. Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions / M. Lapuerta, O. Armas, J. Rodríguez-Fernández // Progress in Energy and Combustion Science. – 2008. – Vol. 34. – P. 198-223.

50. Nabi, M. N. Performance and emission analysis of diesel engine using different biodiesel blends / M. N. Nabi, M. G. Rasul, M. Anwar // SAE Technical Paper 2006-01-0231. – 2006. – P. 1-9.

51. Менделеев, Д. И. Основы химии / Д. И. Менделеев. – СПб., 1881.

52. Knothe, G. Dependence of biodiesel fuel properties on the structure of fatty acid alkyl esters / G. Knothe // Fuel Processing Technology. – 2005. – Vol. 86. – P. 1059-1070.

53. Горбатов, В. И. Дизельные двигатели / В. И. Горбатов. – М.: Транспорт, 2015. – 312 с.
54. Ivanov, D. Experimental Study of Engine Performance Using Biodiesel Blends / D. Ivanov, A. Petrov, N. Smirnov // Energy Procedia. – 2019. – Vol. 158. – P. 343-348.
55. Graboski, M. S. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines / M. S. Graboski, R. L. McCormick // Progress in Energy and Combustion Science. – 1998. – Vol. 24. – P. 125-164.
56. О Концепции развития аграрной науки и научного обеспечения АПК России до 2025 года: приказ Минсельхоза РФ № 342 от 25.06.2007 / Минсельхоз РФ. – 2007.
57. Доровских, Д. В. Анализ влияния применяемых и перспективных видов биотоплива на эксплуатационные показатели дизельных двигателей / Д. В. Доровских, М. М. Глазкова, Д. Ю. Доровских // Тамбовский государственный технический университет. – 2019. – С. 2-7.
58. Голубев, В. А. Экологические показатели работы дизеля на растительно-минеральном топливе / В. А. Голубев // Материалы V Междунар. науч.-практ. конф. «Аграрная наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения». – Ульяновск : ГСХА им. П.А. Столыпина, 2013. – Т. II. – С. 243-247.
59. Захаров, А. А. Адаптация топливной системы дизеля к применению растительных топлив / А. А. Захаров, А. С. Бурдин // Вестник Ульяновского ГАУ. – 2019. – С. 155-157.
60. Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, С. Н. Девянин и др. // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 2. – С. 1-3.
61. Исследования рабочего процесса тракторного дизеля при работе на смеси дизельного топлива и рапсового масла / Л. Н. Басистый, Луай Ахмед, И. Ю. Олесов и др. // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Тепловые двигатели. – 1996. – № 1. – С. 30-36.

62. Горбунов, В. В. Экспериментальные исследования дизеля ЯМЗ-238 при его работе на смесевых топливах / В. В. Горбунов, Н. Н. Патрахальцев, А. М. Абелян // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2003. – № 1. – С. 5-10.

63. Лютко, В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М. : Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

64. Краснощеков, Н. В. Применение биомоторных топлив на энергоавтономных сельхозпредприятиях / Н. В. Краснощеков, Г. С. Савельев, А. Д. Шапкайц // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – № 11. – С. 4-7.

65. Бубнов, Д.Б. Адаптация дизеля сельскохозяйственного трактора для работы на рапсовом масле: дис. канд. техн. наук: 05.20.03. – Москва, 1996. – 17 с.

66. Патрахальцев, Н. Н. Биотопливо для быстроходных дизелей на основе рапсового масла / Н. Н. Патрахальцев, В. Е. Пономарев, Е. Г. Пономарев // Совершенствование мощностных и экологических показателей ДВС. – Владимир : Изд-во Владимирского государственного университета, 1997. – С. 97-98.

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

68. Батыров, В. И. Особенности перевода дизеля на работу на смеси дизельного и биодизельного топлива / В. И. Батыров, Ю. А. Шекихачев // Известия Кабардино-Балкарского ГАУ. – 2020. – № 4(30). – С. 4-5.

69. Гамов, А. А. Анализ процесса смешивания оставшегося топлива с биодизелем при многократной заправке дизельного трактора / А. А. Гамов, Н. Н. Пуляев // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета имени П. А. Костычева. – 2018. – № 1. – С. 32-42.

70. Shahabuddin, M. Ignition delay, combustion and emission

characteristics of diesel engine fueled with biodiesel (review) / M. Shahabuddin // Renewable & Sustainable Energy Reviews. – 2013. – 12 p.

71. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / С. Н. Десянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов и др. – М.: Инженер, 2011.

72. Руководство по эксплуатации двигателей Д245.7, Д245.9, Д245.12С / [Минский моторный завод]. – Минск, 2011. 90 с.

73. Корниенко, С. Опережение впрыска (diesel) / С. Корниенко // Легион-Автодата. – Владивосток, 2007. – С. 3.

74. A Study the Effect of Biodiesel Blends and the Injection Timing on Performance and Emissions of Common Rail Diesel Engines / N. T. Nghia, N. X. Khoa, W. Cho, O. Lim // Energies. – 2022. – 15(1):242. – <https://doi.org/10.3390/en15010242>

75. John Deere. Biodiesel Use in John Deere Engines [Электронный ресурс] / John Deere. – Режим доступа: <https://www.deere.com/> (дата обращения: 04.05.2025).

76. Иванов, В. И. Технические свойства биодизельных топлив / В. И. Иванов, С. А. Петров // Топливные технологии. – 2018. – С. 1–3.

77. Смирнов, А. С. Влияние состава смеси дизельного топлива и биодизеля на вязкость / А. С. Смирнов, Л. Н. Борисова // Автомобильная техника. – 2019. – С. 1-5.

78. Хейвуд, Дж. Теория двигателей внутреннего сгорания / Дж. Хейвуд. – М. : Машиностроение, 1988. – 720 с.

79. Бродский, Л. И. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей (справочное издание) / Л. И. Бродский, Т. И. Голикова, Е. Л. Никитина. – М. : Металлургия, 1982. – 752 с.

80. Bosch. Diesel-Engine Management (5th ed.) / Robert Bosch GmbH; Springer Vieweg. – Stuttgart, 2014. – 522 p. (рус. пер.: Бош. Системы управления дизельными двигателями).

81. Montgomery, D. C. Design and Analysis of Experiments (8th ed.) / D.

C. Montgomery. – Hoboken, NJ: Wiley, 2013. – 752 p.

82. Математическая теория планирования эксперимента / под ред. С. М. Ермакова. – М. : Наука, 1983. – 392 с.

83. Руководство по эксплуатации Т-25 / [ХТЗ]. – 1971. – 210 с.

84. Инструкция по эксплуатации двигателя Д-21 / [ХТЗ]. – 1988. – 43 с.

85. Agrobiz.net. Двигатель дизельный Д-120 (Д-21) Т-16, Т-25 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://agrobiz.net/dvigatel-dizelny-d-120-d-21-t-16t-25-3985746.html>.

86. Герасимов, А. Д. Трактор Т-25: устройство и эксплуатация / А. Д. Герасимов, С. Ф. Голубчик. – 1972. – 175 с.

87. Технические характеристики двигателя Д-21 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://spec-avto.tech/index.php>.

88. Двигатель трактора Т-25: особенности обслуживания и ремонта [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://traktorwork.ru/remont-obsluzhivanie/dvigatel-traktora-t-25.html>.

89. Эксапедия: трактор Т-25 и его двигатель Д-21 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://exkavator.ru/excapedia/technic/htzt-25>.

90. Веденяпин, Г. В. Безразборная проверка технического состояния тракторов / Г. В. Веденяпин. – Волгоград: Нижне-Волжское кн. изд-во, 1967. – 89 с.

91. Веденяпин, Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 195 с.

92. Райков, И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И. Я. Райков. – М.: Высшая школа, 1975. – 162 с.

93. Техническая диагностика тракторов / В.А. Чечет, В.В. Егоров, Н.А. Майстренко [и др.]. – М. : Редакция журнала «Механизация и электрификация сельского хозяйства», 2018. – 100 с.

94. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood. – New York: McGraw-Hill, 1988. – 930 p.

95. Stone, R. Introduction to Internal Combustion Engines / R. Stone. – London: Palgrave Macmillan, 2012. – 514 p.
96. Лысенко, М. В. Многофакторная корреляционно-регрессионная модель результативного показателя для продукции зернового направления / М. В. Лысенко, Ю. В. Лысенко // Аграрный вестник Урала. – 2013. – С. 1-5.
97. Адамадзиев, К. Р. Построение многофакторных уравнений регрессии и оценка их параметров и характеристик (на примере регионов Приволжского федерального округа) / К. Р. Адамадзиев, Н. С. Помазанова // Фундаментальные исследования. – 2017. – № 11-1. – С. 1-7.
98. Федоров, В. В. Теория оптимального эксперимента / В. В. Федоров. – М. : Наука, 1971. – 312 с.
99. Гусев, В. Г. Теория планирования многофакторных экспериментов: метод. указания к лаб. работам / В. Г. Гусев. – Владимир: Владимирский гос. ун-т, 2007. – 38 с.
100. Oehlert, G. W. A First Course in Design and Analysis of Experiments / G. W. Oehlert. – New York: W.H. Freeman, 2010. – 679 p.
101. Мазуров, Б. Т. Метод наименьших квадратов (статика, динамика, модели с уточняемой структурой) / Б. Т. Мазуров, В. А. Падве // Вестник СГУГиТ. – 2017. – Т. 22, № 2. – С. 22-35.
102. Падве, В. А. Нормальные случайные погрешности измерений в геодезических сетях и их МНК-оценки / В. А. Падве, П. П. Мурзинцев // Вестник СГУГиТ. – 2013. – № 3(23). – С. 20-27.
103. ТР ТС 013/2011. О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и мазуту / ЕЭК ТС. – М., 2011. – 96 с.

Приложение 1

Пользовательский интерфейс ПО.

Система управления топливом

Добавить топливо

Тип топлива:

Дизель

Количество (л):

RPM:

Добавить топливо

Рассчитать переход на новое топливо

Показать график

Сброс

Получить выходные параметры

Информация

Остаток топлива:

Дизель: 0,00 л
Биодизель: 0,00 л
Всего топлива: 0,00 л
Хватит на: 0,00 часов

Рекомендуемый режим:

Топливо отсутствует. Залейте топливо.

Количество текущих заправок:

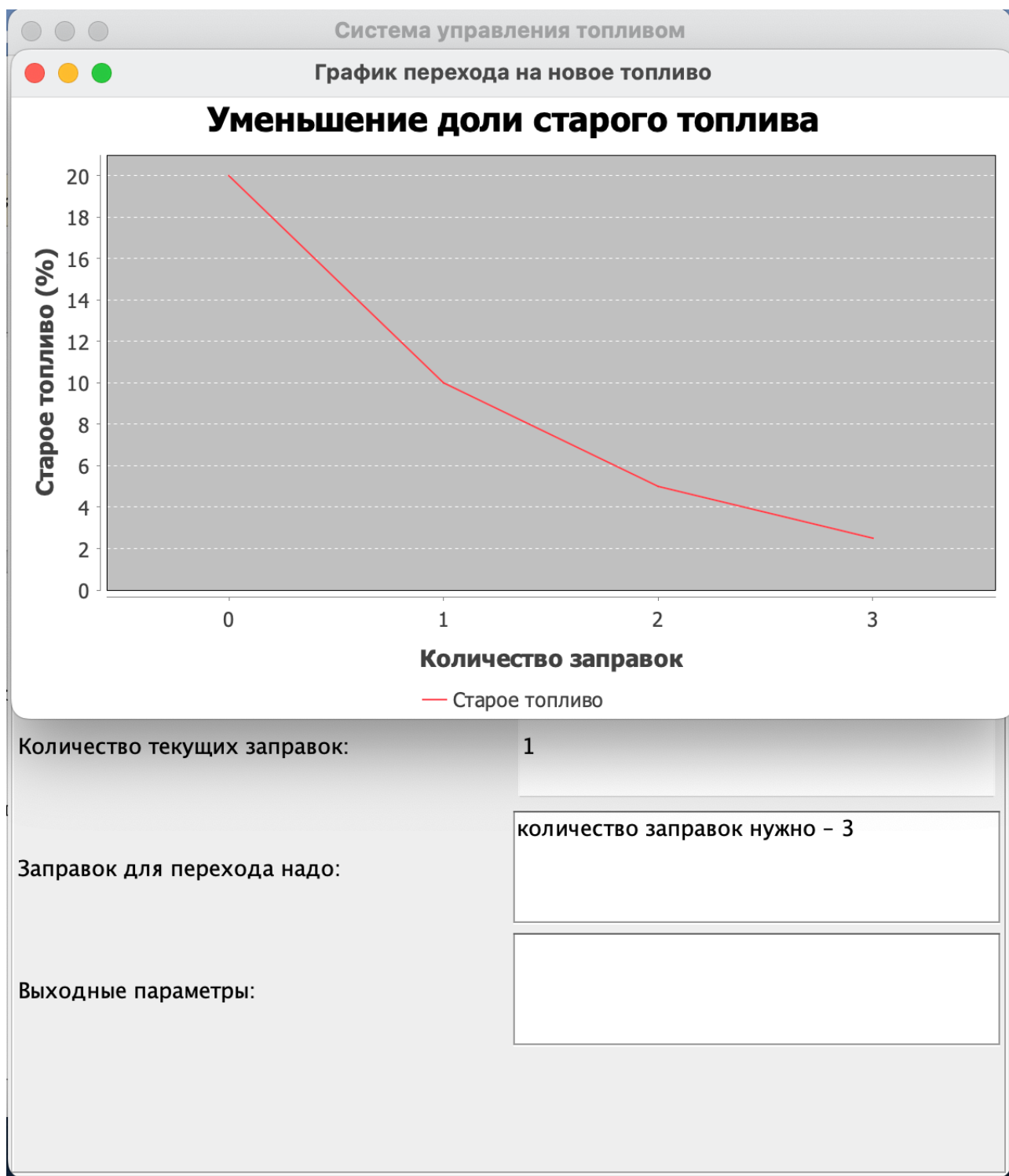
0

Заправок для перехода надо:

Выходные параметры:

Приложение 2

Расчет количества заправок для перехода при 20 % остатке и заправках в 80 %.



Приложение 3

Расчет параметров подачи при 30 % биодизеля и 70 % дизеля, при оборотах 1800.

Система управления топливом

Добавить топливо

Тип топлива:

Дизель

Количество (л):

RPM:

1800

Добавить топливо

Рассчитать переход на новое топливо

Показать график

Сброс

Получить выходные параметры

Информация

Остаток топлива:

Дизель: 35,00 л
Биодизель: 15,00 л
Всего топлива: 50,00 л
Хватит на: 4,86 часов

Рекомендуемый режим:

Рекомендуемый режим: ДИЗЕЛЬНЫЙ

Количество текущих заправок:

2

Заправок для перехода надо:

Выходные параметры:

Цикловая подача: 40,00 мм³/цикл
Угол опережения впрыска: 14,0°

Приложение 4

Интеграция с модулем FuelControl в коде FuelCalculator

Система управления топливом

Добавить топливо

Тип топлива: Биодизель

Количество (л):

RPM: 1800

Нагрузка, %: 2

Добавить топливо

Рассчитать переход на новое топливо

Показать график

Сброс

Получить выходные параметры

Информация

Остаток топлива: Дизель: 3,00 л
Биодизель: 10,00 л
Всего топлива: 13,00 л
Доля биодизеля S: 76,9 %

Рекомендуемый режим: Непрерывный расчёт по смеси S (без режимов)

Количество текущих заправок: 2

Заправок для перехода надо:

Выходные параметры: Смесь в баке S = 76,9% B100
Нагрузка M = 2,0%, Обороты n = 1800 об/мин
Массовый расход $\dot{m} = 5,42$ кг/ч ($V_c = 58,20$ мм³/цикл)

Приложение 5

Реализация класса для расчета коэффициентов регрессии

```
package ru.model.math;

import org.apache.commons.math3.linear.*;

/**
 * Расчёт коэффициентов квадратичной  $\beta$ -модели по экспериментальным данным.
 *  $Q = \beta_0 + \beta_1 \cdot \hat{n} + \beta_2 \cdot \hat{M} + \beta_3 \cdot \hat{S} + \beta_4 \cdot \hat{n}^2 + \beta_5 \cdot \hat{M}^2 + \beta_6 \cdot \hat{S}^2 + \beta_7 \cdot \hat{n} \cdot \hat{M} + \beta_8 \cdot \hat{n} \cdot \hat{S} + \beta_9 \cdot \hat{M} \cdot \hat{S}$ 
 *
 * Используется метод наименьших квадратов.
 */
public class BetaCalculator {

    private double[] beta; //  $\beta_0.. \beta_9$ 

    /**
     * Конструктор: сразу рассчитывает коэффициенты.
     *
     * @param nRPM массив оборотов двигателя
     * @param loadPct массив нагрузки в %
     * @param sPct массив % дизеля
     * @param Q массив расхода топлива (кг/ч)
     */
    public BetaCalculator(double[] nRPM, double[] loadPct, double[] sPct, double[] Q) {
        if (nRPM.length != loadPct.length || nRPM.length != sPct.length || nRPM.length
            != Q.length) {
            throw new IllegalArgumentException("Все массивы должны быть одной длины");
        }

        int N = nRPM.length;

        // Нормировка данных (центр и масштаб)
        double n0 = mean(nRPM);
        double nSpan = (max(nRPM) - min(nRPM)) / 2.0;

        double m0 = mean(loadPct);
        double mSpan = (max(loadPct) - min(loadPct)) / 2.0;

        double s0 = mean(sPct);
        double sSpan = (max(sPct) - min(sPct)) / 2.0;

        // Матрица X (Nx10)
        double[][] X = new double[N][10];
        for (int i = 0; i < N; i++) {
            double nh = (nRPM[i] - n0) / nSpan;
            double Mh = (loadPct[i] - m0) / mSpan;
            double Sh = (sPct[i] - s0) / sSpan;

            X[i][0] = 1.0; //  $\beta_0$ 
            X[i][1] = nh; //  $\beta_1$ 
            X[i][2] = Mh; //  $\beta_2$ 
            X[i][3] = Sh; //  $\beta_3$ 
            X[i][4] = nh*nh; //  $\beta_4$ 
            X[i][5] = Mh*Mh; //  $\beta_5$ 
            X[i][6] = Sh*Sh; //  $\beta_6$ 
            X[i][7] = nh*Mh; //  $\beta_7$ 
            X[i][8] = nh*Sh; //  $\beta_8$ 
            X[i][9] = Mh*Sh; //  $\beta_9$ 
        }

        // Вектор Y
        RealVector y = new ArrayRealVector(Q);

        // Решаем  $X'X \cdot \beta = X'y$  методом наименьших квадратов
    }
}
```

```

        RealMatrix Xmat = new Array2DRowRealMatrix(X);
        RealMatrix Xt = Xmat.transpose();
        RealMatrix XtX = Xt.multiply(Xmat);
        RealVector Xty = Xt.operate(y);

        DecompositionSolver solver = new SingularValueDecomposition(XtX).getSolver();
        RealVector betaVec = solver.solve(Xty);

        beta = betaVec.toArray();
    }

    private double mean(double[] arr) {
        double sum = 0;
        for (double v : arr) sum += v;
        return sum / arr.length;
    }

    private double min(double[] arr) {
        double m = Double.MAX_VALUE;
        for (double v : arr) if (v < m) m = v;
        return m;
    }

    private double max(double[] arr) {
        double m = -Double.MAX_VALUE;
        for (double v : arr) if (v > m) m = v;
        return m;
    }

    /** Получить рассчитанные коэффициенты  $\beta_0.. \beta_9$  */
    public double[] getBeta() {
        return beta.clone();
    }

    /** Вычислить Q по модели для заданных нормированных входов */
    public double predict(double nRPM, double loadPct, double sPct, double n0, double
nSpan,
                        double m0, double mSpan, double s0, double sSpan) {
        double nh = (nRPM - n0) / nSpan;
        double Mh = (loadPct - m0) / mSpan;
        double Sh = (sPct - s0) / sSpan;

        return beta[0] + beta[1]*nh + beta[2]*Mh + beta[3]*Sh
            + beta[4]*nh*nh + beta[5]*Mh*Mh + beta[6]*Sh*Sh
            + beta[7]*nh*Mh + beta[8]*nh*Sh + beta[9]*Mh*Sh;
    }
}

```

Приложение 6

Реализация интерфейса для отображения результатов работы мат. модели

Система управления топливом

Добавить топливо

Тип топлива:

Дизель

Количество (л):

RPM:

1750

Нагрузка, %:

100

Информация

Остаток топлива:

Дизель: 20,00 л
Биодизель: 20,00 л
Всего топлива: 40,00 л
Доля биодизеля S: 50,0 %

Рекомендуемый режим:

Непрерывный расчёт по смеси S (без режимов)

Количество текущих заправок:

2

Заправок для перехода надо:

Выходные параметры:

Смесь в баке S = 50,0% B100
Нагрузка M = 100,0%, Обороты n = 1750 об/мин
Массовый расход $\dot{m} = 4,97$ кг/ч ($V_{ц} = 55,42$ мм³/цикл)

Приложение 7

Основные классы разработанного ПО

```
package ru.model.fuelprocess;

public final class ContinuousFuelController {
    private final double capacityL;
    private double volumeL; // текущий объём в баке, л
    private double sPct;    // доля биодизеля, %

    public ContinuousFuelController(double capacityL, double initialVolumeL, double
initialSPct) {
        this.capacityL = capacityL;
        this.volumeL = clamp(initialVolumeL, 0, capacityL);
        this.sPct = clamp(initialSPct, 0, 100);
    }

    /** Доливка: fuelType = "Дизель" (0%) или "Биодизель" (100%). */
    public void addFuel(double liters, String fuelType) {
        if (liters <= 0) return;
        if (volumeL + liters > capacityL) throw new
IllegalArgumentException("Переполнение бака");
        double sFill = "Биодизель".equalsIgnoreCase(fuelType) ? 100.0 : 0.0;
        double vBefore = volumeL;
        // идеальное смешение:
        if (vBefore + liters > 1e-9) {
            sPct = (sPct * vBefore + sFill * liters) / (vBefore + liters);
        }
        volumeL += liters;
    }

    public double getSPct()      { return sPct; }
    public double getVolumel()   { return volumeL; }
    public double getCapacityL() { return capacityL; }
    public double getDieselLiters(){ return volumeL * (1 - sPct/100.0); }
    public double getB100Liters() { return volumeL * (sPct/100.0); }

    // Плотность смеси (линейно между ДТ и В100) + грубая термокоррекция:
    public static double densityKgPerL(double sPct, double tempC) {
        double RHO_D15 = 0.835, RHO_B15 = 0.880, BETA = 0.0008;
        double s = clamp(sPct, 0, 100) / 100.0;
        double rho15 = RHO_D15 * (1 - s) + RHO_B15 * s;
        return rho15 * (1.0 - BETA*(tempC - 15.0));
    }

    private static double clamp(double v, double lo, double hi){ return Math.max(lo,
Math.min(hi, v)); }
}

package ru.model.fuelprocess;

import ru.model.math.QModel;

/**
 * Конвертер и фасад над моделью Q: связывает режимы двигателя с подачей.
 * Базовая модель (QModel) возвращает массовый расход в кг/ч.
 * Здесь же доступны переводы в мм³/цикл и обратно.
 */
public final class FuelCalculator {

    private final QModel qModel;
    private final int nCyl;        // число цилиндров
    private final boolean fourStroke; // true для 4-тактного ДВС
    // Необязательный предел на Vц (мм³/цикл) для защиты UI/исполнителей:
```

```

private double vMaxMm3PerCycle = 250.0;

public FuelCalculator(QModel qModel, int nCyl) {
    this(qModel, nCyl, true);
}

public FuelCalculator(QModel qModel, int nCyl, boolean fourStroke) {
    if (qModel == null) throw new IllegalArgumentException("qModel == null");
    if (nCyl <= 0) throw new IllegalArgumentException("nCyl must be > 0");
    this.qModel = qModel;
    this.nCyl = nCyl;
    this.fourStroke = fourStroke;
}

/** Массовый расход топлива по модели, кг/ч (с защитой от NaN/отрицательных
значений). */
public double massFlowKgPerHour(int rpm, double loadPct, double sPct, double
fuelTempC) {
    double q = qModel.qKgPerHour(rpm, loadPct, sPct);
    if (!Double.isFinite(q)) return 0.0;
    return Math.max(0.0, q);
}

/** Цикловая подача, мм³/цикл – из массового расхода (кг/ч) через плотность смеси и
кинематику. */
public double injectionVolumeMm3PerCycle(int rpm, double loadPct, double sPct,
double fuelTempC) {
    if (rpm <= 0) return 0.0;

    // 1) Масса → объём (через ρ смеси)
    double qKgH = massFlowKgPerHour(rpm, loadPct, sPct, fuelTempC); // кг/ч
    double rhoKgPerL = ContinuousFuelController.densityKgPerL(sPct, fuelTempC); //
кг/л

    if (rhoKgPerL <= 0) return 0.0;

    double qKgS = qKgH / 3600.0; // кг/с
    double rhoKgPerM3 = rhoKgPerL * 1000.0; // кг/м³
    double qM3S = qKgS / rhoKgPerM3; // м³/с

    // 2) Разделить на число циклов в секунду
    double cyclesPerSec = cyclesPerSecond(rpm);
    if (cyclesPerSec <= 0) return 0.0;

    double vM3PerCycle = qM3S / cyclesPerSec; // м³/цикл
    double vMm3PerCycle = vM3PerCycle * 1e9; // мм³/цикл

    // 3) Мягкая сатиурация по механическому пределу форсунки (настраиваемо)
    if (vMm3PerCycle < 0) vMm3PerCycle = 0;
    if (vMm3PerCycle > vMaxMm3PerCycle) vMm3PerCycle = vMaxMm3PerCycle;
    return vMm3PerCycle;
}

/** Обратная операция: мм³/цикл → кг/ч (полезно для отладки/сопоставления со
стендом). */
public double massFlowFromVolumeKgPerHour(int rpm, double sPct, double fuelTempC,
double vMm3PerCycle) {
    if (rpm <= 0 || vMm3PerCycle <= 0) return 0.0;

    double rhoKgPerL = ContinuousFuelController.densityKgPerL(sPct, fuelTempC); //
кг/л

    if (rhoKgPerL <= 0) return 0.0;

    double rhoKgPerM3 = rhoKgPerL * 1000.0; // кг/м³
    double vM3PerCycle = vMm3PerCycle * 1e-9;
    double cyclesPerSec = cyclesPerSecond(rpm);
    if (cyclesPerSec <= 0) return 0.0;

    double qM3S = vM3PerCycle * cyclesPerSec; // м³/с
    double qKgS = qM3S * rhoKgPerM3; // кг/с

```

```

        return qKgS * 3600.0; // кг/ч
    }

    /** Кинематика цикла: для 4-тактного - n/120·Нц; для 2-тактного - n/60·Нц. */
    public double cyclesPerSecond(int rpm) {
        double perRev = fourStroke ? 0.5 : 1.0; // циклов на цилиндр за один оборот
        return (rpm * perRev / 60.0) * nCyl;
    }

    /** Установить верхний предел Vц для защиты (мм³/цикл). */
    public void setMaxInjectionVolume(double vMaxMm3PerCycle) {
        if (vMaxMm3PerCycle > 0) this.vMaxMm3PerCycle = vMaxMm3PerCycle;
    }

    public double getMaxInjectionVolume() { return vMaxMm3PerCycle; }
    public int getCylinders() { return nCyl; }
    public boolean isFourStroke() { return fourStroke; }
}

package ru.model.math;

/**
 * Квадратичная β-модель массового расхода Q (кг/ч):
 *
 * 
$$Q = \beta_0 + \beta_1 \hat{n} + \beta_2 \hat{M} + \beta_3 \hat{S} + \beta_4 \hat{n}^2 + \beta_5 \hat{M}^2 + \beta_6 \hat{S}^2 + \beta_7 \hat{n} \cdot \hat{M} + \beta_8 \hat{n} \cdot \hat{S} + \beta_9 \hat{M} \cdot \hat{S}$$

 *
 * где  $\hat{n} = (nRpm - n0)/nSpan$ ,  $\hat{M} = (loadPct - m0)/mSpan$ ,  $\hat{S} = (sPct - s0)/sSpan$ .
 *
 * Выход – сразу в кг/ч. На краях модель обрезается в пределах [qMin, qMax].
 */
public final class BetaModel implements QModel {

    // Нормировка входов
    private final double n0, nSpan;
    private final double m0, mSpan;
    private final double s0, sSpan;

    // Коэффициенты β[0..9]
    private final double[] b;

    // Пределы физически допустимого массового расхода, кг/ч
    private final double qMin;
    private final double qMax;

    /**
     * @param n0,nSpan центр и масштаб по оборотам (напр., 2000 и 400)
     * @param m0,mSpan центр и масштаб по нагрузке в %, (напр., 50 и 50)
     * @param s0,sSpan центр и масштаб по доле В в %, (напр., 50 и 50)
     * @param beta массив из 10 коэффициентов β0..β9
     * @param qMin нижняя граница (обычно 0)
     * @param qMax верхняя граница (подберите под двигатель, напр. 60 кг/ч)
     */
    public BetaModel(double n0, double nSpan,
                     double m0, double mSpan,
                     double s0, double sSpan,
                     double[] beta,
                     double qMin, double qMax) {
        if (beta == null || beta.length != 10)
            throw new IllegalArgumentException("beta должен содержать 10 коэффициентов");
        if (nSpan == 0 || mSpan == 0 || sSpan == 0)
            throw new IllegalArgumentException("Спаны нормировки не могут быть 0");
        if (qMax <= qMin)
            throw new IllegalArgumentException("qMax должен быть > qMin");

        this.n0 = n0; this.nSpan = nSpan;

```

```

        this.m0 = m0;    this.mSpan = mSpan;
        this.s0 = s0;    this.sSpan = sSpan;
        this.b = beta.clone();
        this.qMin = qMin;
        this.qMax = qMax;
    }

    @Override
    public double qKgPerHour(double nRpm, double loadPct, double sPct) {
        // Нормировка входов к безразмерным
        double nh = (nRpm - n0) / nSpan;
        double Mh = (loadPct - m0) / mSpan;
        double Sh = (sPct - s0) / sSpan;

        // Полином 2-го порядка с попарными взаимодействиями
        double q =
            b[0]
                + b[1]*nh + b[2]*Mh + b[3]*Sh
                + b[4]*nh*nh + b[5]*Mh*Mh + b[6]*Sh*Sh
                + b[7]*nh*Mh + b[8]*nh*Sh + b[9]*Mh*Sh;

        // Сатиурация до физически разумных пределов
        if (q < qMin) q = qMin;
        if (q > qMax) q = qMax;
        return q;
    }
}

package ru.model;

import ru.model.fuelprocess.ContinuousFuelController;
import ru.model.fuelprocess.FuelCalculator;
import ru.model.fuelprocess.FuelGraph;
import ru.model.fuelprocess.MathModel;
import ru.model.math.BetaModel;
import ru.model.math.QModel;

import javax.swing.*;
import java.awt.*;

public class FuelManager extends JFrame {

    private JComboBox<String> fuelTypeComboBox;
    private JTextField amountField;
    private JTextField rpmField;
    private JTextField loadField;    // ввод нагрузки в %, 0..100
    private JButton addButton;
    private JButton calculateButton;
    private JButton graphButton;
    private JButton clearButton;
    private JButton getExitParamsButton;
    private JTextArea fuelStatusArea;
    private JTextArea recommendationArea;
    private JTextArea differenceArea;
    private JTextArea exitParams;
    private JTextField numberOfRefuel;
    private final ImageIcon icon = new ImageIcon("src/main/resources/truck.png");

    // Модель смеси и расчёта подачи
    private ContinuousFuelController balance;
    private FuelCalculator delivery;
    private BetaModel qModel;

    private static final double MAX_SIZE = 50.0; // литров
    private int refuel = 0; // количество заправок
    private static final int N_CYL = 2; // Д-21/Д-120 – 2 цилиндра
    private double fuelTempC = 20.0; // если нет датчика

```

```

public FuelManager() {
    setTitle("Система управления топливом");
    setSize(600, 700);
    setDefaultCloseOperation(EXIT_ON_CLOSE);
    setLocationRelativeTo(null);
    setLayout(new BorderLayout(10, 10));
    setIconImage(icon.getImage());

    // --- Инициализация моделей ---
    //double[] beta = { 6.0, 0.8, 12.0, -1.5, -0.4, -7.0, -0.8, 0.6, 0.2, 0.1 };
    // Коэффициенты  $\beta_0 \dots \beta_9$ 
    double[] beta = new double[] {
        2.8348, //  $\beta_0$  - свободный член
        0.4416, //  $\beta_1$  - линейный член по  $\hat{n}$ 
        2.0490, //  $\beta_2$  - линейный член по  $\hat{M}$ 
        -0.1927, //  $\beta_3$  - линейный член по  $\hat{S}$ 
        -0.2984, //  $\beta_4$  -  $\hat{n}^2$ 
        0.253, //  $\beta_5$  -  $\hat{M}^2$  (пример, уточни по расчёту)
        0.067, //  $\beta_6$  -  $\hat{S}^2$ 
        -0.361, //  $\beta_7$  -  $\hat{n} \cdot \hat{M}$ 
        -0.1628, //  $\beta_8$  -  $\hat{n} \cdot \hat{S}$ 
        0.2706 //  $\beta_9$  -  $\hat{M} \cdot \hat{S}$ 
    };

    QModel qModel = new BetaModel(
        2000, 400, //  $n_0$ ,  $nSpan$ 
        50, 50, //  $m_0$ ,  $mSpan$ 
        50, 50, //  $s_0$ ,  $sSpan$ 
        beta,
        0.0, 60.0 //  $qMin=0$  кг/ч,  $qMax=60$  кг/ч (пример)
    );

    balance = new ContinuousFuelController(MAX_SIZE, /*initialVolume*/0.0,
/*initialS*/0.0);
    delivery = new FuelCalculator(qModel, N_CYL);

    // --- UI: панели ---
    JPanel inputPanel = new JPanel(new GridLayout(4, 2, 5, 5));
    JPanel buttonsPanel = new JPanel(new FlowLayout());
    JPanel outputPanel = new JPanel(new GridLayout(6, 1, 5, 5));

    // --- Элементы ввода/кнопки ---
    fuelTypeComboBox = new JComboBox<>(new String[]{"Дизель", "Биодизель"});
    amountField = new JTextField();
    rpmField = new JTextField();
    loadField = new JTextField();

    addButton = new JButton("Добавить топливо");
    calculateButton = new JButton("Рассчитать переход на новое топливо");
    graphButton = new JButton("Показать график");
    clearButton = new JButton("Сброс");
    getExitParamsButton = new JButton("Получить выходные параметры");

    // --- Элементы вывода ---
    fuelStatusArea = new JTextArea(4, 20); fuelStatusArea.setEditable(false);
    recommendationArea = new JTextArea(2, 20);
    recommendationArea.setEditable(false);
    numberOfRefuel = new JTextField(); numberOfRefuel.setEditable(false);
    differenceArea = new JTextArea(1, 10); differenceArea.setEditable(false);
    exitParams = new JTextArea(4, 20); exitParams.setEditable(false);

    // --- Сборка ввода ---
    inputPanel.setBorder(BorderFactory.createTitledBorder("Добавить топливо"));
    inputPanel.add(new JLabel("Тип топлива:"));
    inputPanel.add(fuelTypeComboBox);
    inputPanel.add(new JLabel("Количество (л):"));
    inputPanel.add(amountField);
    inputPanel.add(new JLabel("RPM:"));

```

```

inputPanel.add(rpmField);
inputPanel.add(new JLabel("Нагрузка, %:"));
inputPanel.add(loadField);

// --- Сборка кнопок ---
buttonsPanel.add(addButton);
buttonsPanel.add(calculateButton);
buttonsPanel.add(graphButton);
buttonsPanel.add(clearButton);
buttonsPanel.add(getExitParamsButton);

// --- Сборка вывода ---
outputPanel.setBorder(BorderFactory.createTitledBorder("Информация"));
outputPanel.add(new JLabel("Остаток топлива:"));
outputPanel.add(new JScrollPane(fuelStatusArea));
outputPanel.add(new JLabel("Рекомендуемый режим:"));
outputPanel.add(new JScrollPane(recommendationArea));
outputPanel.add(new JLabel("Количество текущих заправок:"));
outputPanel.add(numberOfRefuel);
outputPanel.add(new JLabel("Заправок для перехода надо:"));
outputPanel.add(new JScrollPane(differenceArea));
outputPanel.add(new JLabel("Выходные параметры:"));
outputPanel.add(new JScrollPane(exitParams));

add(inputPanel, BorderLayout.NORTH);
add(buttonsPanel, BorderLayout.CENTER);
add(outputPanel, BorderLayout.SOUTH);

// --- Обработчики ---

// Добавление топлива
addButton.addActionListener(e -> addFuel());

// Сколько заправок для «перехода»
calculateButton.addActionListener(e -> {
    double current = balance.getVolumel();
    String text = String.valueOf(MathModel.calculateRefuels(current,
MAX_SIZE));
    differenceArea.setText(String.format("количество заправок нужно - %s",
text));
});

// График перехода
graphButton.addActionListener(e -> FuelGraph.showGraph(balance.getVolumel(),
MAX_SIZE));

// Выходные параметры
getExitParamsButton.addActionListener(e -> {
    if (balance.getVolumel() <= 0){
        JOptionPane.showMessageDialog(getExitParamsButton, "Сначала добавьте
топливо.", "Ошибка", JOptionPane.ERROR_MESSAGE);
        return;
    }
    try {
        int rpm = Integer.parseInt(rpmField.getText().trim());
        double M = Double.parseDouble(loadField.getText().trim()); // %
        double S = balance.getSPct();

        if (rpm <= 0 || M < 0 || M > 100) {
            JOptionPane.showMessageDialog(getExitParamsButton, "Проверьте
обороты и нагрузку (0..100%)", "Ошибка", JOptionPane.ERROR_MESSAGE);
            return;
        }

        double qKgH = delivery.massFlowKgPerHour(rpm, M, S, fuelTempC);
        // (Опционально) цикловая подача для отладки/вывода
        double vInjMm3 = delivery.injectionVolumeMm3PerCycle(rpm, M, S,
fuelTempC);

```

```

        exitParams.setText(String.format(
            "Смесь в баке S = %.1f%% B100\nНагрузка M = %.1f%%, Обороты n =
%d об/мин\n" +
            "Массовый расход  $\dot{m}$  = %.2f кг/ч ( $V_{ц}$  = %.2f мм³/цикл)",
            S, M, rpm, qKgH, vInjMm3
        ));
    } catch (NumberFormatException ex) {
        JOptionPane.showMessageDialog(rpmField, "Введите корректные числа для
оборотов и нагрузки!", "Ошибка", JOptionPane.ERROR_MESSAGE);
    }
});

// Сброс
clearButton.addActionListener(e -> {
    refuel = 0;
    differenceArea.setText(" ");
    exitParams.setText(" ");
    balance = new ContinuousFuelController(MAX_SIZE, 0.0, 0.0);
    updateDisplay();
});

updateDisplay();
}

private void addFuel() {
    try {
        String selectedFuel = (String) fuelTypeComboBox.getSelectedItem();
        double liters = Double.parseDouble(amountField.getText().trim());
        if (liters <= 0) {
            JOptionPane.showMessageDialog(this, "Введите положительное количество
литров.", "Ошибка", JOptionPane.ERROR_MESSAGE);
            return;
        }

        // Доливка через контроллер; он сам проверит переполнение
        balance.addFuel(liters, selectedFuel);
        amountField.setText("");
        refuel++;
        updateDisplay();

    } catch (NumberFormatException ex) {
        JOptionPane.showMessageDialog(this, "Некорректный ввод топлива (ожидалось
число).", "Ошибка", JOptionPane.ERROR_MESSAGE);
    } catch (IllegalArgumentException ex) {
        double free = MAX_SIZE - balance.getVolumeL();
        JOptionPane.showMessageDialog(this,
            "Переполнение бака. Доступно: " + String.format("%.2f л",
Math.max(0.0, free)),
            "Ошибка", JOptionPane.ERROR_MESSAGE);
    }
}

private void updateDisplay() {
    double totalFuel = balance.getVolumeL();
    double dieselL = balance.getDieselLiters();
    double b100L = balance.getB100Liters();
    double S = balance.getSPct();

    fuelStatusArea.setText(String.format(
        "Дизель: %.2f л\nБиодизель: %.2f л\nВсего топлива: %.2f л\nДоля
биодизеля S: %.1f %",
        dieselL, b100L, totalFuel, S
    ));
    numberOfRefuel.setText(String.valueOf(refuel));
    recommendationArea.setText("Непрерывный расчёт по смеси S (без режимов)");
}
}

```