

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Воронежский государственный аграрный университет  
имени императора Петра I»

*На правах рукописи*

**ДИМОГЛО Анатолий Владимирович**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ  
ДВИГАТЕЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ**

4.3.1. Технологии, машины и оборудование  
для агропромышленного комплекса

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
доцент Козлов В.Г.

Воронеж – 2022

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ.....	12
1.1. Способы конвертации дизельного двигателя в газодизель .....	13
1.2. Химотологическое обоснование использования компримированного природного газа в качестве моторного топлива .....	18
1.3. Анализ процесса смесеобразования и топливоподающих систем дизельных двигателей.....	21
1.4. Эколого-экономические аспекты применения компримированного природного газа в газодизельных ДВС.....	27
1.5. Выводы .....	30
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ .....	33
2.1. Состав рабочего тела в газодизельном двигателе, его влияние на протекание процесса цикла .....	33
2.2. Термодинамические основы цикла газодизеля и его состав, определяющий энергетические показатели двигателя.....	46
2.3. Анализ скоростной характеристики двигателя, работающего в дизельном режиме .....	58
2.4. Выводы .....	69
3. РАЗРАБОТКА ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ГАЗОДИЗЕЛЯ. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ.....	70
3.1. Анализ способов и систем подачи топлива в газодизельном двигателе .....	70
3.2. Разработка устройства подачи запальной дозы в цилиндры двигателя при конвертировании его в газодизель .....	72

3.3. Разработка автоматизированной установки и программного комплекса для исследования газодизельного двигателя.....	82
3.4. Объект и методика исследований.....	92
3.5. Этапы и последовательность экспериментального исследования.....	102
3.6. Оценка погрешности измерений.....	105
3.7. Выводы .....	107
<b>4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВС ПРИ ГАЗОЗАМЕЩЕНИИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА .....</b>	<b>109</b>
4.1. Анализ действительного рабочего цикла газожидкостного двигателя.....	109
4.2. Исследования влияния доли замещения газом дизельного топлива ...	115
4.3. Исследование факторов, влияющих на характеристики дизельного двигателя при работе на КПП .....	118
4.4. Исследование периода задержки воспламенения рабочей смеси в цилиндре двигателя.....	123
4.5. Влияние угла опережения подачи запальной дозы дизельного топлива .....	128
4.6. Выводы .....	130
<b>5. ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВС .....</b>	<b>132</b>
5.1. Оценка безопасности применения компримированного природного газа и газобаллонного оборудования .....	132
5.2. Разработка конструктивной схемы размещения комплекта баллонов на тракторе .....	135
5.3. Обоснование конструктивных параметров баллонов .....	138
5.4. Опытно-производственная проверка работы двигателя СМД - 18Н в режиме газодизеля на тракторе ДТ-75М .....	141

5.5. Определение экономической эффективности использования тракторов с газодизельным ДВС в условиях сельскохозяйственных работ.....	146
5.6. Выводы .....	150
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	151
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	154
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	171
Приложение 1 .....	171
Приложение 2 .....	172
Приложение 3 .....	173
Приложение 4 .....	174
Приложение 5 .....	177
Приложение 6 .....	184
Приложение 7 .....	186
Приложение 8 .....	188
Приложение 9 .....	190
Приложение 10 .....	191

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Постоянное увеличение потребности в дизельном топливе и существенное его подорожание в последние годы приводят к необходимости перевода тракторов и созданных на их базе строительных, дорожных и коммунальных машин, самоходных сельскохозяйственных машин, а также других мобильных и стационарных энергетических установок на альтернативные виды топлива, в первую очередь на сжатый и сжиженный природный газ.

Использование природного компримированного газа в качестве моторного топлива позволит улучшить экологическую обстановку в местах эксплуатации тракторов. В общей массе вредных веществ, загрязняющих окружающую среду, доля выбросов дизельных тракторов относительно невелика и обычно не превышает 4 % суммарных выбросов всех антропогенных источников загрязнения. Однако выбросы тракторов достаточно часто вызывают интенсивные локальные загрязнения, представляющие значительную опасность не только для трактористов, но и для находящихся вблизи людей и животных, а также для растений и почвы [78].

На современном этапе технического прогресса в сельскохозяйственном производстве энергетическое обеспечение прироста продукции не может быть достигнуто за счет моторных топлив, получаемых из нефти. Альтернативное решение проблемы возможно за счет использования газа в качестве топлива для тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

Целесообразность применения газа в качестве топлива для сельскохозяйственных тракторов определяется еще и тем, что он является высококачественным топливом. Октановое число газа составляет 90...110, что позволяет повысить степень сжатия на дизельном двигателе, и в результате обеспечит улучшение показателей его работы.

К преимуществам газа как моторного топлива перед дизельным можно отнести лучшее смесеобразование, отсутствие жидких фракций в смеси, поступающих в цилиндр, и снижение износа двигателя. Большое значение имеет также меньшее содержание вредных для человека химических составляющих в продуктах сгорания [124].

Диссертационная работа выполнена в рамках научно-исследовательской работы агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ «Инновационные направления совершенствования процессов и технических средств механизации и электрификации сельскохозяйственного производства», п.п. 2 «Инновационные направления совершенствования мобильных энергетических средств», которая утверждена ученым советом университета (номер государственной регистрации 01.200.1-003986).

**Степень разработанности темы.** Большой вклад в разработку вопросов использования газового топлива в газодизельном рабочем процессе внесли такие научные коллективы Федерального научно агроинженерного центра ВИМ, Научно-исследовательского тракторного института (НАТИ), Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), Российского государственного аграрного университета – МСХА им. К.А.Тимирязева (Институт механики и энергетики имени В.П. Горячкина) (РГАУ-МСХА им. К.А.Тимирязева), Вятского государственного агротехнологического университета, Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (МГТУ им. Н.Э. Баумана), Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Ставропольского государственного аграрного университета. В частности, эти вопросы нашли отражение в трудах И.К. Андрончева, А.И. Володина, А.Н Головаша, А.В. Грищенко, Е.Е. Коссова, В.В. Фурмана, В.А. Маркова, Е.Б. Демченко, В.Н.

Игина, Н.Г. Швец, С.М. Овчаренко, В.А. Четвергова, Е.С. Павловича, В. Д. Кузьмич, В.И. Киселева, В.П. Казанцева, А.З. Хомича, А.М. Евстафьева, Е.И. Сквородникова, А.П. Шайкина, В.В. Кручека, Л.А. Мугинштейна, В.М. Овчинникова, А.Т. Осяева, С.А. Пожидаева, А.Э. Симсона, А.П. Третьякова, Г.А. Фофанова, В.А. Шишкова, Д.Я. Носырева, А.Д. Рослякова, Ю.И. Булыгина, Andreassi L., Dietrich W.R., Golub A. и др.

Выполненное исследование создало предпосылки для дальнейшего совершенствования и повышения эффективности использования газового топлива в газодизельном рабочем процессе с обеспечением сохранения эксплуатационных показателей во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов путем конвертации тракторного ДВС в газодизель с комбинированным смесеобразованием.

**Объект исследования:** дизельный двигатель сельскохозяйственного трактора при работе в газодизельном режиме.

**Предмет исследования:** закономерности изменения характеристик двигателя сельскохозяйственного трактора при газозамещении дизельного топлива.

**Цель работы:** повышение эффективности использования сельскохозяйственных тракторов путем совершенствования системы питания газодизельного двигателя.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие **задачи:**

- теоретически обосновать состав комбинированной горючей смеси для газодизельного двигателя сельскохозяйственного трактора;
- разработать топливоподающую систему газодизельного двигателя с комбинированным смесеобразованием;
- разработать концептуальную схему компоновки установки и методику испытаний ДВС в газодизельном режиме;

- экспериментально установить закономерности изменения энергетических показателей газодизельного двигателя от параметров состава комбинированной горючей смеси.

**Научная новизна.** Результатами диссертационной работы, обладающими научной новизной, являются:

- состав комбинированной горючей смеси для газодизельного двигателя сельскохозяйственного трактора, отличающийся минимальным содержанием дизельного топлива при различных режимах работы двигателя;

- топливоподающая система газодизельного двигателя, отличающаяся наличием устройства подачи запальной дозы дизельного топлива;

- концептуальная схема компоновки установки и методика испытаний ДВС в газодизельном режиме, отличающиеся программным управлением формирования комбинированной горючей смеси;

- закономерности изменения энергетических показателей газодизельного двигателя от параметров состава комбинированной горючей смеси.

**Теоретическая значимость работы** заключается в установлении закономерностей изменения энергетических показателей газодизельного двигателя от параметров состава комбинированной горючей смеси, обосновании оптимальных параметров системы топливоподдачи и величины запальной дозы.

**Практическую значимость** состоит в том, что разработанное устройство подачи запальной дозы обеспечивает полную загрузку трактора, оснащенного газодизельным двигателем, в соответствии с его тяговым классом на энергоемких сельскохозяйственных операциях. Результаты исследований позволяют обеспечить устойчивую работу по дизельному и газодизельному процессам без внесения конструктивных изменений в дизельный двигатель и могут быть использованы при проектировании систем питания газодизельных двигателей на заводах-изготовителях, а также на

производственных предприятиях, занимающихся переводом работы автомобильных и тракторных дизельных двигателей на природный газ.

**Методология и методы исследования.** Теоретическое исследование произведено на основе методов математического моделирования, термодинамики, теории управления. Лабораторный эксперимент поставлен на основе апробированных методик, для его проведения разработаны программно-управляемая установка и оригинальная методика. Измерения проводили сертифицированными и поверенными приборами. При проведении расчетов и обработке результатов эксперимента использовали современные компьютеры и применяли лицензированное программное обеспечение.

**Положения, выносимые на защиту:**

- состав комбинированной горючей смеси для газодизельного двигателя сельскохозяйственного трактора, позволяющий снизить расход дизельного топлива;
- топливоподающая система газодизельного двигателя, позволяющая обеспечить полную загрузку трактора в соответствии с его тяговым классом на энергоемких сельскохозяйственных операциях;
- концептуальная схема компоновки установки и методика испытаний ДВС в газодизельном режиме;
- закономерности изменения энергетических показателей газодизельного двигателя от параметров состава комбинированной горючей смеси, позволяющие регулировать соотношение газа и дизельного топлива.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность результатов обеспечена использованием методов математической статистики при планировании эксперимента и обработке результатов. Достоверность научных положений работы подтверждена сравнением результатов моделирования и экспериментальных исследований. Исследования в

реальных эксплуатационных условиях проводились для газодизеля модели СМД-18Н производства ЗАО «Белгородский моторный завод».

Результаты работы обсуждались на международных и национальных научно-практических конференциях: 2-й международной научно-практической конференции «Региональные особенности развития машино- и приборостроения, информационных технологий, проблемы и опыт подготовки кадров», Тирасполь, 2004; conferinta internationala «Energetica Moldovei - 2005», Chisnau, 2005; научно-практической конференции «Задачи высшей школы по подготовке специалистов в условиях реформирования аграрно-промышленного комплекса», Тирасполь, 2008; республиканской научно-практической конференции «История и этапы развития учебной организации по подготовке кадров производственного назначения», Бендеры, 2009; международной научно-практической конференции «Экологическое образование и охрана окружающей среды», Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014; международной научно-практической конференции «Закономерности взаимодействия технических устройств и человека в технических и антропогенно-измененных системах», Брянск, 2016; научно-практической конференции «Аграрная наука и образование – основа успешного развития АПК Приднестровья», Тирасполь, 2017; the international scientific symposium “Achievements and perspectives in agricultural engineering and auto transport” dedicated to the 85 th anniversary of the State Agrarian University of Moldova, Chisinau, 2018; международной научно-практической конференции «Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе», Воронеж, 2022 и др.

Результаты работы используются в СХПК «Дружба» (Приднестровская Молдавская Республика, 2021 г.), что подтверждается результатами опытно-производственной проверки модернизированного ДВС трактора ДТ-75М на энергоемких работах (вспашка, боронование и др.). Показано также, что при внедрении новой конструкции газодизельного ДВС на тракторе ДТ-75М

сохраняется тяговая характеристика трактора и комплект агрегируемых им сельхозмашин с сохранением рабочей скорости и производительности машинно-тракторного агрегата.

Разработанные математические модели и программы для ЭВМ, реализующие эти модели, используются в учебном процессе: ГОУ «Приднестровский государственный университет им. Т.Г. Шевченко» (ПГУ), ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I».

**Личный вклад соискателя** заключается в постановке цели, задач и выборе методов исследований, разработке программы и методики экспериментальных исследований, разработке установки и методики испытаний ДВС в газодизельном режиме, проведении опытов, выполненных лично автором; получении аналитических зависимостей и проведении расчетов, разработке компьютерных программ, совершенствовании топливоподающей системы газодизельного двигателя, обосновании состава комбинированной горючей смеси, обработке результатов эксперимента, выполненных при участии автора, подготовке публикаций по выполненной работе.

**Публикации.** Результаты исследований отражены в 32 научных работах общим объемом 7,7 п.л. (авторский вклад – 4,7 п.л.), из них 3 статьи – в рецензируемых научных изданиях, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций (авторский вклад – 1,42 п.л.), два свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ, шесть патентов.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, включающих 41 рисунок и 14 таблиц, заключения, списка литературы из 142 наименований, 10 приложений. Объем диссертации – 193 страницы.

## **1. АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ**

Мировой парк автотракторной техники постоянно увеличивается. До 25% выбросов CO<sub>2</sub>, получаемых при сжигании ископаемых энергоносителей, приходится на долю автотракторной техники, из них около 5% приходится на долю сельскохозяйственной техники. ЕЭК ООН постоянно вводит новые требования для автотракторной техники, ужесточающие экологические нормы выхлопа отработавших газов. Применение природного газа позволяет выполнить эти требования с меньшими затратами и в короткие сроки [105].

Другая серьезная задача - необходимость снижать зависимость автотракторной техники от нефтяных видов топлива. Сегодня 99% транспортных средств работает на бензине и дизельном топливе. Резкое повышение цен на нефть в конечном итоге существенно сказывается на потребителях товаров и услуг. Однако практически во всех странах Европы цены на природный газ для автотранспорта значительно ниже и стабильнее цен на жидкое моторное топливо.

Следовательно, одной из задач, требующих решения, является развитие сети автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС). Основа ее в Европе уже сложилась.

За последние 15 лет сеть своих газовых заправок Италия увеличила с 320 до 1063, Германия - со 100 до 868, США - с 360 до 632, Украина - с 70 до 207, Франция - с 60 до 78, Белоруссия - с 20 до 44, Нидерланды - с 18 до 177, Чехия - с 11 до 171, Дания - с 10 до 17, Россия - с 208 до 238, Молдова - с 5 до 20 [105].

В США на метан в основном переводится коммерческий и общественный транспорт: автобусы, мусоровозы и другие грузовые автомобили, тягачи. Современный магистральный тягач с газовым двигателем и с грузом около 25 - 30 тонн расходует примерно 40 - 50 м<sup>3</sup> природного газа на 100 км пробега. И для обеспечения 200- километрового

пробега достаточно иметь на автомобиле кассету из 10 - 12 баллонов. При использовании газодизельных автомобилей пробег на одной заправке увеличивается [3].

### **1.1. Способы конвертации дизельного двигателя в газодизель**

Целесообразность использования газа в качестве моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания поняли более 150 лет назад. Кстати, первые четырехтактные двигатели, изобретенные немецким фабрикантом Отто Ленуаром и австрийским часовых дел мастером Ройтманом, работали на светильном газе, и только потом в них стали применять бензин.

В отличие от природного метана сжиженный пропан обладает способностью под давлением в несколько атмосфер при обычной температуре переходить в жидкое состояние, уменьшаясь в объеме в 250 раз. Это делает его транспортабельным наравне с традиционными видами моторного топлива. На газобаллонных тракторах и автомобилях газ находится в легких тонкостенных баллонах, рассчитанных на рабочее давление до 16 атмосфер.

Первые газобаллонные тракторы в нашей стране были созданы в тридцатых годах. После Второй мировой войны переводом дизеля на сжиженный газ занимались ученые Всесоюзного научно-исследовательского института механизации сельского хозяйства (ВИМ). За базовую модель был принят широко распространенный в те годы трактор ДТ-54 [116].

Газовый двигатель имел следующие отличия от серийного дизеля:

- головка цилиндров имела неразделенную камеру сгорания ваннообразного типа;
- диаметр впускного клапана был увеличен до 60 мм, а выпускного - до 52 мм (у дизеля диаметр обоих клапанов 47,5 мм);
- впускной коллектор был изменен и имел фланец для крепления смесителя;
- чугунные поршни с плоским днищем;

- вместо счетчика моточасов был установлен однорежимный регулятор частоты вращения коленчатого вала;

- зажигание от магнето, установленного на месте топливного насоса, и "холодными" свечами.

Система питания газом (рис. 1.1) состояла из двух баллонов, расположенных вертикально сзади кабины, магистрального вентиля, испарителя газового редуктора и смесителя. Все узлы, кроме смесителя, были заимствованы от газобаллонного автомобиля ГАЗ-51Б [116].

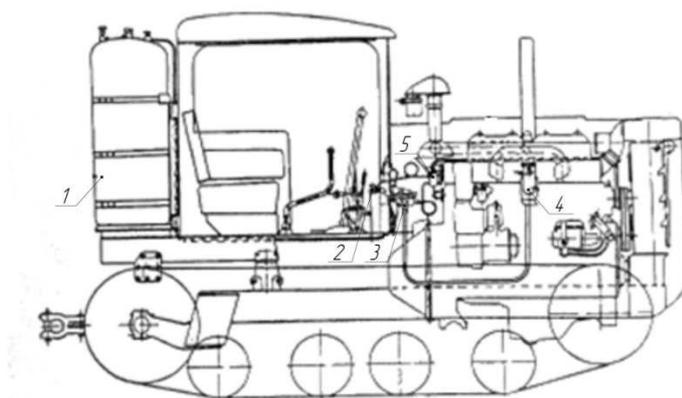


Рисунок 1.1. Схема расположения приборов системы питания на газобаллоном тракторе

1 - газовый баллон; 2 - магистральный вентиль; 3 - редуктор; 4 - смеситель;  
5 - испаритель

Газодизельный двигатель может осуществлять работу как на сжатом, так и на сжиженном газе. В данном случае смесеобразование может быть смешанным (внешнее по газу и внутреннее по запальному дизельному топливу) или чисто внутренним, при котором для автотракторных дизелей применим лишь сжиженный нефтяной газ (ГСН).

Замещение ДТ газом может достигать 80% и более, если ГСН в смеси с ДТ подается топливным насосом высокого давления (ТНВД). Сложность реализации такого метода очевидна, в том числе из-за необходимости предварительной подготовки газотопливной смеси. Из-за повышенной сжимаемости смеси ГСН с ДТ может произойти снижение

производительности топливоподачи и, следовательно, потеря мощности двигателя, также сжиженный углеводородный газ дороже и дефицитнее [32].

Схема системы топливоподачи с клапаном регулирования начального давления представлена на рисунке 1.2.

Газовый однотопливный трактор имеет двигатель с искровым зажиганием, а в цилиндры поступает газозвдушная смесь; в газодизельном двухтопливном при работе в газодизельном режиме газозвдушная смесь в цилиндрах газодизеля воспламеняется впрыскиваемой запальной дозой дизельного топлива, а в дизельном режиме он работает по дизельному циклу.

Мощностные показатели газодизеля остаются, как правило, такими же, как у базового дизеля. Для газового двигателя их приходится снижать на 5-10%, причем тем больше, чем выше уровень форсирования базового дизеля.

По сравнению с базовыми газовый и газодизельный тракторы при эксплуатации обеспечивают экономию дизельного топлива соответственно на 100 и - более 50%; увеличение ресурса до первого капитального ремонта газового двигателя и газодизеля, а также продолжительности работы моторного масла до замены - на 30-35 и 15-20 %;

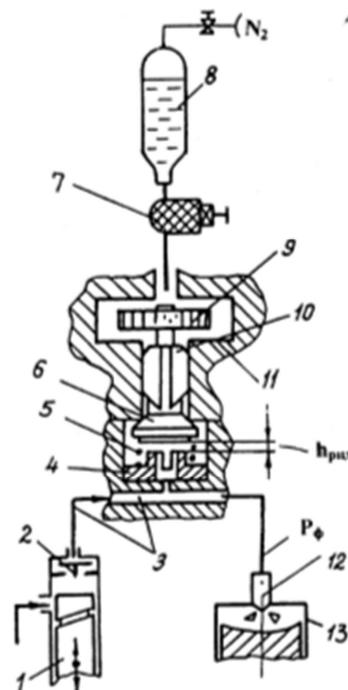


Рисунок 1.2. Схема экспериментальной системы топливоподачи газодизеля с внутренним смесеобразованием  
 1 – плунжер; 2 – нагнетательный клапан; 3 – ЛВД; 4 – канал штуцеров; 5 – пружина; 6 – клапан РНД; 7 – фильтр; 8 – емкость; 9 – доп. запирающий элемент; 10 – хвостовик клапана; 11 – направляющий корпус; 12 – форсунка; 13 – цилиндр дизеля

снижение дымности отработавших газов газодизеля в 3 - 4 раза (у газового двигателя она практически отсутствует), выбросов оксидов азота с отработавшими газами соответственно в 1,5-2 раза и на 10-20% [50, 78].

Суммарный объем газовых баллонов, устанавливаемых на газовый или газодизельный тракторы, должен обеспечивать их непрерывную работу без дозаправки газом в течение не менее 10 ч. Необходимое число баллонов можно установить (хотя и не всегда) только на газодизельный трактор, на газовом надо размещать большее их число, что практически невозможно. Поэтому на газовом тракторе обычно устанавливают столько же баллонов, что и на газодизельном, в результате время его непрерывной работы без дозаправки уменьшается.

Для переоборудования дизельного трактора в газовый необходимо внести конструктивные изменения: снизить степень сжатия; заменить систему питания на газовую; оборудовать систему зажигания, что сделает невозможным работу трактора на дизельном топливе.

Проведенные в НАТИ исследования показали, что номинальная мощность и максимальный крутящий момент газовых двигателей удалось сохранить такими же, что и у базовых дизелей, из-за невысокого уровня форсирования последних. Переоборудованные газодизельные трактора в ВНИИГАЗ и ВИМе, развили те же мощности и максимальные крутящие моменты, что и базовые [78].

В ПГУ им. Т.Г. Шевченко с участием автора были проведены исследования по переводу дизельного ДВС на многотопливный режим с дооснащением его смесительными камерами, обеспечивающими оптимальное соотношение топлива и газа и подачу в цилиндры двигателя. Однако данное решение несколько уступает системам электронного впрыска, которые стали более доступны для автотракторной техники и получили широкое применение [12, 13].

При использовании в агропромышленном комплексе сжатого природного газа автомобильные газонаполнительные компрессорные станции (АГНКС) должны быть размещены около газопроводов (магистральных или местных сетей газоснабжения). От АГНКС до мобильных потребителей газ должен доставляться с помощью газозаправщиков на базе автомобилей и колесных тракторов. Такая система приемлема только для газифицированных микрорегионов, имеющих развитую сеть дорог с твердым покрытием, и экономически оправдана лишь при удалении потребителей газа не более чем на 25-30 км от АГНКС [78].

Тракторный парк республики Молдова насчитывает 52 484 единицы (см. приложение 1) [1] и потребляет примерно 4,5% поставляемого в республику дизельного топлива [132]. Оно дороже газа, что увеличивает затраты на производство сельхозпродукции, так по состоянию на 1 октября 2021 г. в республике Молдова - соотношение составляет 2,5 раза. Поэтому перевод на газомоторное топливо является одним из перспективных направлений.

Когда переводят тракторы на газ, учитывают обеспеченность им выполнение комплекса технологических операций, без ухудшения обзорности для механизатора. В связи с этим целесообразно применять газодизели, которые могут при отсутствии газа работать на обычном дизельном топливе.

ВНИИГАЗом и ВИМом созданы газобаллонные тракторы с газодизельными двигателями (см. приложение 2), с размещением газовых баллонов на крыше кабин колесных тракторов МТЗ-80/82, ЮМЗ-6, ЛТЗ-55, для обеспечения обзорности при выполнении всех технологических операций.

На тракторах с ломающейся рамой (К-701, Т-150К) газовые баллоны находятся на задней полураме (два пакета), не мешая обзорности сцепного устройства и прицепных машин. Запас газа обеспечивает непрерывную

работу на энергоемких операциях в течение 4,5 - 7 часов в зависимости от типа трактора. На менее энергоемких операциях трактор может работать на газе от 9 до 13 часов. Общая длительность работы без дозаправок увеличивается на 20-50% [108].

Однако обеспечить всережимность регулирования во всем диапазоне нагрузок и частоты вращения двигателя не представлялось возможным. Были созданы специальные электронные системы регулирования. Первые такие системы были установлены на тракторе К-701, где они оказались эффективными. Переоборудованный газобаллонный трактор обеспечивал повышение тяговых характеристик.

В дальнейшем к переоборудованию тракторов на газовое топливо подключилось НППГ "Дизельавтоматика" (г. Саратов), имеющее большой опыт в этой области. На этом предприятии на двух первых образцах использовали аналоговые блоки, а в дальнейшем разработали микропроцессорную систему всережимного регулирования подачи газа, которая была установлена на Т-150К. Двигатель трактора обеспечил предъявляемые требования по степени неравномерности регулятора до 2% (требования менее 8%), запас крутящего момента до 32% (требования более 15%).

Высокая надежность микропроцессорных систем позволяет применять их в электронных системах для управления подачей газа.

Продолжаются работы по применению распределенной по цилиндрам подачи газа, что существенно улучшит экономичность двигателей, работающих на нем, и экологические показатели работы тракторов.

## **1.2. Химотологическое обоснование использования компримированного природного газа в качестве моторного топлива**

Природный газ, предназначенный для использования в качестве

моторного топлива, вырабатывается в соответствии с требованиями ТУ 51-166-83 «Газ природный сжатый, топливо для газобаллонных автомобилей» [121]. Согласно этим требованиям, газ может содержать метана  $96 \pm 4\%$ . Содержание азота колеблется соответственно в пределах от 0 до 4% или от 4 до 7%. Природный газ может содержать также в небольших количествах сжиженные газы: этан, пропан, бутан, пептан, общее количество которых не должно превышать 6...8%, а также углекислый газ и кислород (не более 1%).

В качестве топлива для транспортных средств используют сжатый до 29 МПа природный газ, его основной компонент – метан. При применении метана в качестве топлива для автотракторной техники к важным показателям относится компонентный состав сжатого газа и содержание веществ, вредно влияющих на работу газобаллонной аппаратуры и ускоряющих износ двигателей.

Компонентный состав газа во избежание повышения токсичности отработавших газов автомобиля допускается изменять в относительно небольших пределах. Сжатый газ, предназначенный для всесезонного применения на автомобилях, должен содержать (по объему) метана не менее 90%, этана не более 4%, небольшое количество (до 2,5%) других горючих углеводородных газов: окиси углерода – до 1%, кислорода – до 1%, азота – не более 5%.

Содержание вредных примесей в сжатом газе строго ограничено: сероводорода не должно быть более  $2 \text{ г}/100 \text{ м}^3$ , механических примесей - не более  $0,1 \text{ г}/100 \text{ м}^3$ , содержание влаги допускается в очень незначительных количествах.

Сравнительная температура самовоспламенения жидких и газообразных моторных топлив приведена в таблице 1.1 [28, 110].

Как видно из таблицы 1.1, температура самовоспламенения газообразных моторных топлив выше, чем у жидких, поэтому их детонационная стойкость выше, чем у дизельного топлива.

Таблица 1.1 - Температуры самовоспламенения некоторых углеводородов

Вид углеводорода или топлива	Температура самовоспламенения, К(0С)	Предельные концентрации самовоспламенения, об. %
Газообразные		
Метан $CH_4$	823-973(550-700)	5,0 - 15,0
Этан $C_2H_6$	793-903(520-630)	3,2 - 12,5
Гексан $C_6H_{14}$	756(487)	1,2 - 7
Пропан-бутан		1,5 - 9
Жидкие		
Бензол $C_6H_6$	833(560)	1,4 - 8
Бензин	688-803(415-530)	0,75 - 5,2
Керосин	513-653(240-380)	1,2 - 8
Дизельное топливо	523-543(250-270)	2 - 3

Из опыта эксплуатации газобаллонной техники видно, что удовлетворительные параметры топливной экономичности, мощности и токсичности отработавших газов можно обеспечить только соблюдением строгой регламентации компонентного состава газа, который поставляется как моторное топливо (см. приложение 3). Для того чтобы обеспечить гарантированные эксплуатационные качества газобаллонной техники отпуск осуществляется согласно техническим условиям ТУ 51.166-83 «Газ горючий природный сжатый, топливо для газобаллонных автомобилей». Основные физико-химические свойства природного газа в качестве моторного топлива в сравнении с дизельным топливом приведены в приложении 3. Как видно из таблицы 1.1, природный газ обладает сравнительно высокой температурой самовоспламенения и можно предположить, что возможно будет иметь место снижение мощности ДВС не более чем на 10%.

В наше время по экологическим параметрам (аспектам) газообразное топливо значительно превосходит дизельное.

Немаловажное значение имеет и безопасность газомоторного топлива при различных концентрациях в воздухе. Так температура самовоспламенения в 2-2,5 раза у газообразного топлива выше, чем у дизельного, а максимальный коэффициент избытка воздуха для ее

воспламенения превышает дизельное топливо в 8 раз, что делает КПП менее пожароопасным при его использовании.

### **1.3. Анализ процесса смесеобразования и топливоподающих систем дизельных двигателей**

Улучшение технико-экономических и экологических показателей тракторов (снижение загрязняющих атмосферу выбросов вредных веществ с отработавшими газами) и уменьшение расхода дорогого, а иногда и дефицитного, дизельного топлива могут быть достигнуты конвертированием дизельных тракторов в газовые или газодизельные, использующие экологически более чистое и менее дорогое газовое топливо. Это, в первую очередь, сжатый природный газ, сравнительно дешевый и недефицитный.

Применение сжиженного углеводородного газа менее целесообразно из-за относительно высокой цены (на 40% дороже природного газа) и дефицитности, хотя сеть АГНС в республике существенно шире, чем АГНКС. Весьма перспективен был бы сжиженный (криогенный) природный газ, если бы не практически полное отсутствие серийного производства как этого вида топлива, так и средств его хранения и транспортировки [77].

В таблице 1.2 перечислены характерные особенности однопаливных газовых (здесь двигатели имеют искровое зажигание, а в цилиндры поступает газоздушная смесь) и двухтопливных газодизельных (при работе в газодизельном режиме воздушная смесь в цилиндрах двигателя воспламеняется впрыскиваемой в них запальной дозой дизельного топлива, а в дизельном режиме газодизель работает по дизельному циклу) в сравнении с базовым дизельным трактором [70, 76].

Особо следует отметить, что газовые тракторы характеризуются полным отсутствием дымности отработавших газов (т.е. выбросов твердых частиц, состоящих на 50-80% из микрочастиц сажи) и оксидов серы, а также более низкими, чем у газодизельных тракторов, выбросами оксидов азота

(как известно, из всех выбрасываемых с отработавшими газами веществ именно они являются наиболее токсичными для людей и домашних животных и наносят наибольший вред окружающей среде).

Таблица 1.2 - Сравнительная оценка газовых и газодизельных тракторов

№ п/п	Газодизельные тракторы (при работе в газодизельном режиме)	Газовые тракторы
1	Снижение дымности отработавших газов в 3—4 раза	Полное отсутствие дымности
2	Уменьшение выбросов оксидов азота на 10—30% и оксидов серы на 40—60%	Уменьшение выбросов оксидов азота в 1,5—2 раза и полное отсутствие выбросов оксидов серы
3	Снижение уровня шума на 2—4 дБА	Снижение уровня шума на 4—6 дБА
4	Экономия дизельного топлива (на 60—80% в эксплуатации) за счет замещения его газом	Полное (100%-ное) замещение дизельного топлива газом
5	Увеличение на 10—20% продолжительности работы газодизеля до смены моторного масла	Увеличение на 30—40% продолжительности работы газового двигателя до смены моторного масла
6	Увеличение на 5—10% ресурса газодизеля до первого капитального ремонта	Увеличение на 30—35% ресурса газового двигателя до первого капитального ремонта
7	Возможность увеличения номинальной мощности на 10—15% и максимального крутящего момента без существенного повышения температуры отработавших газов	Снижение номинальной мощности не более чем на 5—10% и максимального крутящего момента для сохранения температуры отработавших газов на уровне базового дизеля
8	Возможность работы как в газодизельном режиме, так и в дизельном, что позволяет эксплуатировать трактор при отсутствии газа. При отсутствии дизельного топлива трактор работать не может	Работает только на газе. Дизельное топливо не требуется
9	Относительная простота переоборудования базового дизеля в газодизельный и установки на тракторе газовых баллонов, общая емкость которых обеспечит непрерывную работу без дозаправки газом в течение не менее 80% заданного стандартами времени	Необходимость частичной разборки базового дизеля для доработки поршней и головки цилиндров. Невозможность, как правило, установки на тракторе газовых баллонов, общая емкость которых обеспечит непрерывную работу без дозаправки в течение не менее 80% заданного стандартами времени
10	Усложнение системы питания топливом за счет установки газового оборудования и газовых баллонов	Замена дизельной топливной аппаратуры на газовую и топливного бака на газовые баллоны. Установка системы зажигания
11	Невысокая стоимость конвертирования дизеля в газодизель и оборудования трактора газовыми баллонами	Высокая стоимость конвертирования дизеля в газовый двигатель, связанная с частичной разборкой и внесением конструктивных изменений

По п. 7 и 10 (см. табл. 1.2) газовые тракторы уступают газодизельным. Некоторое снижение (не более 5-10%) мощности газовых двигателей на номинальном режиме не имеет, по-видимому, существенного значения. Однако газовые двигатели (особенно с турбонаддувом) вряд ли смогут обеспечить требования ГОСТ 20000-88 «Дизели тракторные и комбайновые. Общие технические условия» [36] в части величины номинального коэффициента запаса крутящего момента из-за возможного перегрева двигателя, о чем свидетельствует увеличение температуры отработавших газов выше 650-700 °С [76].

Преобладающее большинство газовых тракторов, конвертированных из выпускаемых ныне дизельных, не будет отвечать также требованиям п. 2.10 ГОСТ 19677-87 «Тракторы сельскохозяйственные [35]. Общие технические условия» или п. 2.6 ГОСТ 27434-87 «Тракторы промышленные. Общие технические условия» [37, 88] в части продолжительности непрерывной работы без дозаправки газом. Она должна составлять для с.-х. тракторов 10 ч (при нагрузке двигателя, равной 80% эксплуатационной мощности для универсально-пропашных и пропашных тракторов и 90% — для тракторов общего назначения), а для промышленных — 12 ч. (при работах любого вида) [77].

Требованиям этих стандартов далеко не всегда отвечают даже газодизельные тракторы, суммарный объем газовых баллонов которых может быть примерно в 1,5 раза меньше, чем у тракторов газовых.

Газовые и газодизельные тракторы оборудуются однотипными газовыми аппаратурой и баллонами, используемыми на газобаллонных автомобилях. Конструкция аппаратуры и баллонов, прежде всего, зависит от вида применяемого газа.

Бортовые запасы газа газового и газодизельного с.-х. тракторов кл. 1,4, обеспечивающие выполнение требований п. 2.10 ГОСТ 19677—87, приведены в таблице 1.3. Размещение на тракторе газовых баллонов

требуемого объема при использовании сжиженного углеводородного газа обычно не вызывает серьезных затруднений. В случае применения сжатого природного газа это оказалось затруднительным даже на газодизельном тракторе (конвертированном из дизельного).

Таблица 1.3 - Бортовые запасы топлива на тракторе кл.1,4 кН

Применяемый газ	Бортовые запасы топлива на тракторе, л	
	Газовом ЮМЗ-6АМГ	Газодизельном ЮМЗ-6АМГД (при работе в газодизельном режиме)
Углеводородный сжиженный	185(205)/0	100(110)/100(100)
Природный сжатый	700(700)/0	380(380)/100(100)
Сжиженный	245(490)/0	130(260)/100(100)

*Примечания:*

1. В числителе приведен объемный запас газа, в знаменателе — дизельного топлива, в скобках — полный объем топливных баков (баллонов).
2. Объемный запас дизельного топлива на базовом тракторе ЮМЗ-6АМ составляет 100 л.

Конструктивные проработки показали, что на кабине трактора ЮМЗ может быть установлено максимум четыре облегченных металлостеклопластиковых баллона БА-51-19,6—256/1262 общей емкостью 204 л. Масса блока заправленных сжатым до 19,6 МПа природным газом баллонов вместе с устройством для крепления и защиты составляет 220—230 кг. Размещение большего числа баллонов связано с чрезмерным увеличением нагрузки на каркас кабины и высоты трактора, а также со снижением предельно допустимого поперечного угла статической устойчивости.

К числу преимуществ газа как моторного топлива перед дизельным топливом относится лучшее смесеобразование и отсутствие жидких фракций в смеси, поступающей в цилиндр. Существенным преимуществом является снижение износа двигателя при работе на газе [124, 135, 141].

В газодизелях подача газа осуществляется во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндры, где он успевает образовать до момента воспламенения практически гомогенную смесь с воздухом и с остаточными

газами. У большинства дизелей автотракторного типа продувка цилиндров практически отсутствует, что связано с малым перекрытием фаз газораспределения. Таким образом для них появляется возможность без опасения потерь подвести газ во впускной трубопровод в момент перекрытия фаз газораспределения. Сравнительно малые объемы впускных трубопроводов уменьшают опасность их повреждения [137, 133].

Минимальный расход жидкого запального топлива определяется величиной потребной энергии для надежного воспламенения основной смеси. В однокамерных двигателях при полной нагрузке минимальный расход жидкого запального топлива составляет 10...13% от расхода при работе только на жидком топливе. У двигателей с отдельной камерой, в которых доступ струи жидкого топлива к центру заряда газозооушной смеси затруднен, расход жидкого топлива увеличивается до 20% [65].

Гомогенная газо-воздушная смесь, образующаяся в цилиндре, дает возможность использовать воздушный заряд полностью, другими словами, при отсутствии избытка воздуха газ сжигается эффективнее, сажи, как других продуктов неполного сгорания, образуется существенно меньше, чем при сгорании гетерогенной смеси дизельного топлива, которое впрыскивается в цилиндры двигателя непосредственно в процессе горения и перед воспламенением.

Если сравнивать удельную теплоту сгорания дизельного топлива и стехиометрических смесей природного газа (см. табл. 1.1, раздел 1.2, приложение 3), можно ошибочно предположить, что мощностные характеристики газодизеля хуже по сравнению с базовым дизелем, тем не менее результаты перевода дизелей на газодизельный процесс доказывают практическую возможность получения такой же либо большей мощности при работе с газом. Связано это с тем, что предварительно подготовленная в процессе впуска газо-воздушная смесь сгорает быстрее и без образования дыма, в результате чего коэффициент избытка воздуха может снизиться

почти до стехиометрического уровня. Воздух, заключенный в подклапанных выемках, надпоршневом зазоре и в зазоре вокруг головки поршня дизеля практически не участвует в процессе сгорания при положении поршня вблизи ВМТ, т.е. когда выделяющаяся теплота используется с наибольшим КПД [110]. При ходе поршня к НМТ данный воздух можно использовать для дожигания сажи, которая образуется на начальном периоде сгорания топлива, однако при этом степень использования выделяемой теплоты снижается и, соответственно, мощностные и экономические показатели двигателя ухудшаются. Объемы, отмеченные выше, занимают от 15 до 25% объема сжатия дизеля с непосредственным впрыском, в связи с чем наименьший коэффициент избытка воздуха обычно ограничивается значениями порядка 1,15–1,25. Заполнение данных объемов предварительно подготовленной гомогенной газо-воздушной смесью способно создать условия для полного использования воздушного заряда цилиндра, а также быстрого выделения теплоты на начальном этапе процесса расширения [28, 110, 131, 138].

Процессы сгорания рабочей смеси в газодизеле отличаются от процессов сгорания непосредственно дизельного топлива. Различаются два типа процесса сгорания в газодизеле. Сгорание газа в зоне факела жидкого топлива без распространения факела на остальную газо-воздушную смесь - этот тип сгорания наблюдается только при подаче небольших запальных доз жидкого топлива в бедную газо-воздушную смесь. Работа двигателя при этом сопровождается выбросом с отработавшими газами повышенного количества углеводородов. Последовательное распространение фронта пламени газо-воздушной смеси от горящего факела жидкого топлива - этот тип сгорания наиболее характерен для газодизеля.

Для переоборудования дизельного трактора в газодизельный не требуется серьезных конструктивных изменений, то есть конвертация может осуществляться без вывода техники из эксплуатации. Для этого необходимо:

- установить на тракторе газовые баллоны в сборе с заправочной, распределительной и контрольной аппаратурой;
- дополнить топливный насос высокого давления (ТНВД), ограничителем впрыска запальной дозы дизельного топлива.

#### **1.4. Эколого-экономические аспекты применения компримированного природного газа в газодизельных ДВС**

В связи с интенсивным развитием промышленности и техническим перевооружением аграрного сектора существенное значение приобретает экологическая ситуация в зонах производственной деятельности людей. По данным системы комплексного фонового мониторинга, в конце восьмидесятых годов интенсивность выпадения с жидкими и твердыми осадками бисульфатной серы и азотозагрязняющих веществ, наиболее вредно влияющих на растительность и животный мир, находилась (в пересчете на азот и серу) соответственно в пределах от 2,5 кг до 20 кг и от 3 до 15 кг на 1 га с.-х. угодий [122].

Суммарные годовые выбросы оксидов азота и серы и оксида углерода (II) тракторами и самоходными машинами, работающими в сельском хозяйстве, составляют заметную долю в суммарных выбросах этих веществ в атмосферу (соответственно 25,2 и свыше 1%). В таблице 1.4 приведены результаты расчета годовых выбросов загрязняющих веществ (в пересчете на азот и серу), выпадающих на 1 га обрабатываемых с.-х. угодий, а также максимальных выбросов в течение суток. Выбросы промышленных предприятий определяли по средней годовой интенсивности выпадения азота и серы; число дней в году, во время которых выпадают осадки, принято по данным Госметеослужбы равным 55 (промышленные загрязнения попадают в атмосферу на достаточно большой высоте, разносятся воздушными потоками на многие сотни, а иногда и тысячи километров и выпадают на землю вместе с осадками). Выбросы автотранспорта происходят над

поверхностью земли и в большей своей части оседают в пределах населенных пунктов и вдоль автомагистралей; в данном расчете их не учитывали. Плотность большинства оксидов (после охлаждения) существенно превышает плотность воздуха [оксид азота (IV) тяжелее воздуха в 1,58, а оксид серы (IV) — в 1,26 раза]. Выпадение оксидов азота и серы, выбрасываемых в атмосферу вместе с отработавшими газами дизелей тракторов и самоходных сельхозмашин и оседающих на почву, рассчитывали с учетом производительности тракторов и сельхозмашин, развиваемой ими мощности и расхода дизельного топлива, определенных по технологическим картам возделывания различных с.-х. культур [56, 122].

Таблица 1.4 - Результаты расчета годовых выбросов загрязняющих веществ  
(в пересчете на азот и серу)

Загрязняющие вещества	Удельные выбросы (в пересчете на азот и серу), приходящиеся на 1 га обрабатываемых с.-х. угодий	
	Годовые кг/га - год	Максимальные суточные, г/га-сутки
Оксиды		
азота	3-15/2	55-275/269-500
серы	2,5-20/0,9	45-365/14-27

*Примечание:*

1. В числителе приведены выбросы промышленных загрязнений, в знаменателе — выбросы от тракторов и самоходных сельхозмашин.

2. Максимальные суточные удельные выбросы загрязнений определяли при работе тракторов и сельхозмашин на следующих энергоемких операциях: вспашка; прямое комбайнирование при уборке хлебов; скашивание кукурузы на силос; уборка сахарной свеклы.

Как следует из таблицы 1.6, годовые удельные выбросы промышленных загрязнений оказались значительно выше, чем от тракторов и сельхозмашин. Максимальные же суточные удельные выбросы загрязнений азотом от тракторов и сельхозмашин на многих энергоемких операциях, в первую очередь при вспашке и уборке с.-х. культур, в несколько раз превосходят суточные выбросы промышленных загрязнений.

В отечественной и зарубежной научно-технической литературе нет каких-либо нормативов на предельно допустимое загрязнение почвы такими

веществами, как оксиды азота и серы, углеводороды, бензапирен, содержащимися в отработавших газах дизелей. Вместе с тем известно, что почва является основным хранилищем загрязняющих веществ антропогенного происхождения. Она обладает значительной сорбирующей способностью по отношению к оксидам азота и серы, причем скорость выведения из атмосферы оксида азота (IV) несколько меньше, чем оксида серы (IV). Легкие углеводороды, в частности этилен, также легко выводятся из атмосферы. В то же время многие загрязняющие вещества, попадая в почву, сохраняются в ней длительное время. Так, содержание бенз(а)пирена в почве (на глубине 10 см) в течение весенне-летнего периода увеличилось на 2,2—3,5 мкг/кг.

Как известно, основными городским транспортом в г. Кишиневе и других крупных городах стали автобусы и маршрутные такси, оснащенные дизельными двигателями. Но большое количество таких автобусов и легкового автотранспорта существенно ухудшает экологическую обстановку. Так, например, 1 т израсходованного (сжигаемого) дизельного топлива дает около 20 кг одной только сажи, не говоря уже об остальных вредных веществах (угарный газ, углеводороды, оксиды азота). [75]

Выход есть – перевод значительной части транспорта с дизельными двигателями на газодизельный процесс работы. Эта система обеспечивает работу дизеля на сжатом природном газе по газодизельному циклу.

По мощностным показателям современные газодизельные двигатели превосходят бензиновые и дизельные, а по расходу топлива не уступают дизелям. Кроме того, двигатели, работающие на газе, более износостойки и в 2 — 3 раза меньше расходуют картерного масла. Стоимость газа намного ниже бензина и даже дизельного топлива. В качестве моторного топлива 1 м<sup>3</sup> природного газа заменяет 1 л бензина или дизельного топлива. Необходимо отметить, что стоимость 1 м<sup>3</sup> природного газа в 2 раза ниже стоимости дизтоплива и бензина.

Внедрение такой технологии повысит надежность топливного обеспечения автомобильного транспорта и сельскохозяйственной техники в условиях постоянно растущего дефицита нефтепродуктов, увеличит ресурс двигателей на 30—40% и снизит токсичность выхлопных газов в 2 — 3 раза.

Снижение выброса загрязняющих веществ в атмосферу при применении газового топлива обеспечивается свойствами природного газа, что существенно повышает экологичность двигателей. Применения газового топлива вследствие более бедных смесей, продукты неполного сгорания практически не образуются, так как всегда есть избыток кислорода. Окислы азота образуются в меньшем количестве, так как при бедных смесях температура сгорания значительно ниже. Пристеночный слой камеры сгорания содержит меньше топлива при бедных газозоудных смесях, чем при более богатых топливозоудных. Таким образом, при правильно отрегулированном газодизельном двигателе выбросы в атмосферу угарного газа оказываются в 5-10 раз меньше, чем у дизельного, окислов азота в 1,5 – 2,0 раза меньше и углеводов в 2 – 3 раза меньше. Это позволит соблюдать нормы токсичности по ГОСТ 17.2.2.05 – 97 [34] при надлежащей отладке двигателей.

### **1.5. Выводы**

Среди всех рабочих циклов ДВС газодизельный является циклом наименее изученным. Это объясняется, во-первых, тем, что газодизели менее распространены по сравнению с другими типами ДВС, во-вторых, сложностью исследования, в частности моделирования процессов сгорания двух находящихся в различных агрегатных состояниях и подаваемых в разное время видов топлива. Анализ состояния зарубежного и отечественного газодизелестроения вместе с результатами научно-исследовательских работ сотрудников Аграрного университета Молдовы, Приднестровского государственного университета, ГосНИИ "Промтрактор"

и ОАО "Челябинский тракторный завод" выявили ряд проблем, которые возникают при реализации газодизельного цикла, что говорит о необходимости проведения дальнейших исследований для их решения, а также с целью реализации всех преимуществ газодизелей.

Использование современных методик при моделировании рабочего цикла позволит еще на этапе проектирования выявить проблемы реализации газодизельного цикла в конкретном ДВС, указать пути их решения, дать соответствующую оценку эффективности, а также рекомендовать некоторые конструктивные и регулировочные параметры различных систем. Поэтому чрезвычайно важно совершенствовать методики синтеза газодизельного рабочего цикла, реализуя их с помощью вычислительной техники.

Особенностью работы газодизеля является то, что при подаче двух видов топлива не требуется кардинальных изменений в топливоподающей системе базового дизеля.

Доказано, что конверсия дизельного двигателя, работающего на дизельном топливе, в газодизель, является перспективным научно-техническим направлением в моторостроении, обеспечивающем:

- практически неизменное техническое состояние двигателя в процессе эксплуатации;
- снижения уровня загрязнения окружающей среды отработавшими газами;
- экономию в 2,5...3 раза дорогостоящего дизельного топлива и снижение эксплуатационных затрат на выполнение производственных работ.

Выявлено, что дизели, конвертируемые в газодизели, в настоящее время имеют ряд недостатков, заключающихся в необходимости:

- обеспечения всережимности регулирования во всем диапазоне нагрузок и частоты вращения двигателя;
- создания специального механического регулятора ограничивающего величину впрыскиваемого дизельного топлива.

Для оценки достоверности результатов теоретических исследований и практической проверки работоспособности разработанных конструкций необходимо проведение экспериментальных исследований.

**Цель работы:** повышение эффективности использования сельскохозяйственных тракторов путем совершенствования системы питания газодизельного двигателя.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие **задачи:**

- теоретически обосновать состав комбинированной горючей смеси для газодизельного двигателя сельскохозяйственного трактора;
- разработать топливоподающую систему газодизельного двигателя с комбинированным смесеобразованием;
- разработать концептуальную схему компоновки установки и методику испытаний ДВС в газодизельном режиме;
- экспериментально установить закономерности изменения энергетических показателей газодизельного двигателя от параметров состава комбинированной горючей смеси.

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

### 2.1. Состав рабочего тела в газодизельном двигателе, его влияние на протекание процесса цикла

Современные тракторные дизельные двигатели могут быть конвертированы в газовые с цикловым зажиганием или переоборудованы в газодизель.

Принцип работы двигателей по газодизельному циклу был запатентован еще Р. Дизелем в 1898 г. Он выступил основой при создании разных конструктивных схем работы подобных двигателей [85]. При этом способе в воздушный тракт дизеля поступает не воздух, а газозвудушная смесь, которая поджигается запальной дозой жидкого топлива, впрыскиваемой через форсунки основной системы топливоподачи. Обычно запальная доза не превышает 40% от максимальной подачи при работе на чистом дизельном топливе.

В общем случае дизельное топливо содержит: С, Н, О, N, S, а также некоторое количество воды. Средний состав дизельного топлива С=86%; Н=13%; О=1%

Естественный (природный) газ из  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8$ ,  $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ,  $\text{C}_5\text{H}_{12}$ , также может содержать  $\text{CO}_2$  и  $\text{N}_2$ .

Составляющая метана  $\text{CH}_4$  может колебаться в объемных процентах от 50 до 95% в зависимости от места добычи. Зная абсолютное объемное содержание отдельных газов в газовой смеси (рабочей смеси), можно вычислить объемные доли компонентов в смеси  $r_1$ ,  $r_2$  и т. д., после чего объемная теплоемкость смеси может быть вычислена по формуле

$$C=r_1C_1+r_2C_2+\dots+r_nC_n. \quad (2.1)$$

В тепловых расчетах двигателей внутреннего сгорания часто бывают нужны значения средние изохорные объемные теплоемкости, для которых последняя формула получает вид

$$C_{vm} = r_1 C_{vm1} + r_2 C_{vm2} + \dots + r_n C_{vnm}. \quad (2.2)$$

Для перехода от изохорных к соответствующим изобарным теплоемкостям применяется формула

$$C_{pm} = C_{vm} + 0,0886 \text{ ккал/м}^3 \text{ град.} \quad (2.3)$$

В газодизелях при сгорании горючей смеси в процессе сгорания выделяется теплота, расходуемая на увеличение внутренней энергии газа, совершение механической работы и частично отдается в стенки.

Общее количество теплоты, выделяющейся в цилиндрах двигателя, может быть меньше теплопроводности сгоревшего топлива вследствие химической неполноты сгорания диссоциации продуктов сгорания.

Для упрощения расчетов принимаем, что процесс сгорания протекает так же, как и в теоретических циклах, т.е. для смешанного цикла при  $V = \text{const}$  и  $P = \text{const}$ , а для цикла быстрого горения - при  $V = \text{const}$ . Определение температуры конца сгорания проводится по так называемому уравнению сгорания, полученному для 1 кг введенного в двигатель топлива и представляющему собой тепловой баланс на участке сгорания CZ (рис 2.1) [19, 21, 24, 64, 136].

Принцип составления уравнения сгорания как для смешанного цикла, так и для цикла быстрого сгорания является одинаковым, однако по форме эти уравнения сгорания различны.

Уравнение сгорания в общем виде для смешанного цикла, согласно первому закону термодинамики, будет (см. рис 2.1)

$$q_{cz} = u_z - u_c + l_z' z, \quad (2.4)$$

где  $q_{cz}$  - количество теплоты, сообщенное при сгорании 1кг топлива полученными продуктам сгорания и пошедшее на увеличение их внутренней энергии и совершение механической работы;

$u_z$  - внутренняя энергия продуктов сгорания в конце процесса видимого горения (точка Z);

$u_1$  - внутренняя энергия рабочей смеси (горючей смеси и остаточных газов) в конце сжатия (точка C);

$l'_{zz}$  - работа расширения газов при изобарном процессе (от точки Z' до точки Z).

Количество теплоты, сообщенное продуктам сгорания, равно теплотворности топлива за вычетом тепловых потерь:

$$q_{cz} = q_n - q_{пот}, \quad (2.5)$$

где  $q_n$  - низшая теплотворность топлива;

$q_{пот}$  - потерянная теплота в процессе сгорания вследствие догорания топлива на линии расширения, теплоотдачи в стенках камеры сгорания и диссоциации.

Отношение  $\frac{q_{cr}}{q_n} = \xi$  называется коэффициентом использования теплоты на участке видимого сгорания  $CZ'Z$ . Следовательно, количество теплоты, расходуемое на увеличение внутренней энергии и на совершение работы газа, будет равно:

$$q_{cz} = \xi \cdot q_n, \quad (2.6)$$

где коэффициент использования теплоты принимают  $\xi = 0,80 \dots 0,85$ .

Термодинамические расчеты процесса сгорания, разработанные профессором В.И. Гриневецким, сводятся к определению параметров температуры и давления в конце сгорания [47, 48, 66, 68].

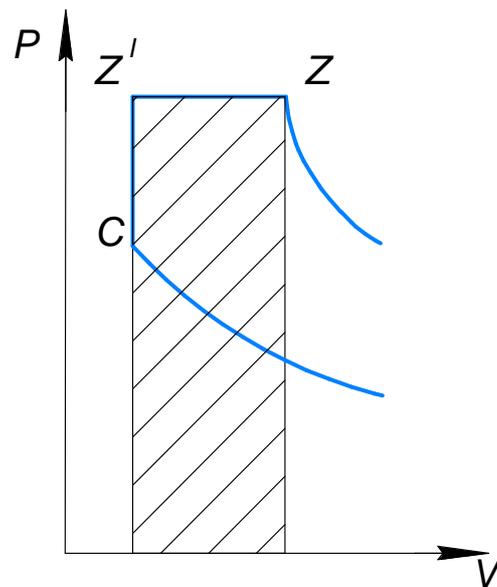


Рисунок 2.1. Участок сгорания нескруглённой индикаторной диаграммы для смешанного цикла

Однако наибольший индекс для практики представляют частные случаи, к которым относятся изохорный процесс, протекающий без изменения объема ( $dv=0$  или  $V=const$ ), изобарный процесс, протекающий при постоянном давлении ( $dp=0$  или  $P=const$ ) и другие.

В нашем случае процесс сгорания в основном состоит из двух процессов (рис. 2.1) – изохорный  $C_Z'$  и изобарный  $Z_Z'$ . Проведем более подробный анализ этих процессов. Изохорный процесс может совершаться рабочим телом (газом), находящимся в цилиндре при неподвижном поршне, если к рабочему телу подводится теплота от источника. Уравнение изохорного процесса может быть получено, если в уравнении состояния идеального газа принять  $V=const$ . В этом случае

$$\frac{P}{T} = \frac{R}{V} = const \text{ или } \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.7)$$

Таким образом, в изохорном процессе давление газа всегда остается пропорциональным температуре. Так как в изохорном процессе  $dv=0$ , то и  $dl=0$ , т.е. внешняя работа не совершается  $dl=pdv=0$ , поэтому подводимая теплота расходуется полностью на изменение внутренней энергии газа.

$$dq_v=du=C_v dt,$$

где  $q$  – удельная теплоемкость для 1 кг газа.

Поэтому для конечного процесса при  $C_v=const$  имеем

$$q = \int_{T_1}^{T_2} du = u_2 - u_1 = C_v(T_2 - T_1), \quad (2.8)$$

где  $q$  – удельная теплоемкость для 1 кг газа.

Для изобарного процесса выполняется условие  $dp=0$  при  $P=const$  или без учета трения поршня, основывается на уравнении состояния:

$$\frac{V}{T} = \frac{R}{P} = const \text{ или } \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.9)$$

При постоянном давлении объем газа всегда пропорционален абсолютной температуре.

Работа газа определяется из выражения

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \quad (2.10)$$

Использование теплоты в двигателях характеризуется КПД, а экономичность двигателя - количеством израсходованной теплоты на единицу мощности.

В соответствии со вторым законом термодинамики для теоретического цикла, совершаемого 1 кг рабочего тела, термический КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1}, \quad (2.11)$$

где  $|q_2|$  - абсолютное значение количества теплоты, отданной за цикл холодному источнику, Дж/кг;

$q_1$  – количество теплоты, подведенной за цикл, Дж/кг;

$$l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2|$$

Без любого замкнутого цикла совершаемая  $G_{\text{кг}}$  рабочего тела

$$l_{\text{ц}} = \int p dV, \quad (2.12)$$

где  $p$  – давление;  $V$  – объем.

В координатах  $p - V$  (рис. 2.2) эта работа определяется площадью внутри контура, описывающего цикла.

Для сопоставления рабочих циклов, совершаемых в двигателях с различными размерами цилиндров, работу принято относить к единице рабочего объема, т.е. разности объемов  $V_{\text{max}} - V_{\text{min}}$ .

С этой целью площадь, определяющую работу цикла  $L_{\text{ц}}$  можно условно заменить площадью равнобедренного прямоугольника с основанием  $V_{\text{max}} - V_{\text{min}}$ . Высота прямоугольника характеризует удельную работу, т.е. работу, приходящуюся на единицу рабочего объема (в  $\text{Н} \cdot \text{м} / \text{м}^3$  или Па).

$$P_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{V_{\text{max}} - V_{\text{min}}}. \quad (2.13)$$

Как видно из этой формулы, удельная работа численно равна некоторому условному постоянному давлению  $P_{ц}$ , действующему на поршень в течение времени, соответствующего изменению объема от  $V_{max}$  до  $V_{min}$ . Величину  $P_{ц}$  принято называть средним давлением цикла. В технических расчетах величину среднего давления цикла удобно выражать в МПа.

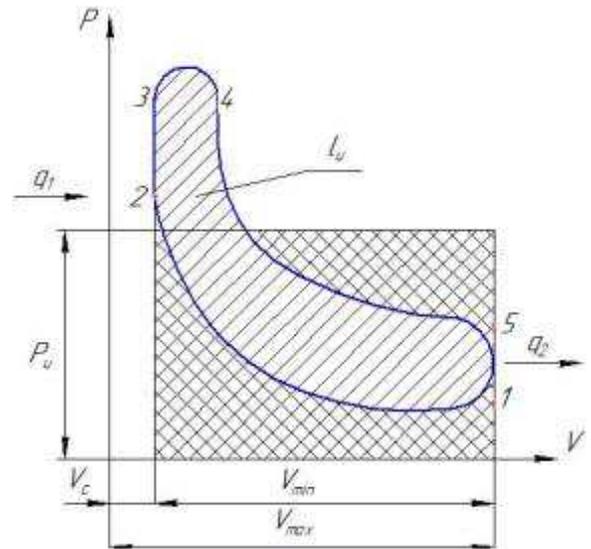


Рисунок 2.2. Работа цикла

Применительно к поршневым двигателям можно представлять себе общий случай осуществления термодинамического цикла, изображенного на рисунке 2.3, а, б в координатах  $p - V$  и  $T - s$ . В этом цикле процессы сжатия (линии  $ac$ ) и расширения (линия  $zb$ ) происходят без теплообмена с внешней средой ( $d_q = 0$ ). При постоянном объеме подводится теплота  $q'_1$ , а при постоянном давлении - теплота  $q''_1$ .

Отвод теплоты  $q'_2$ , а при постоянном давлении - теплота  $q''_2$ .

Количество подведённой теплоты (Дж/кг) в цикле для случая, когда работу совершает 1 кг рабочего тела, вычисляют по формуле

$$q_1 = C_V(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'}), \quad (2.14)$$

где  $C_V$  и  $C_p$  - удельные массовые теплоемкости при постоянном объеме и постоянном давлении, Дж/кг;

$T_{z'}$ ,  $T_c$  и  $T_z$  - температура цикла соответственно в точках  $z'c$  и  $z$ . В T-S координатах -  $q_1 \sim Sa'acz'zbb'$ .

Абсолютная количество отведенной теплоты

$$|q_2| = \omega(T_b - T_f + C_p(T_f - T_a)), \quad (2.15)$$

где  $T_b$ ,  $T_f$  и  $T_a$  - температура цикла соответственно в точка  $b, f$  и  $a$ .

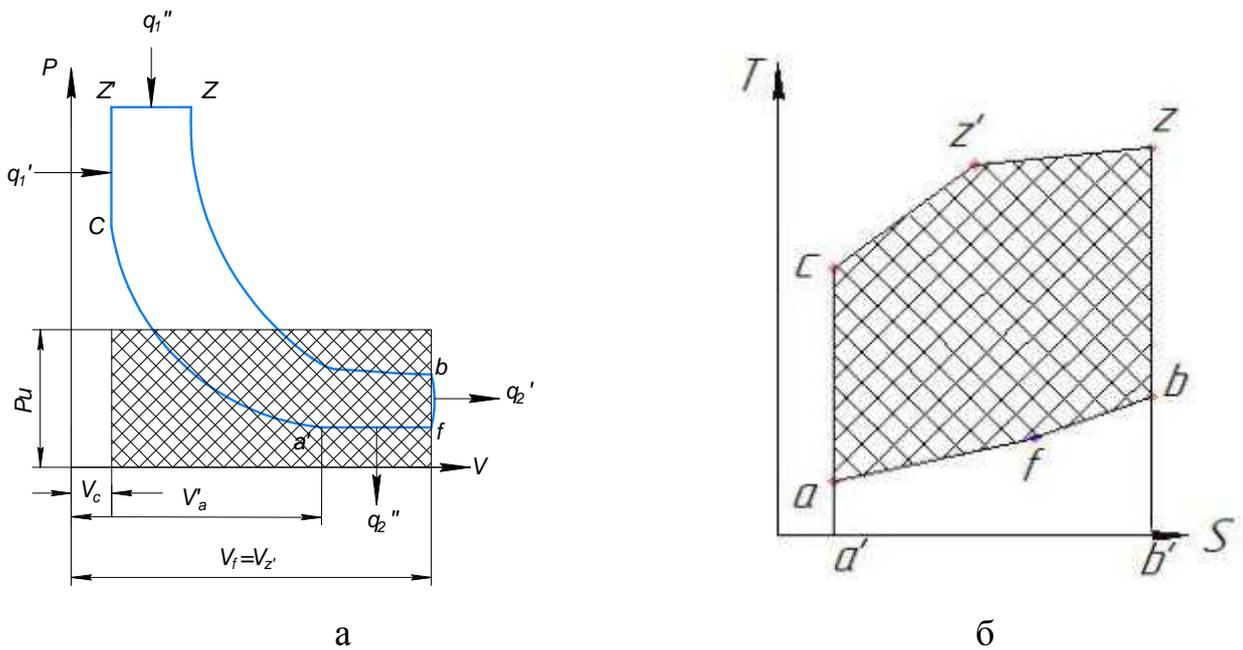


Рисунок 2.3. Термодинамический цикл

Рассмотрим обобщённый цикл газодизеля в координатах P-V и T-S.

Координатах T-S  $|q_2| \sim Sa'abb'$ , тогда механический КПД цикла

$$\eta_{\text{ц}} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_f) + k(T_f - T_a)}{C_v(T_{z'} - T_c) + k(T_z - T_{z'})} \quad (2.16)$$

где  $k = C_p/C_v$  - показатели адиабаты.

Площадь T-S диаграммы, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{fa'a/bb'}{fa'acz'zbb'}. \quad (2.17)$$

Обозначим  $\varepsilon = \frac{V_c}{V_a}$  - степень сжатия;  $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$  - степень повышения давления в процессе  $V - const$ ;  $\rho = \frac{V_z}{V_c}$  - степень предварительного расширения при подаче теплоты в процессе  $p = const$ ;  $\delta = \frac{V_c}{V_z}$  - степень последующего расширения;  $\rho' = \frac{V_l}{V_a} = \frac{V_f}{V_a}$  - степень предварительного сжатия при отдаче холодному источнику в процессе  $p = const$ ; ( $\varepsilon/\delta = p/p'$ ).

Для получения окончательного выражения КПД через температуру в начале сжатия  $T_a$ , после преобразования согласно данным профессора Ховаха М.С получим [125]

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho \left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{k-1} - \rho' + k(\rho' - 1)}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}; \quad (2.18)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1 \rho' \left[ \lambda \left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^k - 1 \right] + k(\rho' - 1)}{\varepsilon^{k-1} \lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (2.19)$$

Среднее давление обобщенного цикла

$$\rho_{ц} = \frac{l_{ц}}{V_t - V_c}. \quad (2.20)$$

Учитывая, что

$$q_1 = C_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(p - 1)]; \quad (2.21)$$

$$V_f - V_c = V_c \left( \frac{V_f}{V_c} - 1 \right) = V_c (\varepsilon p' - 1) = \frac{V_a}{\varepsilon} (\varepsilon p' - 1). \quad (2.22)$$

и подставляя значение  $l_{ц}$ , тогда выражение среднего давления цикла примет вид

$$P_{ц} = C_v \frac{T_a \varepsilon^{k-1} \cdot \varepsilon}{V_a (\rho \cdot \varepsilon - 1)} \cdot \eta_t [\lambda - 1 + k \cdot \lambda(p - 1)]. \quad (2.23)$$

Так как

$$C_v = R(k - 1) \text{ и } P_a = R T_a / V_a, \quad (2.24)$$

где  $R$  – газовая постоянная, то окончательно получим

$$P_{ц} = \frac{P_a}{k - 1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{p^i \varepsilon - 1} \cdot \eta \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda(p - 1)]. \quad (2.25)$$

Для цикла со смешанным подводом теплоты на основании предыдущего рисунка, часть теплоты  $q'_1$  подводится при постоянном объеме, а часть ее  $q''_1$  - отводится при постоянном давлении  $q_2$  и постоянном объеме.

Рассматриваемый цикл отличается от обобщенного тем, что в нем отсутствует процесс, при котором теплота отводится при постоянном давлении, следовательно, в данном случае  $\rho' = 1$ .

Тогда формула для КПД цикла при смешанном подводе теплоты примет вид

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda p^{k-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(p-1)}, \quad (2.26)$$

в среднем давление цикла

$$P_{\text{ц}} = \frac{P_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon-1)} \cdot \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (2.27)$$

По формуле (2.19) видно, что термический КПД  $\eta_t$  цикла со смешанным подводом теплоты зависит от показателя адиабаты  $k$ , степени сжатия  $\varepsilon$ , степени повышения давления  $\lambda$  и показателя расширения  $\rho$ . В данном случае, как и в ранее рассчитываемых циклах, увеличение  $\varepsilon$  и большее значение  $k$  приводит к росту  $\eta_t$ .

Более сложной является зависимость  $\eta_t$  от  $\lambda$  и  $\rho$ . При постоянном количестве подведенной теплоты  $q_1$  значение  $\lambda$  и  $\rho$  зависят от того, какое количество  $q_1$  подведено при постоянном объеме и какое при постоянном давлении. Для заданной  $\varepsilon$  и назначенных параметров при  $q_1 = \text{const}$

$$\frac{q_1}{C_v \cdot T_a \varepsilon^{k-1}} = \lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) = \text{const}. \quad (2.28)$$

Тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\text{const}}. \quad (2.29)$$

Чтобы определить влияние соотношения между  $\lambda$  и  $\rho$  на  $\eta_t$ , достаточно проанализировать изменённое производное  $\lambda \rho^k$  в зависимости от  $\lambda$ . Продифференцировав произведение  $\lambda \rho^k$  по  $\lambda$ , получим

$$\frac{d(\lambda \rho^k)}{d\lambda} = \rho^k + k\lambda \rho^{k-1} \cdot \frac{d\rho}{d\lambda}. \quad (2.30)$$

Для определения  $d\rho/d\lambda$  продифференцируем знаменатель дроби. Так как  $q_1 = \text{const}$ , то

$$d[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = 0 \quad (2.31)$$

или

$$d\lambda + k(\rho - 1) \cdot d\lambda + k\lambda d\rho = 0, \quad (2.32)$$

откуда

$$k\lambda \frac{d\rho}{d\lambda} = -1 - k(\rho - 1). \quad (2.33)$$

Подставляя в правую часть уравнения (2.30) вместо  $k\lambda \frac{dp}{d\lambda}$  его значение, получим

$$\rho^k + k\lambda\rho^{k-1} \frac{d\rho}{d\lambda} = \rho^k - \rho^{k-1}[1 + k(\rho - 1)], \quad (2.34)$$

откуда

$$\frac{d(\lambda \cdot \rho)^k}{d\lambda} = -\rho^{k-1}(\rho - 1)(k - 1). \quad (2.35)$$

Имеем ввиду, что  $\rho - 1 \geq 0$  и  $k - 1 > 0$ , из уравнения (2.35) следует, что при любом постоянном количестве подведенной теплоты в рассматриваемом цикле с увеличением  $\lambda$  при соответствующем снижении  $\rho$  уменьшается числитель дроби в уравнении (2.20), а увеличивается КПД цикла.

При известном элементарном составе топлива для приближенного определения его низшей теплоты сгорания (МДж/кг) используем формулу Д.И. Менделеева:

для дизельного топлива  $qQ_H$ ;

для газообразного топлива  $\gamma Q_H = N_H$ .

Так как в процессе горения используется природный газ, а в качестве запальной дозы дизельное топливо, то низшую теплотворную способность этих видов топлива можно определить, если известен их элементарный состав. Для этого используют формулу Менделеева:

$$dQ_H = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,5 \quad (2.36)$$

где  $dQ_H$  – низшая теплотворная способность дизельного топлива.

Принимаем  $42,5 \text{ МДж/кг} = 10143 \text{ ккал/кг}$ .

Данная величина  $Q_H$  - только для запальной дозы дизельного топлива.

Для природного газа находим его низшую теплоту сгорания, пользуясь формулой Менделеева:

$$\begin{aligned} \gamma Q_H = & 12,8 \cdot CO + 10,5H_2 + 35,7CH_4 + 56,0 \cdot C_2H_2 + 59,5C_2H_4 + 63,3C_2H_6 + \\ & 90,9C_3H_8 + 119,7C_4H_{10} + 146,2C_5H_{12}. \end{aligned} \quad (2.37)$$

И принимаем  $\gamma Q_H = 36,19 \text{ МДж/м}^3$  или  $8637 \text{ ккал/м}^3$ .

Для полного сгорания массовой или объемной единицы топлива необходимо определенное количество воздуха, которое называется теоретически необходимым и определяется по элементарному составу топлива.

Для жидких топлив

$$V_0 = L_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right). \quad (2.38)$$

Если  $\frac{r_{O_2}}{v_{O_2}^H} = \frac{0,21}{0,7} = 0,3$

где  $v_{O_2}^H$  - удельный объем теплоотдачи,  $v_{O_2}^H = 0,7$ .

Принимаем равной  $V_0 = 11,078 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Теоретический объем воздуха для природного газа  $L'_0$ :

$$L'_0 = \frac{1}{208} \cdot \Sigma \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_2 \quad (2.39)$$

Принимаем  $L'_0$  равным  $9,65 \text{ м}^3 \text{ возд./м}^3 \text{ газ}$ .

В процессе сгорания происходит приращение объема газов на 1 кг топлива вследствие числа молекул в  $\text{м}^3/\text{кг}$ -  $\Delta V$  приращение учитывает прирост продуктов сгорания.

$$\Delta V = 5,65 \cdot H + 0,72 \cdot O - 0,01 \cdot C \quad (2.40)$$

Приращение объема при сгорании  $\Delta V = 0,733$ .

Для дальнейшего исследования укажем некоторые данные объекта установки, на которой были получены исходные показатели.

В качестве объекта исследования взят дизельный двигатель СМД-18Н, устанавливаемый в качестве силового агрегата на комбайнах, тракторах, подъемных кранах, компрессорных установках, экскаваторах и других машинах. Основная область применения двигателей СМД-18 - тракторы сельскохозяйственного назначения ДТ-75, дорожно-строительная техника, компрессоры, дизель-генераторы [106].

1. Степень сжатия двигателя  $\varepsilon = 17$ .
2. Номинальная частота вращения коленчатого вала  $n = 1800 \text{ об/мин}$ .
3. Степень повышения давления  $\lambda = 1,8$ .

4. Коэффициент избытка воздуха для газа  $\alpha_e=1,6$ .
5. Коэффициент избытка воздуха для дизельного топлива  $\alpha_{жс}=1,8$ .
6. Коэффициент выделения теплоты  $\zeta=0,8$ .
7. Температура окружающей среды  $T_0=293\text{K}$ .
8. Атмосферное давление  $p_0=1,02\text{ат}$ .

Теория двигателей внутреннего сгорания основана на использовании термодинамических зависимостей и приближений их к действительным условиям путем учета реальных факторов.

Замкнутые теоретические (термодинамические) циклы в отличие от действительных процессов, происходящих в цилиндрах двигателей, осуществляются в тепловой машине и характеризуются следующими особенностями (допущениями):

1. Все процессы цикла осуществляются без теплообмена рабочего тела с окружающей средой и являются обратимыми.
2. Преобразование теплоты в механическую работу осуществляется в замкнутом объеме одним и тем же несменяемым рабочим телом.
3. Состав и теплоемкость рабочего тела остаются постоянными на всем протяжении цикла.
4. Процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам с постоянными показателями.
5. Отвод теплоты холодному источнику является единственной и обязательной для замкнутого теоретического цикла.

Цикл со смешанным подводом теплоты является суммой подвода теплоты при постоянном объеме и постоянном давлении. Проведенный анализ указанных параметров показывает, что термический КПД постоянно растет при увеличении степени сжатия  $\varepsilon$  и показателя адиабаты  $k$ .

Возрастание КПД заметно улучшается при высоких  $\varepsilon$ , начиная примерно с  $\varepsilon=12\dots 13$ .

Изменения показателя адиабаты зависит от природы рабочего тела.

Для нашего случая (газодизель) подходит вариант цикла со смешанным подводом теплоты (рис. 2.4)

Кроме того, на практике часто прибегают к определению доли жидкого запального топлива по отношению к общему заряду (газообразное и жидкое топливо) по теплу  $q$ :

$$q = \frac{b \cdot Q_H}{H_H + b \cdot Q_H}, \quad (2.41)$$

где  $q$  - доля жидкого зажигательного топлива по отношению к общему заряду газообразного и жидкого топлива по теплу;

$b$  - вес присадки жидкого топлива на  $1 \text{ м}^3$ .

Взаимосвязь между  $q$  и  $b$  выражается равенством

$$b = \frac{q H_H}{(1 - q) \cdot Q_H}. \quad (2.42)$$

В газожидкостных дизелях наиболее часто встречается значение  $q = 0,08$ , следовательно, значение  $b = 0,074$ .

Таким образом, термический КПД цикла повышается с увеличением степени сжатия  $\epsilon$  и степени повышения давления  $\lambda$ , увеличение степени предварительного расширения  $\rho$  снижает КПД. Коэффициент  $k$  определяет зависимость  $\eta_t$  от свойств рабочего тела.

В основном все параметры технического КПД зависят от температур в характерных точках цикла. Параметр  $k$  влияет на характер протекания процесса цикла. Поэтому для газодизельного двигателя в обязательном порядке необходимо определение температур в характерных точках цикла 1-2-3-4-5.

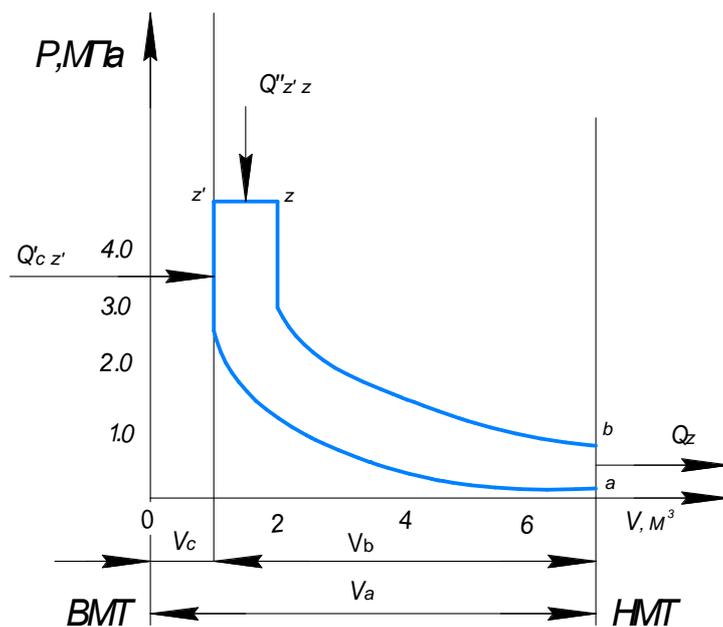


Рисунок 2.4. Цикл со смешанным подводом теплоты

По этим температурам с учетом давлений находят и остальные коэффициенты для определения мощностных и экономических показателей двигателя.

## 2.2. Термодинамические основы цикла газодизеля и его состав, определяющий энергетические показатели двигателя

Для нахождения объема теоретически необходимого воздуха для горючей смеси, содержащего 1 м<sup>3</sup> газа с соответствующим количеством запального топлива, используем следующее выражение:

$$L_0^{зж} = L_0 + V_0 \cdot b. \quad (2.43)$$

В газодизелях обычно принимают коэффициент избытка для газа  $\alpha_2=1,6$ , а для заполнения жидкого топлива –  $\alpha_{жс}=1,8$ . Учитывая эти значения коэффициентов, определяем действительный объем воздуха для каждой составляющей части горючей смеси.

$$L_{зж} = \alpha_2 \cdot L_0 + \alpha_{жс} V_0 \cdot b \quad (2.44)$$

В этом случае общий коэффициент избытка воздуха.

$$\alpha = \alpha_2 = L_{зж} / L_0. \quad (2.45)$$

Коэффициент избытка воздуха отнесенный только к газу

$$\alpha_1 = L_{зж} / L_{0зж}. \quad (2.46)$$

Объем чистой горючей смеси

$$V_1 = 1 + L_{зж}. \quad (2.47)$$

Объем чистых продуктов сгорания:

$$V_{11} = 1 + L_{зж} + (-\Delta M + \Delta V \cdot b); \quad (2.48)$$

$$\Delta M = 0,5 \cdot C_2H_6 + C_3H_8 + 1,5 \cdot C_4H_{10} + 2C_5H_{12} \quad (2.49)$$

( $-\Delta M$  приращение объема).

Теоретический коэффициент молекулярного изменения  $-\mu_0$

$$\mu_0 = V_{11} / V_1 = 1 + V_{11} \cdot V_1 / V_1. \quad (2.50)$$

Найдем давление выталкивания  $P_r$  и давление начала сжатия  $P_a$ :

$$P_r = P_0 + \delta_r; \quad (2.51)$$

$$P_a = P_0 - \delta_a. \quad (2.52)$$

Вычисляем сопротивление  $\delta_r$  и  $\delta_a$  по формулам профессора В.М. Тареева [118] принимая при расчетных скоростях.  $\omega_{вых}=45$  м/сек,  $\omega_{вс}=50$  м/сек

$$\delta_r = 0,01(0,1 \cdot \omega_{вых})^3/2; \quad (2.53)$$

$$\delta_a = 0,01(0,1 \cdot 50)^3/2. \quad (2.54)$$

После расчетов принимаем давление выталкивания  $P_r=1,115$  атм и давление начала сжатия  $P_a=0,9$  атм.

Принимаем температуру горячего газа поступающего к двигателю

$$T_r = T_0 = 2900\text{К}. \quad (2.55)$$

Принимаем температуру воздушной смеси пред цилиндром смеси пред цилиндром

$$T_{см} = T_0 = 2900\text{К}. \quad (2.56)$$

Считая нагрев смеси от стенок цилиндра  $\Delta T=200$ , имеем для чистой смеси в цилиндре

$$T_{01} = T_{см} = T_{см} + \Delta T = 290 + 20 = 3100\text{К} \text{ или } t_{см} = 370\text{С}. \quad (2.57)$$

Коэффициент заполнения цилиндра находим по формуле профессора Тареева В.М. [118].

$$\eta_v = \frac{P_a' \cdot T_0}{P_0 \cdot T_0' (\varepsilon - 1)} \left[ \varepsilon - \xi_c \xi_r \left( \frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (2.58)$$

Здесь  $\mathcal{L}_r = 1$  коэффициент неравности теплоемкости  $\mathcal{L}_r = 1,05$ .

При этом можно подставить  $\frac{1}{m} = 0,6$  и  $\frac{1}{n} = \frac{1}{3}$ ;  $P_{a1} = P_a$  (так как дозировка  $\mathcal{L}_r = 1$ )

При показателе  $\frac{1}{n} = \frac{2}{3}$  и при отношении  $\frac{P_r}{P_a} = \frac{1,115}{0,9} = 1,238$  в итоге коэффициент заполнения цилиндра составит  $\eta_v = 0,815$ .

Для определения мощностных показателей цикла газодизеля необходимо определить температуры цикла в характерных точках, а также

остальных параметров:  $\rho$  – коэффициент предварительного расширения, уточнение показателей политропы  $n_1$  и  $n_2$ .

Все эти данные влияют на термический КПД цикла  $\eta_t$  и на мощностные показатели двигателя в целом.

Немаловажную роль играют коэффициент  $C_v$  при постоянном объеме и  $C_p$  при постоянном давлении, а также коэффициент последующего расширения  $\delta$ .

Находим все температуры цикла газодизеля в характерных точках и определяем необходимые коэффициенты.

Температуру остаточных газов  $T_r$  в конце хода выталкивания находим по формуле 2.59 [118]:

$$T_r = \frac{L \cdot P_r \cdot T_0}{(\varepsilon - 1) P_0 \cdot \gamma \cdot \eta_v}. \quad (2.59)$$

Температура газа в момент начала высасывания

$$T_x = T_r \left( \frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (2.60)$$

Температура  $T_a$  начала сжатия может быть определена по формуле 2.61 [118].

$$T_a = \frac{1}{1+\gamma} (T_0^1 + \xi_c \cdot \gamma \cdot T_r), \quad (2.61)$$

где  $T_{01} = 310 \text{ K}$ ;  $T_x = 5650 \text{ K}$ ;

$\gamma$  - коэффициент остаточных газов принимаем 0,04;

$\xi_c$  - коэффициент теплоемкости принимаем 1,05.

Получим соответственно  $T_r = 607 \text{ K}$ ,  $T_x = 565 \text{ K}$ ,  $T_a = 320 \text{ K}$ .

Параллельно проведем проверку значений  $\eta_v$  и  $T_a$  по формулам профессора В.И. Гриневецкого [48, 118]:

$$\eta_v = \frac{P_r \cdot T_0}{(\varepsilon - 1) \cdot P_r \cdot T_0 \cdot \gamma}; \quad (2.62)$$

$$T_a = \frac{\varepsilon \cdot P_a \cdot T_0}{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot P_0 + \frac{T_0}{T_r} \cdot P_r}. \quad (2.63)$$

В результате расчета получили практически идентичные значения  $\eta_v = 0,81$  вместо 8,15,  $T_a = 320,68^\circ \text{K}$  вместо  $320,3^\circ \text{K}$ .

Для определения основных параметров индикаторной диаграммы проведем расчет рабочего цикла газодизеля, характеризующего процесс, а также величины, определяющие энергетические и экономические показатели его работы.

По данным расчета рабочего цикла с достаточной для практики точностью можно построить индикаторную диаграмму, определить среднее и эффективное давление и по заданной мощности и частоте вращения определить число и размер цилиндров для двигателя.

Если известна частота вращения и число цилиндров испытуемого двигателя, то можно построить внешнюю характеристику двигателя. В действительности процесс сжатия в двигателе внутреннего сгорания протекает в условиях теплообмена между рабочим телом и деталями двигателя, а поэтому не является адиабатным. Этот теплообмен имеет сложный характер и не может быть выражен точно при помощи термодинамических соотношений; поэтому считают, что процесс сжатия протекает политропно с показателем  $n_1$  за весь процесс сжатия. На рисунке 2.5 показано взаимное расположение кривой сжатия ( $ac$ ) адиабаты ( $bc$ ) и действительной политропы ( $ec$ ) сжатия.

Вначале сжатия температура рабочего тела значительно ниже температуры окружающих поверхностей, а поэтому первый период процесса сжатия (участок  $am$ ) сопровождается притоком теплоты от горячих деталей к рабочему телу. При этом действительный показатель политропы больше показателя адиабаты ( $n_1 > k$ ).

Двигатели внутреннего сгорания работают с перекрытием клапанов, а поэтому «чистое» сжатие начинается несколько левее точки  $a$ , при этом происходит дозарядка цилиндра.

По мере дальнейшего сжатия температура рабочего тела повышается и становится выше температуры окружающих деталей. Вследствие этого

теплота от рабочего тела будет передаваться деталям (участок  $mc$ ). Показатель политропы при этом будет меньше показателя адиабаты ( $n_1 < k$ ).

Опытами установлено, что количество теплоты, передаваемой от рабочего тела окружающим деталям на участке ( $mc$ ), будет больше притока теплоты от деталей к рабочему телу на участке ( $am$ ); поэтому средний показатель политропы сжатия  $n_1$  всегда будет иметь меньше значение, чем показатель адиабаты  $k$  (кривая политропы сжатия будет проходить ниже адиабаты).

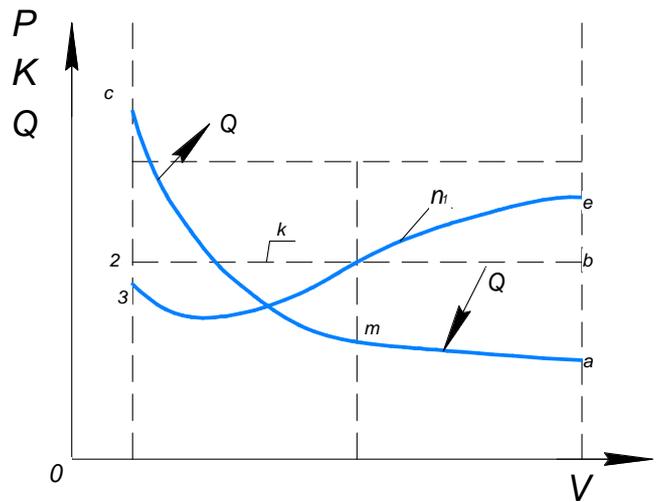


Рисунок 2.5. Взаимное расположение адиабаты и политропы сжатия

Величина среднего показателя политропы сжатия  $n_1$  зависит от скоростного режима двигателя, размеров цилиндра, интенсивности охлаждения, формы камеры сжатия и конструктивных особенностей двигателя.

С увеличением частоты вращения вала двигателя показатель  $n_1$  увеличивается, так как при этом сокращается продолжительность процесса сжатия, и, следовательно, уменьшается теплоотвод от газов к стенкам цилиндров и днищу поршня.

Кривая изменения показателя  $n_1$  наглядно иллюстрируется на опытах профессора В.А. Петрова рисунок 2.6 [98].

Как видно из сопоставления этой кривой с экспериментально определяемыми значениями  $n_1$ , кривая может быть определена формулой

$$n_1 = 41 - \frac{100}{n}, \quad (2.64)$$

которую можно применять для ориентированного определения  $n_1$  как для бензиновых, так и для дизельных двигателей, в том числе и газодизельных.

Характер построения кривой представляет собой гиперболу, которая с увеличением частоты вращения двигателя приближается к асимптоте. Так для принятых оборотов испытуемого двигателя (1800) значение  $n_1$ , колеблется между  $n_1=1,34$  и  $1,35$ , которые предварительно можно принять для определения остальных параметров.

Рассмотрим далее основные процессы индикаторной диаграммы. Для процесса сжатия примем в первом и втором вариантах показатели политропы  $n_1=1,35$  и  $n_1=1,34$ , также следует сопоставить

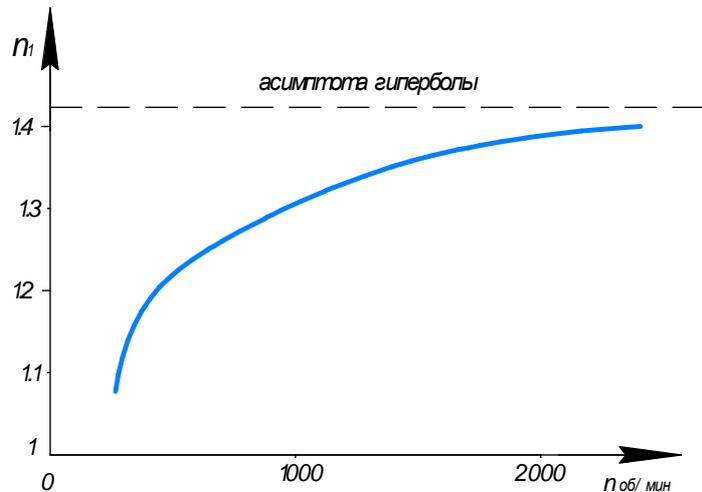


Рисунок 2.6. Изменение показателя политропы сжатия в зависимости от частоты вращения двигателя

показатели  $n_1$  со средним показателем  $k_1$  адиабаты сжатия. Разница  $k_1-n_1$  – в обоих случаях очень мала, т.е. отвод тепла от газа к стенкам в процессе сжатия совсем небольшой, это соответствовало весьма быстроходным двигателям.

Средний показатель адиабаты мало изменяется по сравнению с первым вариантом, поэтому приближенно можно принять разность  $k_1-n_1$  равной  $0,02$ , т.е. отдача теплоты от газа к стенкам увеличилась. В дальнейшем считаем  $n_1=1,34$ .

Вычисляем далее давление сжатия по формуле профессора Тареева В.М. [118].

$$P_c = \varepsilon \theta_e P_a. \quad (2.65)$$

Перейдем к расчету процесса сгорания

$$C_{pm.z} \cdot t_z = \frac{1}{\mu_d} \left[ (C_{vm.c} + 0,0886 \cdot \lambda) t_c + \frac{1}{V_k} (\xi_r \cdot H_H + \xi_{ж} \cdot Q_H \cdot v) + 24,2(\lambda - \mu_d) \right]. \quad (2.66)$$

Принимаем степень повышения давления  $\lambda=1,8$ , так, что давление сжатия  $P_c=40,09 \text{ ат}$ , давление сгорания  $P_z = \lambda P_c$  и соответственно  $P_z=72,162 \text{ ат}$  вписывается в норму для быстроходных  $P_z < 75 \text{ ат}$  жидкостных двигателей.

По данным профессора Орлина А.С. [86], для газожидкостных двигателей коэффициент выделения теплоты  $\xi=0,75\dots 0,85$ , мы принимаем одинаково для газа и для жидкого топлива  $\xi = \xi_g = \xi_{ж} = 0,8$ .

Тепловой заряд по обоим видам топлива на  $1\text{ м}^3$  горючего газа равен  $H_H + Q_H \cdot v = 39,335 \text{ кДж}$ , или  $9387,82 \text{ ккал}$ . Кроме того,  $\mu_d = 1,001183$ ;  $t_c = 566,28^\circ\text{C}$

Теплоемкость рабочей смеси для газожидкостного двигателя на природном газе (при отсутствии компрессорной подачи газа, т.е. при  $\varphi_2 = 0$ ) выражается приближённо формулой

$$C_{vm.c} = 0,219 + 0,029\tau + \frac{1}{V_k} \{ (0,075 + 0,257\tau) + y[V_{Tr}(0,017 + 0,01\tau) + bV_{Tж}(0,037 + 0,015\tau)] \}.$$

В нашем расчете принимаем  $t_c = 566,28^\circ\text{C}$ ;  $\tau = \frac{t}{1000} = 0,596$ ;  $\mu_d = 1,0011445$ ;  $y = 0,035$ ;  $b = 0,074$ ;  $V_k = 18,52$ ;  $V_{T.g} = 9,65 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;  $V_{T.ж} = 11,073 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Для ориентировочных расчетов допустимо принимать  $C_{vm.c} = 0,2477 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$ .

Полученная после первого приближения температура  $t_z$  будет равна 1641,914 0С,  $C_{pm.z} = 0,39 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$ .

По графику В.М. Тареева [24, 118] теплоты сгорания газового двигателя на природном газе без запальной дозы дизельного топлива при  $\alpha=1,6156=\alpha_2$  и  $t_z = 1641,914$ , находим  $C_{vm.z} = 0,2852$  и, следовательно  $C_{pm.z} = 0,3738$ , следовательно температура сгорания во втором приближении  $t_z$  будет равна 1713,072 0С.

Для газожидкостного двигателя теплоемкость была найдена равной 0,37714, а температура сгорания  $t_z$  - 1724,14 0С ( $T_z = 1997$  0К). Примем эту температуру за окончательную.

При вычерчивании индикаторной диаграммы, исправленной в наивысшей характерной точке давления можно уменьшить

$$P_z = kp_z \quad (2.67)$$

Для газожидкостных двигателей коэффициент в этой формуле обычно рекомендуют принимать  $k = 0,85 \dots 0,95$ , следовательно  $P_z = 68,5463 \text{ ат}$ .

Находим далее степень предварительного расширения по формуле [108]

$$\rho = \frac{\mu_d T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,0011234 \cdot 1997}{1,8 \cdot 863,4} = \frac{1999,28}{1554,12} = 1,324. \quad (2.68)$$

Степень последующего расширения находим

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,324} = 12,84. \quad (2.69)$$

Наметим показатель политропы расширения  $n_2$ , руководствуясь рисунком 2.7.

В теоретических циклах бензинового двигателя и дизелях расширение газов протекает по адиабате. В действительности, благодаря наличию догорания топлива, утечки газов через неплотности и отводу теплоты в охлаждающую жидкость, процесс протекает по политропе с переменным показателем  $n_2$ . В дальнейшем для упрощения

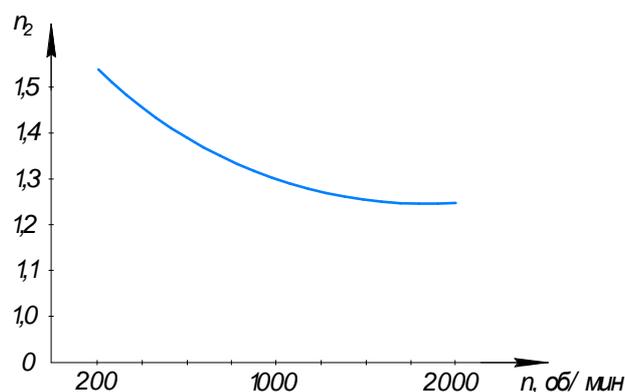


Рисунок 2.7. Изменение показателя политропы расширения  $n_2$  в зависимости от частоты вращения двигателя

термодинамических расчетов показатель политропы расширения принят постоянным и равен среднему значению за процесс расширения.

Входящий в формулу показатель  $n_2$  зависит от количества теплоты, количества догораемого топлива за период расширения газа и от прорыва газа через неплотности. Увеличение отвода теплоты делает политропу расширения круче, а показатель  $n_2$  выше. Догорание топлива за период расширения относительно внесенной теплоты, приближает политропу расширения к изотреме, а  $n_2$  – к единице. Исходя из сказанного можно охарактеризовать влияние частоты вращения таким образом: при работе двигателя на малых оборотах коленчатого вала время, приходящееся на процесс сгорания и расширения, больше; потери теплоты и утечка газов (при всех прочих равных условиях) будут больше, догорание – меньше, а следовательно, политропа расширения пойдет круче и показатель  $n_2$  будет больше.

Наоборот, при работе двигателя на высоких оборотах утечка газов и потери теплоты будут меньше, догорание будет больше, политропа пойдет положе, а  $n_2$  будет приближаться к единице. Необходимо отметить, что в некотором диапазоне чисел оборотов увеличение скорости распространения

фронта пламени (за счет увеличения завихрения) может уменьшить догорание. Однако совместное влияние всех факторов приводит при возрастании  $n_1$  к уменьшению  $n_2$ .

Основываясь на опытных данных профессора В.А. Петрова [97], принимаем показатель политропы расширения  $n_2 = 1,28$ , следовательно, получим давление расширения  $P_B = 2,65$  ат (в начале расчета, было принято  $P_B = 3$  ат, расхождение на 0,35 – небольшое) и температуру расширения  $T_B = 969,4$  °К.

Средняя температура процесса расширения определена по формуле и составит 1210,27 °С.

$$t = 0,5(t_Z + t_B). \quad (2.70)$$

По таблице профессора В.М. Тареева [118] для среднего показателя адиабаты расширения газового двигателя на природном газе при  $\alpha = 1,6156$  проверим соотношение между  $n_2$  и средним показателем адиабаты  $k_2$ . С достаточной степенью точности можно принять  $K_2 = 1,322 + 0,02\alpha - 0,06\tau = 1,2817$ .

Разница  $K_1 - n_2 = 1,2817 - 1,28 = 0,0017$ , т.е. в процессе расширения догорание весьма незначительно превалирует над охлаждением газа.

Определяем среднее индикаторное давление [58, 64, 118] при следующих значениях:  $P_c = 43,7$ ;  $\varepsilon = 17$ ;  $\lambda = 1,8$ ;  $\rho = 1,324$ ;  $n_1 = 1,34$ ;  $n_2 = 1,28$ ;  $\delta^{n_2-1} = 2,06$ ;  $\varepsilon^{n_1-1} = 2,62$ ;  $\frac{1}{Q_e} = 0,485$ ;  $\frac{1}{Q_e} = 40,381$ , и получаем

$$P_i = 7,8843 \text{ ат}$$

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2-1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (2.71)$$

Индикаторную мощность определяем по формуле

$$N_i = P_i \frac{V_h \cdot n}{30\tau}. \quad (2.72)$$

Полученная индикаторная мощность  $N_i = 75$  кВт позволяет определить эффективную мощность двигателя  $N_e = 75 \cdot 0,8 = 60$  кВт, или 81,6 л.с.

На основании теплового расчета, приведенного для режима номинальной мощности, получены параметры, необходимые для нахождения и анализа внешней характеристики, которая представляется кривыми изменения эффективной мощности  $N_e$ , часового  $G_a$  и удельного  $g_e$  расходов топлива функций частоты вращения двигателя. Кроме указанных переменных, в характеристику вводят изменения крутящего момента МК.

После определения индикаторной  $N_i$  и эффективной  $N_e$  мощностей двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя на основании данных, полученных расчетным путем по эмпирическим формулам, определяется эффективная мощность двигателя по формуле

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_n} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_n} - \left( \frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right], \text{ кВт.} \quad (2.73)$$

Крутящий момент  $M_k$  двигателя определяем по формуле

$$M_{kx} = 9550 \frac{N_{ex}}{n_x}, \text{ Нм.} \quad (2.74)$$

Эффективный удельный расход топлива находим из выражения

$$g_{ex} = g_{en} \left[ 1,35 - 1,35 \frac{n_x}{n_n} + \left( \frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right], \frac{\text{г}}{\text{кВт ч}}, \quad (2.75)$$

где  $g_{en}$  - эффективный удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт ч.

Абсолютный расход топлива определяем по формуле

$$G_{ax} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.} \quad (2.76)$$

Результаты расчетов заносим в табл.2.1.

Проведем сравнительную проверку показателей для газодизельного двигателя по методам профессора В.М. Тареева и данным профессора Т.М. Мелькумова [80]. Проверочные расчеты показали практически одинаковые результаты, что подтверждает правильность расчетов. Результаты сведены в таблице 2.2.

Определив удельный эффективный расход топлива, принимаем значение  $g_e=0.217 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$ .

Таблица 2.1 - Расчетные данные для построения регуляторной характеристики

n, min <sup>-1</sup>	N <sub>Е</sub> , кВт		M <sub>к</sub> , Нм		G <sub>а</sub> , кг/ч		g <sub>Е</sub> , кг/кВт ч	
	Дизель	Газоди- зель	Дизель	Газоди- зель	Дизель	Газоди- зель	Дизел ь	Газоди- зель
400	15,24	14,28	363,9	339,0	3,88	3,41	0,255	0,238
600	24,22	22,71	385,5	366,0	5,68	4,98	0,234	0,219
800	33,41	31,32	398,8	373,4	7,34	6,44	0,219	0,205
1000	42,28	39,63	403,7	378,4	8,91	7,81	0,210	0,197
1200	50,29	47,15	400,3	375,3	10,43	9,15	0,207	0,194
1400	56,94	53,38	388,4	364,0	11,95	10,48	0,209	0,196
1600	61,68	57,83	368,1	345,17	13,45	11,79	0,218	0,204
1800	64	60	339,5	318,94	14,85	13,02	0,232	0,217

Удельный эффективный расход газообразного топлива находим по формуле и получим значение, равное 1874 ккал/л.с.ч (7841 кДж/л.с.ч).

$$g_e^r = g_e \cdot H_H. \quad (2.77)$$

Таблица 2.2. Проверочные расчеты показателей газодизельного двигателя по методам профессора В.М. Тареева и профессора Т.М. Мелькумова

Суммарные насосные потери, P <sub>тн</sub>		Потери на трение, P <sub>тр</sub>		Среднее эффективное давление, P <sub>е</sub>		Механический КПД без вычета насосных потерь, η <sub>т</sub>		Механический КПД с вычетом насосных потерь, η <sub>т</sub>		Удельный эффективный расход топлива, g <sub>е</sub>	
По Тарееву	По Мелькумову	По Тарееву	По Мелькумову	По Тарееву	По Мелькумову	По Тарееву	По Мелькумову	По Тарееву	По Мелькумову	По Тарееву	По Мелькумову
1,276	1,14	1,116	0,925	5,74	6,12	0,78	0,81	0,813	0,854	0,221	0,212

Удельный эффективный расход жидкого (запального) топлива вычислим по формуле и получим 16 г/л.с.ч., что составляет примерно 8-9% от расхода жидкого топлива.

$$b_e = b \cdot g_e. \quad (2.78)$$

Удельный эффективный расход теплоты жидкого газодизеля определим по формуле и получим значение, равное 162,87 ккал/л.с.ч (681,45 кДж/л.с.ч).

$$g_e^{\text{ж}} = Q_n \cdot b_e. \quad (2.79)$$

Суммарный удельный эффективный расход обоих видов топлива составит 2009,87 ккал/л.с.ч., или 8409,29 кДж/л.с.ч.

$$g_e = g_e^{\text{г}} + g_e^{\text{ж}} \quad (2.80)$$

Эффективный и индикаторный КПД двигателя составят соответственно 0,345 и 0,43.

### **2.3. Анализ скоростной характеристики двигателя, работающего в дизельном режиме**

При оценке поршневых двигателей внутреннего сгорания с точки зрения динамических и экономических качеств при различных режимах работы (скоростной режим и нагрузка) обращаются к построенным на основании экспериментальных данных кривым, то есть характеристикам.

Для автотракторных двигателей основными характеристиками служат: 1) скоростная и 2) нагрузочная. Наиболее часто для тракторного двигателя используют нагрузочную характеристику, обычно называемую характеристикой на регуляторе. Эту характеристику представляют кривые изменения  $G_T = f(N_e)$ ,  $g_e = f(N_e)$ ,  $M_{\delta} = f(N_e)$ ,  $n = f(N_e)$ . Последняя кривая дает возможность судить о динамических качествах при перегрузке по работе регулятора.

Для более полного выявления показателей поведения двигателя загрузка при снятии характеристики доводится до перегрузки. В этом случае частота вращения двигателя при каждом изменении нагрузки будет изменяться, т.е. тракторный двигатель при перегрузке работает по

скоростной характеристике. Перегрузка доводится до такой степени, чтобы выявить точку перегиба кривой  $M_\delta = f(n)$  [23].

Обычно анализ показателей двигателя при работе с недогрузкой проводится по кривым  $g_e$ ,  $G_T$ ,  $M_\delta$  и  $n = f(N_e)$ .

Тормозные испытания двигателя проведены на электрическом стенде согласно ГОСТ 7057 – 2001.

Результаты тормозных испытаний двигателя были получены при установке топливного насоса ЛСТН410010. Частота вращения коленчатого вала двигателя была установлена на мощностной режим 75 кВт.

Насос был отрегулирован таким образом, что частота вращения коленчатого вала достигала 1930 об./мин. на холостом ходу, мощность двигателя – 75 кВт (102 л.с.) на номинальной частоте вращения коленчатого вала 1800 об./мин.

В тракторном двигателе постоянство скоростного режима при имеющемся в работе сопротивлении агрегата поддерживается регулятором частоты вращения. Регулятор, воздействуя на рейку топливного насоса, изменяет подачу топлива на цикл  $\Delta g$  и автоматически изменяет величину крутящего момента двигателя  $M_\delta$  в зависимости от колебаний нагрузки, поддерживая заданную частоту вращения в пределах степени неравномерности регулятора  $\delta$ .

Характеристика снималась с целью выявления изменения энергетических ( $M_\delta$ ) и экономических ( $G_T$ ,  $g_e$ ) показателей работы двигателя на регуляторе и в области скоростной характеристики. Имея данные регуляторной характеристики работы двигателя в дизельном режиме, легко провести сравнительный анализ с показателями этого же двигателя, работающего в газодизельном режиме.

Регуляторная характеристика снималась при эксплуатационной регулировке системы питания и при постоянном угле опережения впрыска топлива. Снятие характеристики начиналось с холостого хода и

заканчивалось (в целях более полного выявления показателей работы двигателя) в области работы двигателя по скоростной характеристике после выявления скоростного режима, соответствующего  $M_{\delta \max}$ . [6] Регуляторная характеристика двигателя функции от частоты вращения и эффективной мощности двигателя представлена на рисунке 2.8.

Ветви характеристики от холостого хода до максимальной мощности по регуляторной характеристике являются регуляторными ветвями характеристики и представляют режимы работы двигателя, определяемые регулятором частоты вращения. Короткие ветви характеристики соответствуют работе двигателя по скоростной характеристике с включенным корректором подачи топлива. Так как работа двигателя на регуляторе по условиям близко подходит к работе двигателя по нагрузочной характеристике, разница лишь в том, что в нагрузочной характеристике частота вращения двигателя остается постоянной, а в регуляторной характеристике она изменяется в пределах степени неравномерности регулятора  $\delta$ , то все заключения и выводы относительно нагрузочной характеристики могут быть с достаточной степенью точности перенесены на регуляторную характеристику.

Крутящий момент двигателя  $M_{\delta}$  при увеличении нагрузки возрастает на регуляторной ветви за счет того, что регулятор, перемещая рейку, увеличивает подачу топлива на цикл  $\Delta g$ . Увеличение крутящего момента на короткой скоростной ветви происходит за счет работы корректора, дающего возможность увеличить подачу топлива на цикл  $\Delta g$ .

Снижение крутящего момента  $M_{\delta}$  на скоростной ветви характеристики происходит в основном за счет ухудшения процесса смесеобразования и увеличения потерь теплоты при сгорании топлива, то есть снижения индикаторного  $\eta_i$  КПД двигателя.

Возрастание часового расхода топлива  $G_T$  при увеличении нагрузки двигателя до максимальной мощности объясняется увеличением подачи

топлива на цикл  $\Delta g$  (регулятор перемещает рейку в сторону увеличения подачи топлива). Снижение часового расхода  $G_T$  на скоростной ветви характеристики происходит за счет резкого снижения частоты вращения и уменьшения числа подач топлива в цилиндр двигателя.

Удельный расход топлива  $g_e$  зависит от кривых индикаторного  $\eta_i$  и механического  $\eta_m$  КПД при работе двигателя на регуляторе (регуляторные ветви) и скоростной характеристике (безрегуляторные ветви). Снижение удельного расхода топлива  $g_e$  при увеличении нагрузки (регуляторная ветвь) обуславливается повышением механического КПД. В области больших нагрузок задержка и снижение  $g_e$  связана с резким снижением индикаторного КПД двигателя [130].

Характеристика, снятая в зависимости от частоты вращения используемого двигателя, представлена на рисунке 2.8 и называется скоростной характеристикой с регуляторной ветвью.

Удобство пользования этой характеристикой состоит в том, что на скоростной ветви наглядно представлены все энергетические и экономические параметры двигателя в зависимости от частоты вращения, а также более точно установлен максимальный крутящий момент  $M_{\delta}$ , и легко можно рассчитать запас крутящего момента, который для испытуемого двигателя составляет

$$K = (M_{\delta_{\max}} - M_{\delta_{н}}) / M_{\delta_{н}} = 8,3\%. \quad (2.81)$$

Для удобства сравнительного анализа энергетических и экономических показателей двигателя в дизельном и газодизельном режимах характеристики строятся на одном графике (рис. 2.8).

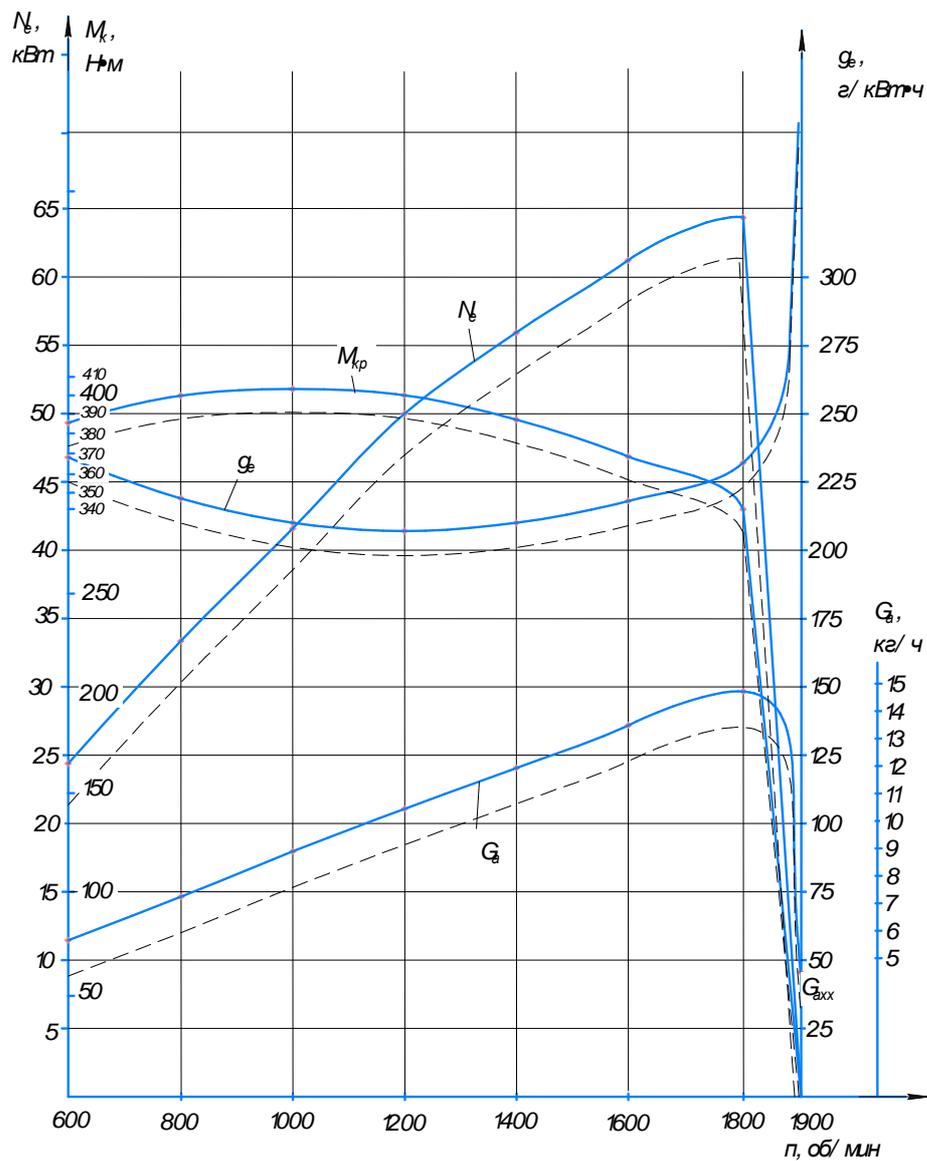


Рисунок 2.8. Сравнительные характеристики двигателей, работающих на жидком топливе и на газе с присадкой жидкого запального топлива

— дизель; - - - газодизель

### 2.3.1. Сравнительный анализ скоростных характеристик двигателя, работающего в режимах дизеля и газодизеля

Скоростная характеристика двигателя в газодизельном режиме представляет собой графическое выражение зависимости эффективной мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M_k$ , часового расхода топлива  $G_T$  и удельного расхода топлива  $g_e$  двигателя от частоты вращения коленчатого вала в минуту.

Скоростная характеристика дает возможность выявить изменение основных энергетических ( $N_e$  и  $M_{\delta}$ ) и экономических показателей работы двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Скоростная характеристика газодизеля снималась при 12...15% подаче дизельного топлива в качестве запальной дозы. Угол опережения подачи дизельного топлива оставался неизменным. Изменение частоты вращения достигалось торможением двигателя.

Как следует из характеристик, эффективная мощность  $N_e$  двигателя, работающего в обоих режимах (дизель и газодизель), по мере увеличения частоты вращения вначале возрастает, примерно пропорционально частоте вращения, затем, при дальнейшем увеличении частоты вращения и максимальных оборотах, мощность достигает наибольшей величины. Если продолжать увеличивать частоту вращения, мощность двигателя снижается. На обоих режимах работы двигателя, как видно из характеристик, характер изменения мощности сохраняется, однако абсолютная величина мощностей различна: в газодизельном режиме работы двигателя она понижена на 8...9%.

Таким образом, мощность двигателя в газодизельном режиме при работе на скоростной характеристике будет изменяться пропорционально частоте вращения. При этом коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  для каждой частоты вращения устанавливается таким образом, чтобы он способствовал развитию наибольшей мощности.

На величину мощности двигателя значительное влияние оказывает коэффициент наполнения двигателя  $\eta_v$ . С увеличением частоты вращения коэффициент наполнения  $\eta_v$  снижается в основном за счет увеличения сопротивления впускной и выпускной систем двигателя.

На малых оборотах  $\eta_v$  понижается вследствие несоответствия фаз газораспределения, подобранных для более высокой частоты вращения, режиму работы двигателя на малых оборотах.

Механический КПД  $\eta_m$ , как показывают исследования, с увеличением частоты вращения снижается, что объясняется увеличением работы трения и увеличением расхода механической энергии на привод вспомогательных механизмов двигателя.

Индикаторный КПД двигателя с увеличением частоты вращения возрастает. Это объясняется в основном следующими причинами:

1) обеднением рабочей смеси и меньшими потерями теплоты в результате недогорания топлива;

2) относительным уменьшением отдачи теплоты в систему охлаждения за цикл в результате уменьшения времени цикла с возрастанием числа оборотов;

3) уменьшением утечки газов из цилиндра в картер вследствие уменьшения времени цикла;

4) улучшением процесса смесеобразования вследствие возрастания скорости воздуха и повышения интенсивности перемешивания газа с воздухом.

На больших оборотах индикаторный КПД  $\eta_i$  понижается, что объясняется в основном большим догоранием топлива, увеличенной отдачей теплоты в систему охлаждения и повышением выноса теплоты с отработанными газами [29, 72].

Частота вращения достигает наибольшей величины для различных двигателей различно. В основном она зависит от следующих факторов:

1) от изменения состава и качества рабочей смеси при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя, а следовательно, от установленной регулировки смесителя;

2) от принятых фаз газораспределения;

3) от величины потерь теплоты в систему охлаждения и с отработанными газами при изменении частоты вращения;

4) от интенсивности подогрева смеси;

5) от технического состояния двигателя (износа поршневой группы).

Крутящий момент  $M_{\delta}$  с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя вначале возрастает, достигает максимальной величины и затем уменьшается до нуля при оборотах холостого хода.

На изменение крутящего момента  $M_{\delta}$  оказывают влияние те же факторы, от которых зависит изменение и величина среднего эффективного давления в цилиндре двигателя  $P_e$ . В свою очередь, эти факторы не постоянны и изменяются в зависимости от частоты вращения. К этим факторам относятся коэффициент наполнения  $\eta_v$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , а также индикаторный КПД -  $\eta_i$  и механический КПД -  $\eta_m$ .

Запас крутящего момента  $K$  - в процентах определяется по формуле

$$K = \frac{M_{\delta\text{MAX}} - M_{\delta\text{H}}}{M_{\delta\text{H}}} \cdot 100, \quad (2.82)$$

где  $M_{\delta\text{max}}$  – максимальное значение крутящего момента двигателя по скоростной характеристике;

$M_{\delta\text{H}}$  – значение крутящего момента, соответствующего номинальной мощности двигателя по скоростной характеристике.

Таким образом, запас крутящего момента при работе двигателя в газодизельном режиме составит 5...6 % (см. рис. 2.8).

Этот показатель характеризует собой способность двигателя преодолевать возможное увеличение момента сопротивления без перехода на низкую передачу и является весьма важным энергетическим показателем. Чем выше  $K$ , тем больше запас крутящего момента, тем выше способность двигателя преодолевать возрастание сопротивления.

Часовой расход топлива (метан + запальная доза дизельного топлива) для газодизельного режима зависит в основном от частоты вращения. Кривая часового расхода топлива выходит из начала координат и сначала растет пропорционально увеличению частоты вращения (числу ходов всасывания в единицу времени), затем в результате снижения коэффициента наполнения  $\eta_v$  рост  $G_T$  задерживается, при значительном снижении  $\eta_v$  часовой расход

топлива начинает падать и при  $N_e = 0$  достигает конечного значения. Характер поведения кривой часового расхода топлива повторяет закон изменения  $G_T$  двигателя, работающего в дизельном режиме.

Для сравнения экономичности работы двигателя в дизельном и газодизельном режимах, сравним показатели обоих режимов по расходу топлива, и, в конечном итоге, по удельному расходу теплоты.

На рисунке 2.9 приведены сравнительные данные, характеризующие работу двигателей на жидком топливе и на газе с присадкой жидкого запального топлива.

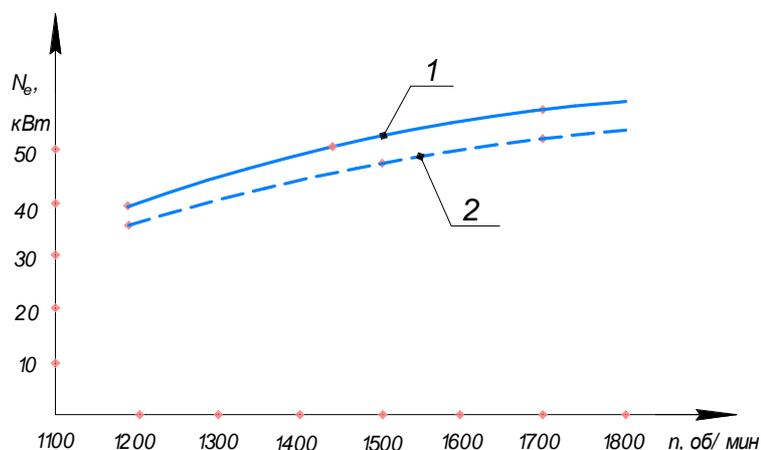


Рисунок 2.9. Сравнительная характеристика мощности двигателя

Как видно из приведенных данных, мощность двигателя на газе с присадкой жидкого топлива при всех числах оборотов не достигает полной мощности двигателя, как при работе на жидком топливе, и составляет не более 8...10 %.

Это связано со следующими факторами: в первую очередь изменяется процесс горения и, как результат, изменяется фронт распространения пламени, а последний зависит от состава и качества рабочей смеси. Для запальной дозы топлива газовоздушная смесь не благоприятствует воспламенению. По указанной причине возникает необходимость изменения угла опережения впрыска с целью определения его оптимального значения. При проведении испытаний угол опережения впрыска не изменяется.

Другим немаловажным фактором, влияющим на процесс сгорания топлива в цилиндре двигателя, является форма камеры сжатия. Газовоздушная смесь, поступающая в процессе сжатия в цилиндр газового двигателя, восприимчива к резким изменениям формы камеры сжатия. Перегрев выступающих частей камеры может нарушить управление процессом и привести к преждевременному воспламенению топливного заряда (калильное зажигание). Известно, что для газожидкостного двигателя простота формы камеры сжатия при осуществлении в газожидкостном двигателе впрыска топлива ближе к оси цилиндра, приводит к улучшению процесса сгорания [119].

Наиболее благоприятными камерами, с точки зрения их соответствия условиям газожидкостного процесса, являются нераздельные (однополостные) камеры, как и в нашем случае. Они размещены в поршне и не требуют никаких изменений при переводе двигателя с самовоспламенением на газожидкостной цикл [18].

На рис. 2.10 представлены сравнительные характеристики по часовому расходу теплоты работы двигателя на жидком топливе и на газе с присадкой жидкого запального топлива.

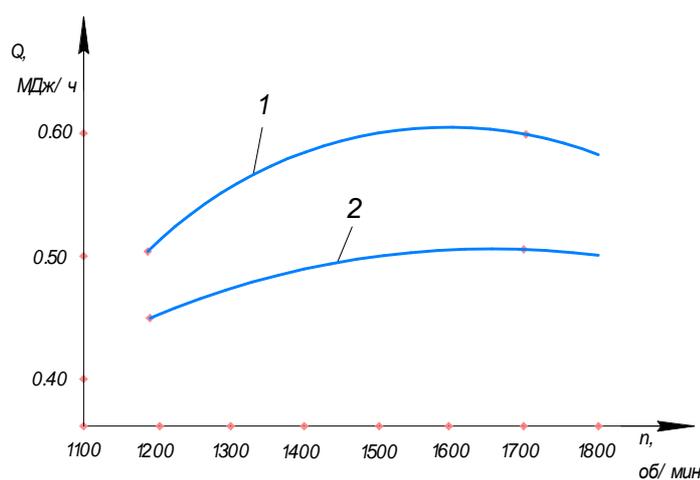


Рисунок 2.10. Сравнительная характеристика по часовому расходу теплоты работы двигателя

1 – на жидком топливе; 2 – на газе с присадкой жидкого топлива

Результаты испытаний свидетельствуют о более низких результатах работы двигателя по газодизельному циклу, особенно при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Во-первых, это связано с более низкой теплотворной способностью газа по сравнению с дизельным топливом.

Во-вторых, основной причиной является значительная задержка самовоспламенения топлива на высоких оборотах при небольшом количестве запального топлива. Чтобы сохранить период задержки самовоспламенения в допустимых пределах, необходимо работать с достаточно высоким коэффициентом избытка воздуха. Это, в свою очередь, приводит к снижению теплотворности рабочей смеси, уменьшению скорости сгорания и, тем самым, к снижению мощности двигателя.

Как видно на рис. 2.11 удельный расход теплоты работы двигателя по газодизельному циклу составляет 9150...11550 кДж/кВт·ч, что незначительно ниже, чем у двигателя, работающего по дизельному циклу. Это свидетельствует о том, что цикловая подача жидкого топлива и газа с присадкой жидкого топлива имеет разную теплотворную способность. В результате чего двигатель развивает меньшую мощность при одинаковых частотах вращения коленчатого вала [6].

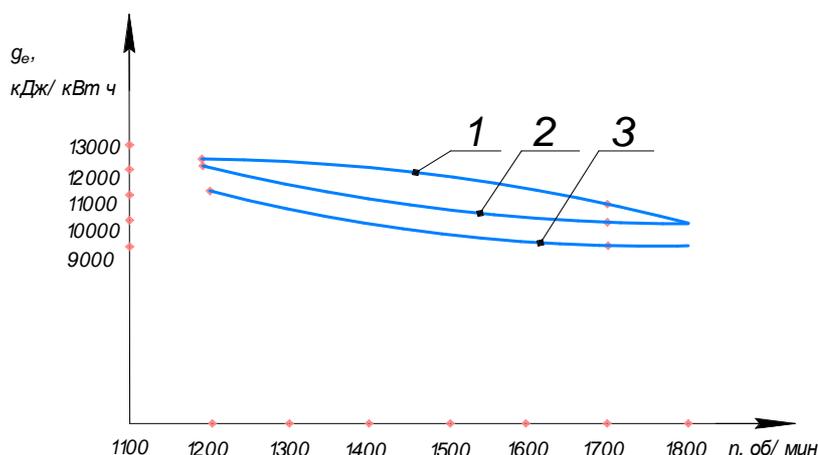


Рисунок 2.11. Сравнительная характеристика удельного расхода теплоты двигателя

1 - на жидком топливе; 2 – на газе с присадкой жидкого топлива; 3 – только на газе с вычетом жидкого топлива

Представляет интерес анализ кривых удельного расхода топлива (рис 2.11) от состава подведённого в цилиндры топлива. Как видно из расчетного графика, максимальный тепловой импульс наблюдается при работе на чистом дизельном топливе, а минимальный - при работе на газе.

В то же время тепловой импульс на газодизельном режиме занимает промежуточное положение, что свидетельствует о том, что сгорание запальной дозы приносит свою часть энергии и в меньшей степени снижает энергетическую эффективность, чем работа на газе.

#### **2.4. Выводы**

1. Параметры скоростной характеристики, полученной экспериментальным путем, подтверждаются исходными данными, установленными регулировкой топливного насоса.

2. Номинальная мощность двигателя, работающего в газодизельном режиме, понижается на 8...10%.

3. Газодизельному ДВС необходимо работать с достаточно высоким коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ .

4. Запас крутящего момента двигателя, работающего в дизельном режиме, составляет 8,3%, а работающего в газодизельном режиме - 5...6%, что всего на 2,3...2,5 % ниже, чем у дизеля.

5. Удельный расход теплоты работы двигателя по газодизельному циклу составляет 9150...11550 кДж/кВт·ч, что на 10...12% ниже, чем у дизеля.

6. Удельный расход топлива газодизельного двигателя ниже, чем у дизеля, на 4...6%.

### **3. РАЗРАБОТКА ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ГАЗОДИЗЕЛЯ. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ**

Результаты изучения способов подачи газового топлива в газодизелях с комбинированным смесеобразованием показали, что наиболее рациональным является способ, при котором газовое топливо всасывается под действием разряжения во впускном тракте. Созданная топливоподающая система обеспечивает минимизацию запальной дозы впрыскиваемого дизельного топлива, а также высокую гомогенность газозвушной смеси, что способствует качественному дозированию газового топлива, обеспечению постоянства частоты вращения коленчатого вала газодизеля при колебаниях нагрузки. Здесь предусмотрена защита газодизеля от перегрузки, которая исключает подачу газового топлива при отсутствии ограничения на подачу жидкого топлива, а также отключения подачи жидкого топлива при увеличении частоты вращения коленчатого вала газодизеля. Топливоподающая система обеспечивает функционирование газодизеля в дизельном и газодизельном режимах.

#### **3.1. Анализ способов и систем подачи топлива в газодизельном двигателе**

Газообразное топливо для двигателей внутреннего сгорания начали использовать более 150 лет назад. Первые четырехтактные двигатели, изобретенные немецким фабрикантом Отто, французским изобретателем Ленуаром и австрийским часовых дел мастером Ройтманом, работали на светильном газе, а только потом в них стали применять бензин. Это было связано с его большей теплотворной способностью и удобством использования. Однако с развитием нефтеперерабатывающей и газовой

промышленности вопрос о газовых двигателях возник снова. Для тракторов и автомобилей это стало особенно актуальным после того, как было налажено производство сжиженного газа.

Ранее нами был обоснован выбор схемы газодизеля, которая предусматривает внешнее смесеобразование по газовому топливу. В данной схеме подачу газа можно организовать двумя способами: во-первых, путем всасывания под действием разряжения во впускном тракте газодизеля, во-вторых, под избыточным давлением.

В схемах, предусматривающих всасывание газового топлива под действием разряжения во впускном тракте газодизеля, подачу газа выполняет смеситель. Дозирование газового топлива осуществляют редуктор низкого давления и дозатор. Подобные схемы относительно просты.

Однако здесь следует отметить и недостатки, к которым относится, в частности, наличие потерь газового топлива в составе свежего заряда в период перекрытия фаз газораспределения. Коэффициент наполнения также несколько снижается.

Подачу газового топлива под избыточным давлением во впускной трубопровод осуществляют газоподающие форсунки с гидравлическим или электрическим приводом [31, 60, 102]. При этом расположить устройства газоподдачи можно как в головке цилиндров, перед впускными клапанами, так и во впускных трубопроводах. Это позволяет оставить конструкцию головки цилиндров без изменений. Сравнительно небольшое давление подачи газового топлива позволяет применять несложные газоподающие устройства. При этом появляется возможность обеспечить согласование фаз газораспределения и подачи газообразного топлива так, что не будет потерь газа в процессе перекрытия фаз впускных и выпускных клапанов.

Электронные системы подачи газа на сегодняшний день являются весьма перспективными как обладающие широким диапазоном регулировок и способные обеспечить минимальную величину впрыска запальной дозы

дизельного топлива [102, 134].

При конвертирование дизелей в газодизели не потребуется внесения существенных конструктивных изменений, что позволяет конвертировать эксплуатируемый дизель.

В газодизельных двигателях обычно используется подача компримированного газового топлива посредством всасывания под действием разрежения во впускном тракте. Однако в силу перечисленных преимуществ схемы с подачей газа под избыточным давлением, таких как простота, широкий диапазон регулировок, возможность использования стандартного газового оборудования, минимизация изменений в конструкции при конвертировании дизеля в газодизель, возможность перевода на газодизельный цикл дизелей, которые уже находятся в эксплуатации, на местах при минимальных капвложениях, предпочтение на данный момент отдают схеме подачи газового топлива путем всасывания под избыточным давлением при помощи электрических газоподающих форсунок.

### **3.2. Разработка устройства подачи запальной дозы в цилиндры двигателя при конвертировании его в газодизель**

Требования, которые сегодня предъявляют к газодизелям, включают обеспечение возможности работы и в дизельном, и в газодизельном режиме. Разработку топливоподающей системы вели с учетом данного требования. Как указывалось ранее, при выборе способа подачи газового топлива предпочтение отдают схеме с внешним способом смесеобразования и путем подачи газа под избыточным давлением во впускной коллектор.

К системам топливоподдачи газодизеля предъявляют ряд требований. Так, в ее задачи входит обеспечение подачи топлива в количестве, соответствующем режиму работы. Для предотвращения перегрузки газодизеля и выхода его из строя необходимо исключить возможность

поддачи газового топлива, в том случае, если по каким-то причинам не включится механизм ограничения подачи жидкого топлива. В связи с тем, что разрабатываемый газодизель предназначен для использования в качестве энергетического средства, ему нужно поддерживать заданную частоту вращения коленчатого вала. Разработка топливной системы газодизеля проводилась с минимальными конструктивными изменениями, использовалось стандартное газовое оборудование.

Топливная система дизеля СМД-18 принята в качестве базовой [30, 61, 107]. В конкретном газодизеле используется польское и итальянское газовое оборудование. Некоторые элементы оборудования подверглись модернизации, что обеспечило наилучшую конвертацию дизеля СМД-18 (рис. 3.1).

Смешивание газового и воздушного потоков производится непосредственно во впускном коллекторе 1. Газовое топливо подводится по средствам электромагнитных газовых форсунок (инжектор) 20. Газовый инжектор - это быстродействующий электромагнитный клапан, который по сигналу от электронного блока управления 17 открывается, и через него проходит доза топлива (газа). Открытие и закрытие клапана происходит синхронно с вращением коленчатого вала. Электромагнитный инжектор обеспечивает открытие отверстия для прохода топлива за 0,6 мс, закрытие за 2,0 мс и позволяет работать с частотой до 250 Гц [87].

Место установки газовых форсунок обусловлено конструкцией впускного коллектора и рассчитано таким образом, что каждая форсунка обеспечивает газовым топливом работу одного цилиндра.

Дозирование газового топлива производится путем регулирования его подачи через электромагнитные газовые форсунки с помощью электронной педали.

Поддерживается заданная частота вращения коленчатого вала автоматически, в основном за счет изменения подачи газового топлива путем

управления работой электромагнитных газовых форсунок 20 (при этом изменение подачи жидкого топлива насосом высокого давления незначительно). Для этого на торце ТНВД смонтирован шаговый двигатель 11, соединенный через промежуточный рычаг с топливной рейкой насоса высокого давления. Шаговый двигатель 11, вращаясь (по и против часовой стрелки), обеспечивает изменение подачи жидкого топлива в незначительных пределах.

Газовое топливо поступает к редуктору низкого давления по традиционной схеме, которая принята для газобаллонных установок автомобилей [120]. Данная схема предусматривает резервуары высокого давления 2 для хранения газового топлива, вентиль 3, газопроводы, редуктор высокого и низкого давления 5,7, запорный электромагнитный клапан 6, фильтр 4, а также иные элементы.

Чтобы воспламенилось газовое топливо, необходима запальная порция дизельного топлива. Подача запального топлива при этом осуществляется в конкретный момент времени и в минимальном количестве. Время подачи запального топлива устанавливается соответствующими регулировками ТНВД.

Чтобы обеспечить работу ТНВД в режиме газодизеля, предусмотрена установка механизма предоставления минимальной запальной дозы (ММЗД) дизельного топлива, которое препятствует перемещению топливной рейки на увеличение подачи жидкого топлива. Для облегчения управления перевод ТНВД в газодизельный режим осуществляется дистанционным переключением ММЗД дизельного топлива.

При выборе конструктивной схемы механизма установки подачи запальной дозы дизельного топлива была принята во внимание необходимость внесения изменений в конструкцию ТНВД и регулятора для сохранения рабочих характеристик газодизеля в дизельном режиме без изменений.

Разработанная схема позволяет переводить дизельный двигатель на работу в газодизельный режим и не требует существенных конструктивных изменений и переделок деталей всережимного регулятора, легко монтируется и демонтируется. Весьма важно то, что отпадает необходимость в специальной топливной аппаратуре.

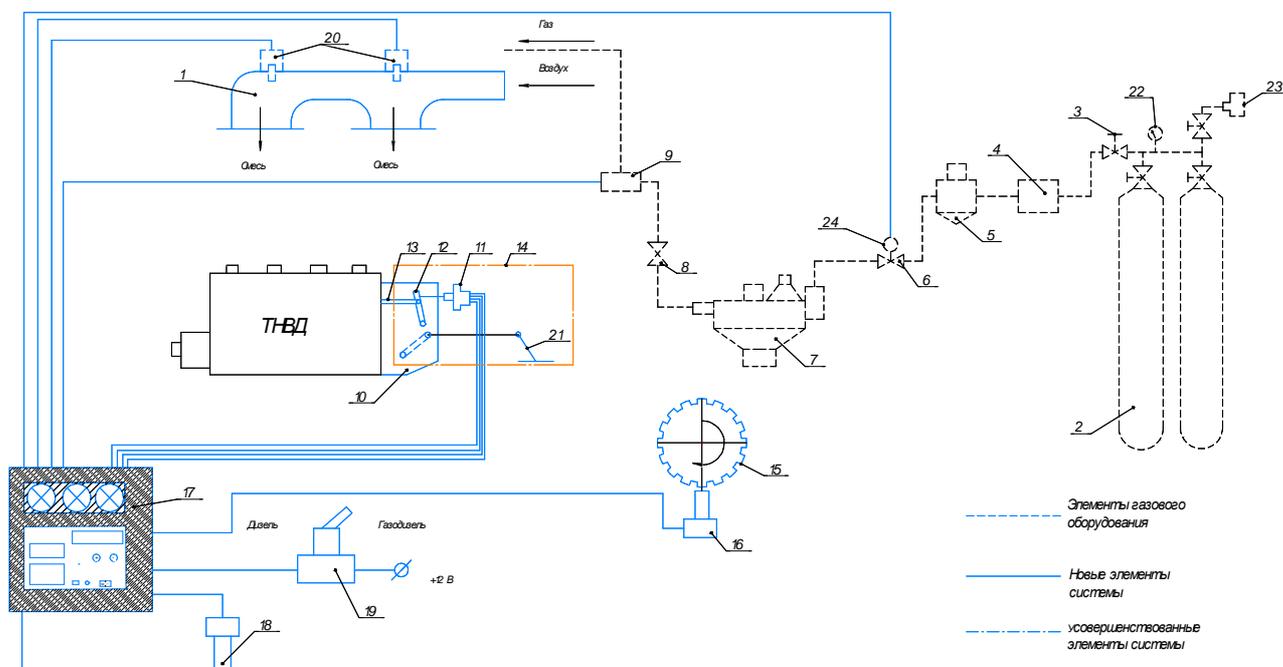


Рисунок 3.1. Конструктивно-технологическая схема перевода дизельного ДВС на работу в газодизельном режиме

1 – впускной коллектор; 2 – кассета баллонов; 3 - вентиль расходный; 4 - фильтр газовый; 5,7 - редукторы газовые высокого и низкого давления; 6 - клапан электромагнитный-газовый; 8,9 - жиклер и дозатор газовые; 10 - всережимный регулятор ТНВД; 11 – шаговый двигатель; 12,13 - рычаг регулятора и рейка ТНВД; 14 - механизм ограничения запальной дозы; 15 - крыльчатка; 16,18 - датчики частоты вращения и температуры; 17 - электронный блок управления (ЭБУ); 19 - переключатель режимов работы двигателя; 20 - электромагнитный (газовый) инжектор; 21 - электронная педаль управления; 22 - манометр; 23 - наполнительный вентиль; 24 - датчик аварийного падения давления

Принцип работы аппаратно-программного комплекса «Газодизель - Pro», разработанного на кафедре «Технические системы и электрооборудование в АПК» ГОУ ПГУ им. Т.Г. Шевченко и кафедре «Эксплуатации транспортных и технологических машин» ФГБОУ ВО Воронежского ГАУ , основан на свойствах работы шагового двигателя (см.

приложение 6, 7, 8) [53, 55, 127].

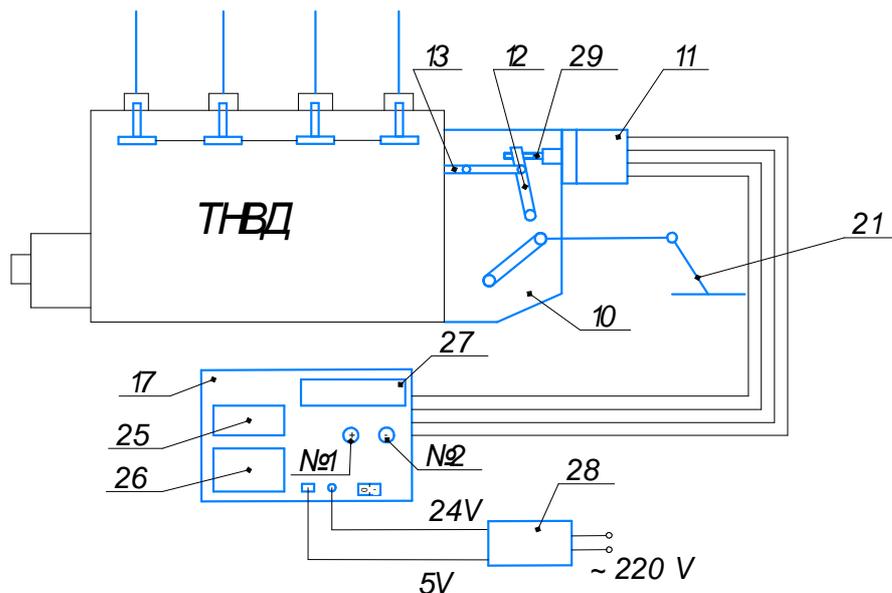


Рисунок 3.2. Механизм ограничения запальной дозы

11 - шаговый двигатель «NEMA17»; 12 – вилка рычага регулятора; 17 – электронный блок управления (ЭБУ); 25 - драйвер шагового двигателя; 26 - программируемая плата «Arduino UNO»; 27- LCD-дисплей; 28 - универсальный адаптер (блок питания) на 12-24V; 29 - насадка на вал шагового двигателя с резьбой; № 1, № 2 - две кнопки (постоянно замкнутые).

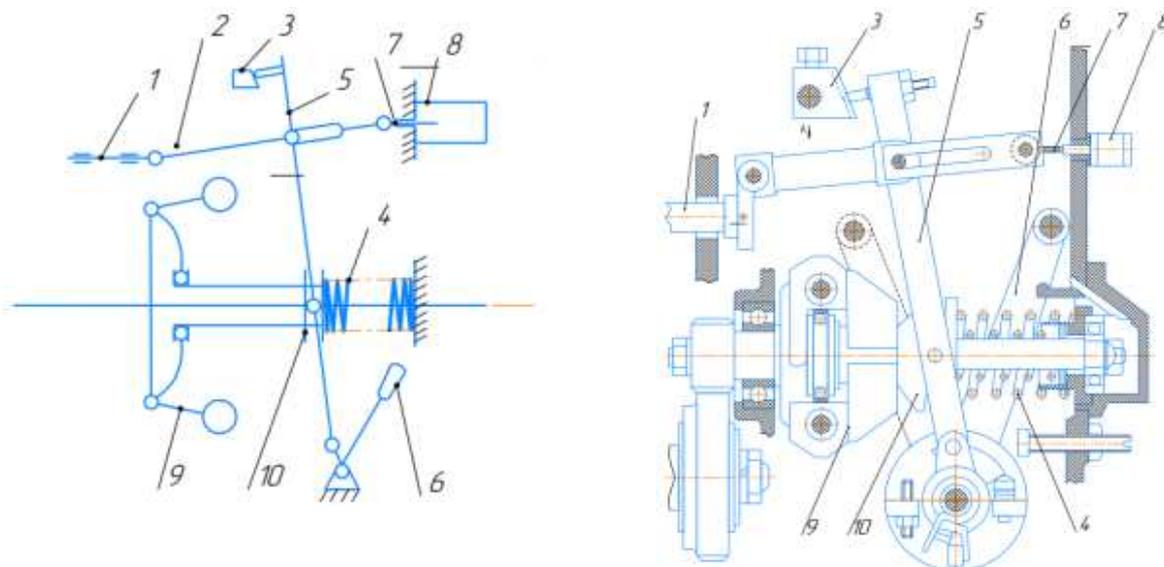


Рисунок 3.3. Кинематическая схема модернизированного всережимного регулятора РВ - 850

1 - топливная рейка ТНВД; 2 - вилка рычага регулятора; 3 – призма обогатителя; 4 – пружина регулятора; 5 – рычаг регулятора; 6 – рычаг управления; 7 - насадка на вал шагового двигателя с резьбой; 8 – шаговый двигатель; 9 – грузики регулятора; 10 – подвижная муфта

Программный комплекс работает в необходимом режиме полноценно за счет впрыскивания оптимально установленного объема дизельного топлива и соответствующей работы ограничителя. В случае внештатной ситуации и повышении подачи дизельного топлива, шаговый двигатель автоматически уменьшит либо прекратит его подачу за 0,5 с. В результате прекратится подача запальной дозы дизельного топлива и газ не воспламенится. Так же в случае превышения максимальных оборотов холостого хода двигателя блок управления отключит питание электромагнитного клапана б (см. рис. 3.1), и газовая магистраль будет перекрыта.

Программное обеспечение аппаратно-программного диагностического комплекса «Газодизель - *Pro*» написано на языке «C++» с использованием среды разработки «Arduino IDE». Она позволяет производить программирование и отладку программы через USB порт ПК, что ускоряет процесс отладки программы. [96]

Концептуальная схема аппаратно-программного комплекса и способ стендовых испытаний и исследований ДВС в газодизельном режиме защищены патентами на изобретения [92, 93], а сам комплекс используется в учебном процессе при подготовке инженеров, написании выпускных квалификационных работ [25, 54] по специальности «23.05.01 - Наземные транспортно-технологические средства» на аграрно-технологическом факультете ПГУ им. Т.Г. Шевченко.

Немаловажным обстоятельством, которое нужно учитывать при конвертировании дизеля в газодизель, является то, что при работе в режиме малых оборотов неравномерность подачи величины запальной порции дизельного топлива по секциям топливного насоса резко возрастает.

Топливный насос высокого давления ЛСТН410010 был смонтирован на стенде КИ-921М, предназначенном для испытания и регулировки топливных насосов. Методика испытаний использовалась стандартная [40, 67].

Результаты безмоторных испытаний серийного ТНВД дизеля СМД-18 показали, что при часовом расходе 16 кг/час неравномерность подачи может составлять более 30%.

Как показали исследования, важным фактором при регулировке и установке запальной дозы на топливной аппаратуре является длина трубопроводов высокого давления. Если при регулировке ТНВД дизельного двигателя этим фактором можно пренебречь, то для газодизеля он является ключевым. При изменении длины трубопровода резко изменяются нормы впрыска топлива, особенно это сказывается при работе с минимальными дозами впрыска [20, 22, 129]. Результаты испытаний приведены в разделе 4 (см. рисунок 4.5).

Для обеспечения стабильности впрыска запальной дозы дизельного топлива газодизеля необходимо проведение регулировки ТНВД на равномерности подачи топлива по секциям в зоне малых цикловых подач с использованием базовых трубопроводов и форсунок. Результаты безмоторных испытаний серийного топливного насоса ЛСТН410010 дизеля СМД-18Н приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Оценка способности работы ТНВД в условиях ограничения запальной дозы

Перемещение ММЗД, L, мм	Подача за 1 минуту				Средняя величина подачи, мл	Величина подачи топлива, %	Часовая производительность насоса G <sub>T</sub> , кг/ч	Неравномерность подачи топлива по секциям, %
	Номера секций насоса							
	1	2	3	4				
0	98	98	98	98	98	100	23,5	0
3,8	78	76	78	79	77,75	80	18,6	3,85
4,8	60	57	57	60	58,5	60	16,4	5,12
5,6	30	30	29	29	29,5	30	7,0	3,4
7,8	21	20	20	21	20,5	20	4,9	4,89
9	15	15	14	15	14,75	15	3,5	6,78

Данная система топливоподачи газодизеля дает возможность эксплуатировать его и в газодизельном, и в дизельном режиме.

Подобная система (рис. 3.1) включает газовые баллоны 2 для хранения газа. Давление в них контролируется по манометру 22, соединены они трубопроводом через расходный вентиль 3 и подогреватель с редуктором высокого и низкого давления 5,7. Газообразное топливо поступает к электромагнитной форсунке 20 и далее во впускной коллектор через электромагнитный клапан 6. Система автоматического управления подачи газового топлива предусматривает электрический шаговый двигатель 11, который установлен на торце всережимного регулятора топливного насоса высокого давления. Электрический шаговый двигатель соединяется с блоком управления 17.

Топливный насос высокого давления снабжен всережимным регулятором, на котором смонтирован механизм обеспечения минимальной запальной дозы (ММЗД) дизельного топлива 14 (рис.3.1).

Всережимный регулятор с ММЗД дизельного топлива работает следующим образом.

При нажатии на рычаг 21 (педаль управления) под действием пружин 4 и вилки тяги 2 происходит перемещение рейки насоса и изменение пропускного отверстия (сечения) в плунжере топливного насоса. Величины перемещений зависят от свободного хода вилки тяги 2 электрического шагового двигателя 8. Одновременно в цилиндры двигателя по отдельной системе поступает газоздушная смесь, что обеспечивает его работу в газодизельном режиме. Таким образом достигается дозированная подача дизельного топлива. Использование вилки тяги позволяет скомпенсировать действие регулятора при увеличении подачи топлива и задействовать регулятор как предохранитель при аварийном увеличении числа оборотов двигателя.

Описанная схема позволяет всережимному регулятору работать в необходимом режиме полноценно за счет впрыскивания оптимально установленного объема дизельного топлива (от 7 до 100%) и соответствующей работы корректора. В случае нештатной ситуации и повышения подачи дизельного топлива всережимный регулятор автоматически уменьшит либо прекратит его подачу за счет перемещения в рычага 5 в прорезях вилки тяги 2 (рис.3.3). В результате исключается подача запальной дозы дизельного топлива, и газ не воспламенится, т.е. регулятор служит предохранителем.

Проведенные испытания подтвердили устойчивую работу дизельного двигателя в газодизельном режиме, что обеспечивает снижение затрат на переоборудование, экономию дизельного топлива и другие преимущества при эксплуатации двигателей с использованием данного вида топлива.

Для обеспечения защиты системы подачи газового топлива в предложенную систему включен датчик аварийного падения давления газового топлива 24. Баллоны высокого давления заполняются через дополнительный вентиль 23, рис. 3.1.

При работе в дизельном режиме газодизеля система подачи жидкого топлива работает как в обычном дизеле [5]. Переключатель режима 19 устанавливается в положение "Дизель". При этом электромагнитным клапаном 6 перекрывается подача газового топлива. Ограничитель впрыска запальной дозы дизельного топлива отключается. Свободное перемещение рейки ТНВД под воздействием регулятора обеспечивается за счет перемещения штока 7 электрического шагового двигателя; подача жидкого топлива изменяется от минимальных до максимальных величин.

Запуск и прогрев при включении газодизельного режима производится только на дизельном топливе, переключатель режима работы находится в положении "Дизель". Расходный вентиль 3 открыт, подача газового топлива к редуктору низкого давления перекрыта электромагнитным клапаном 6.

После прогрева двигателя переключатель управления переводится в положение «Газодизель». На пульте загорается контрольная лампа.

На электрический шаговый двигатель 11 подается питание и его шток-сердечник, вращаясь, устанавливает заданную величину впрыска запальной дозы дизельного топлива.

При нажатии на педаль управления 21, смонтированную совместно с электронной педалью подачи газа, подается сигнал на электронный блок управления (ЭБУ), который, в свою очередь, управляет открытием/закрытием электромагнитных газовых форсунок. Открытие форсунок осуществляется в соответствии с данными датчика угла поворота коленчатого вала 16. Доза впрыскиваемой порции газа регулируется временем открытия газовых форсунок. Время открытия устанавливает ЭБУ на основании данных, полученных от датчиков электронной педали 21, угла поворота коленчатого вала 16.

При увеличении нагрузки на коленчатом валу газодизеля частота вращения уменьшается, а грузики 9 регулятора начинают сходиться. Подвижная муфта 10 регулятора перемещает рычаг 5, однако за счет прорезей вилки тяги 2, компенсирующей это перемещение, и штока 7 положение рейки ТНВД остается неизменным (рис. 3.3).

За счет подачи газового топлива крутящий момент газодизеля увеличивается и частота вращения коленчатого вала растет, грузы 9 регулятора, преодолевая усилие затяжки пружины 4, начинают расходиться и передвигать подвижную муфту 10.

В случае уменьшения нагрузки на валу частота вращения увеличивается, грузы регулятора начинают расходиться, однако, как было сказано выше, величина запальной дозы остается неизменной. Изменение крутящего момента и частоты вращения газодизеля возможно только подачей газового топлива.

Всерезжимный регулятор может осуществлять свою работу при перемещении рычага 5 и рейки 1, в режиме газодизеля, в пределах величины

запальной дозы.

Датчик аварийного падения давления 24 срабатывает при падении давления газа по мере его расходования из баллонов или при неисправности редуктора высокого давления и загорается сигнальная лампа.

В момент выключения подачи газового топлива электрический шаговый двигатель переводит шток 7 в изначальное положение, рейка ТНВД под воздействием регулятора начинает перемещаться свободно, а газодизель переходит в дизельный режим.

В газодизеле с разработанной системой топливоподачи обеспечивается та же степень неравномерности частоты вращения, что и в базовом дизеле. Таким образом обеспечивается необходимая для ДВС стабильность частоты вращения.

Из вышеизложенного видно, что ММЗД топлива топливоподающей системы газодизеля может функционировать как при крайних режимах номинальном и режиме холостого хода, так и на промежуточных, например транспортных операциях.

В результате проведённых исследований было подано две заявки и получены патенты на изобретения Приднестровской Молдавской Республики «Устройство к всережимному регулятору дизельного двигателя» [90] для ТНВД типа УТН-5 и «Ограничитель запальной дозы топлива к всережимному регулятору дизельного двигателя» [91] для ТНВД типа 4ТН.

### **3.3. Разработка автоматизированной установки и программного комплекса для исследования газодизельного двигателя**

Эффективность использования газового топлива в газодизельных ДВС зависит от систем топливоподачи жидкого и газообразного топлива, их настройки и регулировки. Чтобы изучить и исследовать опытные образцы разрабатываемых вариантов конструкций модернизированных объектов,

необходимо проводить соответствующие испытания и диагностику на различных режимах работы.

Для этой цели была разработана, изготовлена и отлажена автоматизированная экспериментальная установка с программным комплексом для исследования газодизельного двигателя.

Экспериментальная установка спроектирована на базе разработанного в ГОСНИТИ обкаточно-тормозного стенда КИ-5543-ГОСНИТИ [115]. Такие стенды, как правило, используются для обкатки, диагностики и приемки ДВС после капитального ремонта и не позволяют проводить снятие всех показателей работы двигателя ввиду недостаточно полного приборного оснащения, что делает их непригодными для опытно-производственных испытаний новых и модернизированных технических средств.

При разработке данной экспериментальной установки также был использован и учтен положительный опыт ведущих вузов в области разработки и исследований ДВС. Например, в Казанском государственном энергетическом университете (КГЭУ) разработана и используется в научном и учебном процессах автоматизированная многофункциональная установка для тестирования и эмуляции работы ДВС, оценки его механического состояния, что позволяет сократить время и затраты на разработку и отладку новых систем и механизмов, повысить производительность труда инженера и сократить затраты на отладку, настройку и калибровку, адаптацию компонентов систем управления двигателем, а также проводить научно-исследовательские работы над ДВС и автомобилем [109].

Анализ технического функционала этой установки показал, что для исследования работы тракторных ДВС, работающих на газовом моторном топливе, она не пригодна, т.к. не имеет в своем составе системы питания, содержащей комплект газового оборудования.

Также представляет интерес экспериментальный стенд, разработанный в Северо-Восточном федеральном университете (СВФУ) им. М.К. Аммосова,

г. Якутск, который оснащен системой питания газом, используемым в качестве моторного топлива и соответствующим приборным оборудованием с измерительно-вычислительным комплексом, позволяющим изучать работу ДВС в газодизельном режиме [4]. Однако он предназначен для исследования преимущественно автомобильных ДВС и не дает возможности изучать энергетические трактора.

С учетом вышеизложенного была предложена концепция нового диагностического метода, что позволило реализовать в автоматизированной экспериментальной установке широкие функциональные возможности (практически универсальные) за счет расширения потенциала испытания ДВС в режиме «газодизель» и исследования факторов, влияющих на величину и стабильность впрыска оптимизированной величины запальной дозы дизельного топлива с учетом индивидуальных особенностей каждого ДВС.

Это было достигнуто за счет оснащения установки системой питания природным газом, используемым в качестве моторного топлива, содержащей комплект газового оборудования, включающего баллоны для компримированного природного газа, анализатор состава и расходомер газа, заправочную, распределительную и контрольную аппаратуру.

Конструктивная схема предлагаемой установки представлена на рисунке 3.4.

Установка для исследования работы дизельных ДВС содержит силовой привод, который представляет собой электрический двигатель-тормоз 1, регулировочный реостат 2, весовой механизм 3, предназначенный для замера тормозного и крутящего моментов, расходомер дизельного топлива 4, датчики оборотов на валу 5, температуры 6 и давления 7 в масляной магистрали, момента на валу 8 двигателя внутреннего сгорания 9, температуры охлаждающей жидкости 10, температуры выхлопных газов 11, при этом выходы всех датчиков соединены со входом регистрирующего

устройства (микропроцессорного контроллера) 12, а тот, в свою очередь, соединён с ЭВМ 13.

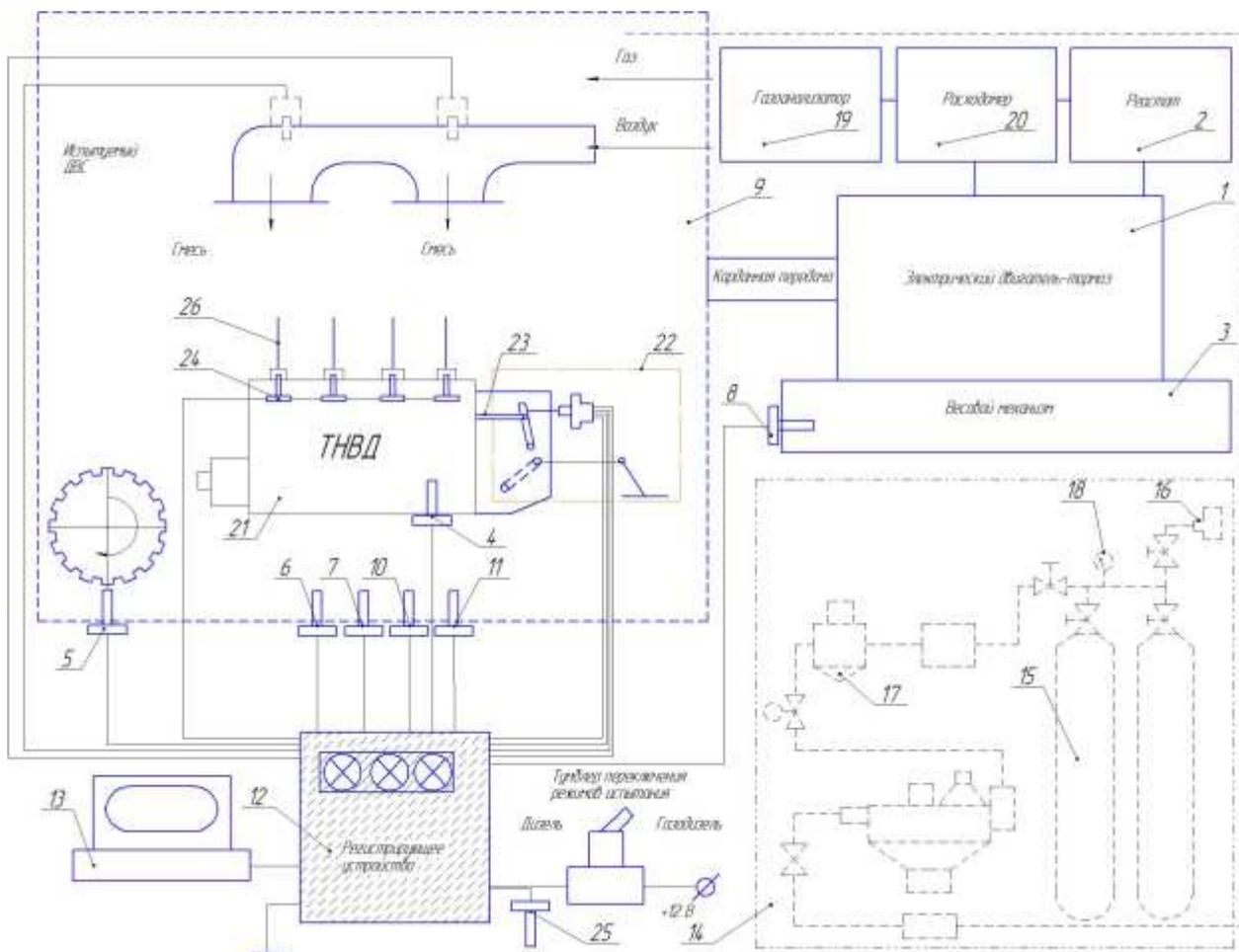


Рисунок 3.4. Установка для исследования работы дизельных ДВС

1 – электрический двигатель-тормоз; 2 – реостат; 3 - весовой механизм; 4 - расходомер дизельного топлива; 5, 6, 7, 8, 10, 11 - датчики оборотов на валу, температуры и давления в масляной магистрали, момента на валу, температуры охлаждающей жидкости и выхлопных газов; 9 – испытуемый двигатель; 12 – регистрирующее устройство; 13 – ЭВМ; 14 – комплект газового оборудования; 15 – баллоны высокого давления; 16 – заправочный вентиль; 17 – редуктор высокого давления; 18 – манометр; 19 – газоанализатор; 20 – расходомер газа; 21 – ТНВД; 22 - механизм обеспечения минимальной запальной дозы; 23 – рейка топливного насоса; 24 – датчик давления; 25 – датчик температуры топлива; 26 – трубопровод высокого давления

Для проведения исследований ДВС в режиме «газодизель» на установке имеется комплект газового оборудования 14, включающий набор баллонов 15 для компримированного природного газа (метана) с заправочной 16,

распределительной 17 и контрольной 18 аппаратурой, газоанализатор 19 со счетчиком расхода газа 20. Штатный топливный насос высокого давления (ТНВД) 21 с механизмом обеспечения минимальной запальной дозы (ММЗД) дизельного топлива 22, взаимодействующего с управляющей рейкой топливного насоса 23 дополнительно оснащен датчиками давления 24 и температуры 25, установленными на подводящих топливопроводах 26.

Новые технические элементы, оборудование и приборы, включенные в состав экспериментальной установки, характеризуются и обосновываются следующей целесообразностью. Так, штатный ТНВД снабжен механизмом ММЗД дизельного топлива, который взаимодействует с управляющей рейкой топливного насоса, датчиками давления на топливопроводах и датчиками температуры топлива.

Включение в конструкцию установки анализатора состава газа обусловлено следующим. Двигатели разных конструкций и марок имеют различные характеристики: разные степени сжатия, удельный расход топлива, угол опережения зажигания (впрыска), способ подачи топлива (распределительный или непосредственный) и т.д. Все перечисленные показатели так или иначе влияют на энергетические свойства двигателя, которые имеют важное практическое значение как для производителей, так и для потребителей двигателей. Главным показателем природного газа как моторного топлива является его метановое число, в основе которого лежит его физико-химический состав и теплотворная способность (число Воббе) характеризующего величину теплового потока, получаемого при сгорании газа. Учет значений метанового числа (МЧ) и числа Воббе при настройке узла подачи запальной дозы обеспечит минимизацию расхода жидкого топлива, достаточную для воспламенения основного газа [38, 52].

Расчетное метановое число (МЧ) и число Воббе природного газа, используемого в качестве моторного топлива, рассчитываем по правилу аддитивности, т.е. как сумма произведений каждого компонента на долю его

в смеси. Для определения состава и количества составляющих компонентов газа используется включенный в состав испытательного стенда газовый анализатор. Соответственно расходомер газа (газовый счетчик) предназначен для учета расхода моторного топлива.

Наличие механизма обеспечения минимальной запальной дозы дизельного топлива служит для уменьшения его цикловой подачи при переходе двигателя с дизельного режима на газодизельный [90]. Это обеспечивает полноценную работу всережимного регулятора топливной аппаратуры, что крайне важно при работе двигателя в газодизельном режиме, поскольку механизму ограничения запальной дозы топлива приходится сохранять положение рейки подачи топлива топливного насоса. Уменьшение величины запальной дозы дизельного топлива оптимизирует процесс сгорания двухтопливной смеси, что позволяет установить порог минимальной запальной дозы дизельного топлива, обеспечивающий надежное воспламенение газозоудушной смеси в цилиндрах и устойчивую работу двигателя на всех эксплуатационных режимах.

Наличие датчиков давления топлива, установленных на топливопроводах, позволяет определить стабильность работы топливного насоса при установке минимальной запальной дозы. Така как плунжер топливного насоса при активном ходе дает начало двум процессам: перетеканию топлива по линии нагнетания в результате выталкивания топлива плунжером и формированию импульса волны давления в результате сжатия топлива плунжером. Сжатие топлива происходит не во всем объеме линии нагнетания, а только в объеме, непосредственно примыкающем к надплунжерному пространству. Перетекание топлива происходит со скоростью 100...120 м/с, а перемещение импульса - со скоростью звука в среде топлива, это примерно 1200 м/с. Обладая скоростью на порядок выше, импульс быстрее достигает форсунки и под его воздействием срабатывает распылитель. Получается, что давление в полости распылителя возрастает не

от того, что в него добавилось топливо, закаченное плунжером, а от того, что к нему подошел импульс волны давления. Скорость распространения импульса колеблется в зависимости от давления топлива в линии нагнетания между очередными активными ходами плунжера. Так, например, при длине топливопровода 1,2 м и частоте вращения коленчатого вала дизеля 2000 об/мин. разница между углами действительного начала подачи топлива от различных скоростей распространения импульса может достигать примерно  $12^\circ$  по углу поворота вала. Если учесть, что допустимое отклонение в установке угла действительного начала подачи топлива при установке топливного насоса на дизель составляет всего  $\pm 300$ , регулировка насоса и его установка сводятся на «нет» нестабильной работой секции насоса от цикла к циклу. А при установке минимальной запальной дозы дизельного топлива для газодизеля этот вопрос имеет решающее значение.

Наличие датчика температуры необходимо для фиксации температуры топлива. С повышением температуры вязкость топлива уменьшается, а вязкость — это основной показатель дизельного топлива, оказывающий наибольшее влияние на производительность насоса при изменении температурных условий его работы. С уменьшением вязкости дизельного топлива уменьшается подача топлива за один ход плунжера, при этом относительное колебание величины подачи топлива от изменения вязкости топлива может достигать 3...6%, и соответственно на эту же величину уменьшается и масса топлива, подаваемого в цилиндры двигателя.

При увеличении температуры топлива с 20 до  $80^\circ\text{C}$  подаваемый объем топлива уменьшается до 30%. Это влечет за собой уменьшение цикловой подачи топлива, а поскольку для достижения заданной величины давления плунжеру требуется большая величина рабочего хода, в результате изменяется и работа дизеля.

Выполнение датчиков давления на топливопроводах газодизеля тензометрическими позволяет точно фиксировать параметры подачи топлива

к форсункам ДВС. Датчики такого типа имеют низкую, практически нулевую инерционность – это время, в течение которого выходная величина принимает значение, соответствующее входной величине, что особенно важно при высоких скоростях перемещения импульса давления топлива. Это достигается тем, что упругий элемент тензодатчика изготавливается из специальной стали и герметизируется лазерной сваркой до степени защиты, позволяющей ему работать в устройствах и механизмах, используемых во всех без исключения отраслях промышленности, сельского хозяйства, включая автомобилестроение и дорожное строительство. Принцип измерения и обработки информации по величине осевой нагрузки тензорезисторного датчика позволяет осуществлять замер скорости приложения осевой нагрузки (импульса) в диапазоне скоростей от 0,1 до 1200 м/с, в отличие от пьезодатчиков, чем и обусловлен его выбор.

Все исследования газодизельных ДВС, включая изучение динамических характеристик топливных насосов высокого давления проводятся аппаратно-программным комплексом «Газодизель - Pro», осуществляющий сбор технических параметров и характеристик, передачу данных на ЭВМ для их последующей обработки. [95]

Установка работает следующим образом (рис. 3.4).

Для проведения исследований испытываемый ДВС подключают к топливным магистралям и системе охлаждения. Устанавливают на испытываемый ДВС 9 необходимые датчики и коммутируют их с регистрирующим устройством (микропроцессорным контроллером) 12. Снятием показателей газоанализатора 19 со счетчиком расхода газа 20 расчетным путем определяется метановое число и число Воббе газообразного моторного топлива и согласно полученным данным делаются соответствующие корректировки ДВС 9 и настройка установки.

Пуск установки осуществляется через пульт управления реостата 2, погружением его электродов производится запуск силового привода 1, а тот,

в свою очередь, передает крутящий момент на испытуемый двигатель 9. Как только испытуемый двигатель 9 запустится, все измеряемые технические параметры передаются на регистрирующее устройство (микропроцессорный контроллер) 12 с периодичностью четыре раза в секунду. Обработанные регистрирующим устройством (микропроцессорным контроллером) 12 данные передаются на ЭВМ 13 для вывода на экран в виде графической информации либо представляются в другом удобном виде.

Расчетная оценка энергетической характеристики (числа Воббе) и метанового числа (МЧ) природного газа осуществляется посредством измерения физических характеристик газовой смеси по аддитивности его состава - сумме произведений каждого компонента на его долю в составе смеси с помощью измерений содержания каждого компонента в природном газе газоанализатором и расходомером газа и введения этой информации и показателей датчиков температуры и давления топлива в компьютерную программу для настройки оптимальной величины и угла подачи запальной дозы дизельного топлива.

После замера мощности, расхода топлива и других исследуемых параметров и показателей установка выключается и диагностика считается законченной.

Технические характеристики экспериментальной установки, измеряемые параметры, средства измерения, их диапазон и погрешность представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Изменяемые параметры и средства измерения

Изменяемый параметр	Средство измерения	Диапазон измерения	Погрешность средств измерения (абс.)
Частота вращения коленчатого вала, $n$ , мин-1	Тахометр ТЭСА ГОСТ-15150	500...1500	$\pm 5$
Момент крутящий, $M_k$ , Н м	ВКМ-150	0...1500	$\pm 5$
Расход дизельного топлива, $G_3$ , кг/ч	Расходомер ПАК «Газодизель-Pro»	0...35	$\pm 0,15$
Расход газового топлива, $Q_G$ , м <sup>3</sup> /ч	Счетчик РГ-40М	0...40	$\pm 0,2$

Измеряемый параметр	Средство измерения	Диапазон измерения	Погрешность средств измерения (абс.)
Температура масла, воды, газового и дизельного топлива, воздуха и газозоудушной смеси двигателя, °С	Датчик ТСМ-0879-01 Прибор А 566-02-10	0...150	±0,5
Температура отработавших газов, °С	Термопара ХА 11/2П679 Прибор КСП-4	100...800	±2,5
Давление масла в ГММ, $P_m$ , кгс/см <sup>2</sup> , (МПа)	Манометр МТП-160 ГОСТ 2405	0...5	±0,05
Разрежение в сопле при замере расхода воздуха, разрежение во впускном коллекторе, давление отработавших газов в выпускном коллекторе, давление газового топлива, давление картерных газов $\Delta P_{\text{дем}}$ , мм.вод.ст (кПа)	U-образный манометр ГОСТ 9933	0...200	±1,0
Угол ПКВ, соответствующий началу впрыска топлива, $\varphi_{\text{впр}}$ , град. ПКВ	Датчик вибрации ПАК МТ Pro 4.1	360	±1,0
Давление газов в цилиндре, $P$ , МПа, (кгс/см <sup>2</sup> )	Датчик давления PS100	0...15	±0,2
Угол ПКВ, $\varphi_{\text{впр}}$ , град. ПКВ	Фотодатчик ПАК МТ Pro 4.1	360	±1,0
Атмосферное давление, $V_{\text{окр}}$ , мм.рт.ст	Барометр-анероид БАММ-1 ТУ 25-11-1513-79	400...800	±2,0
Относительная влажность атмосферного воздуха, $\varphi_{\text{окр}}$ , %	Психрометр МВ-4М	0...100	±2,0

Результаты исследований, полученные программными комплексами «Газодизель - Pro» и «МТ-Pro 4.1» в виде осциллограмм, обрабатывались при помощи программного комплекса «Дизель-РК», разработанного в МГТУ им Н.Э. Баумана и переданного для персонального использования в ПГУ им. Т.Г. Шевченко для аспирантской подготовки [69, 104].

Данные осциллограммы, введенные в программный комплекс «Дизель-РК», были преобразованы в графики и диаграммы, которые и подлежали изучению и анализу и представлены в настоящей работе.

Использование «Дизель РК» позволило на надлежащем уровне подтвердить экспериментальными данными наши теоретические выкладки.

Таким образом, разработанная установка позволяет проводить исследования работы ДВС в режиме «газодизель» и определять факторы,

влияющие на величину и стабильность впрыска оптимизированной величины запальной дозы дизельного топлива при диагностике, обкатке и испытаниях. Все показатели, так или иначе влияющие на энергетические свойства двигателя, имеют важное практическое значение как для производителей, так и для потребителей двигателей, что наглядно подтвердили проведенные исследования работы ДВС на предлагаемой установке [127].

### **3.4. Объект и методика исследований**

Получение достоверных данных по энергетическим и экономическим показателям тракторных дизелей, конвертированных в газодизели, требует для проверки наличия большого и надежного экспериментального материала, с помощью которого можно было бы установить возможность конвертации дизельных тракторных двигателей в газодизельные с получением экономического эффекта.

Используемые теоретические методы теплового расчета дизеля и газодизеля должны быть проверены на большом экспериментальном материале.

Кроме этого, в целях использования для проверки теоретических методов расчета более достоверных экспериментальных данных приводятся результаты экспериментального исследования двигателя, полученные на основании специально проведенных для этой цели опытов методом обработки линии давления индикаторной диаграммы.

Наиболее достоверным, точным и современным является метод исследования, базирующийся на записи давления при помощи пьезоэлектрического индикатора.

Работа полноразмерного газодизеля, созданного на базе дизеля СМД-18Н, обеспечивается в составе экспериментальной установки. Данная установка оснащена всеми необходимыми системами, специальной и стандартной измерительной аппаратурой.

На основе полученной из индикаторной диаграммы закономерности сгорания, могут быть определены и некоторые величины, характеризующие динамику процесса сгорания топлива в дизеле и газодизеле. Представленная оценка погрешности измерений позволяет говорить о точности получаемых данных.

Объектом исследований является газодизель с комбинированным смесеобразованием, выполненный на базе дизельного двигателя СМД-18Н. Дизель СМД-18 и его модификации широко применяются в качестве силового агрегата на комбайнах, тракторах, подъемных кранах, компрессорных установках, экскаваторах и других машинах.

В связи с установкой на различные машины модификации дизеля отличаются от базовой регулировки мощностью, комплектностью, системой пуска, применением турбонаддува.

СМД-18Н – четырехтактный, четырехцилиндровый дизель с рядным расположением цилиндров, жидкостного охлаждения, с непосредственным впрыском топлива в камеру в поршне.

Газодизельный двигатель смонтирован на стенде КИ-5543 ГОСНИТИ ТУ 70.0001.702-79. Сюда входят:

- модернизированная система топливоподачи с использованием штатного топливного насоса высокого давления, оборудованного механизмом минимизации запальной дозы;

- баллоны со сжатым газовым топливом.

Газодизель включал штатные системы охлаждения воды и масла, воздухоочиститель и глушитель шума выпуска отсутствовали. В системе смазки применялось масло М<sub>10</sub>Г<sub>2</sub> (SAE 30 API CC) по ГОСТ 8581-78 [42]. Для работы в дизельном режиме в качестве запального топлива в газодизельном режиме использовали дизельное топливо ДЛ по ГОСТ 305-2013 [39]. Газовым топливом выступал СПГ согласно паспорту на природный газ в газопроводе (место отбора ГРС Тирасполь-2). Основные

свойства топлива приведены в таблице 1.1 и приложении 3.

Схема установки основных измерительных датчиков и экспериментального стенда представлена на рис. 3.5.

Запуск и нагружение газодизеля производились электромашиной стенда 2. Использование электротормоза обеспечивает возможность дистанционного управления, удобство регулирования, проворачивания коленчатого вала, а также запуск газодизеля и устойчивость заданного режима.

Стенд предназначен для проведения обкатки и испытания тракторных двигателей, номинальный крутящий момент которых более 37 кгс·м, а частота вращения коленчатого вала находится в пределах 0-3000 об./мин., после капитального ремонта на ремонтных предприятиях [115].

Состоит из следующих основных составных частей: динамометра электрического, реостата, электрошкафа, стойки приборной, стоек установочных, плит продольных и поперечных, бака для горючего, установки весов.

На базе НИЛ «Энергетический потенциал» в ПГУ им. Т.Г. Шевченко был разработан программно-аппаратный комплекс для проведения экспериментальных исследований ДВС на различных режимах его работы. Суть работы заключалась в интегрировании разработанного программно - аппаратного комплекса в обкаточно-тормозной стенд КИ-5543.

Комплекс снабжен датчиками: температуры охлаждающей жидкости двигателя; температуры масла двигателя; температуры выхлопных газов двигателя; частоты вращения коленчатого вала двигателя; крутящего момента двигателя; часового расхода топлива двигателя, микропроцессорного контролера и персональным компьютером, обеспечивающим обработку полученных данных при помощи компьютерной программы.

Программно-аппаратный комплекс при проведении испытаний

позволяет получить весь спектр данных для анализа испытуемого двигателя и получить другие преимущества при использовании данного комплекса.

Поставленная задача была решена тем, что известный обкаточно-тормозной стенд, содержащий корпус для размещения силового привода и испытуемого двигателя, реостат, пульт управления снабжен датчиками для измерения технических параметров испытуемого двигателя, способными преобразовывать аналоговые сигналы, получаемые от двигателя, в цифровые сигналы.

Кроме того, с целью обработки полученных данных стенд снабжен микропроцессорным контролером, обрабатывающим получаемые цифровые сигналы от датчиков для вывода на экран ПК в виде цифровой и графической информации.

На рисунке 3.5 изображен общий вид установки для испытания силовых агрегатов.

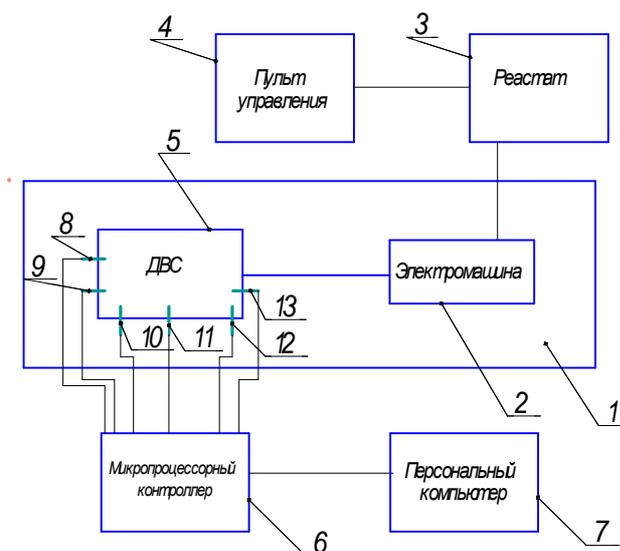


Рисунок 3.5. Принципиальная схема экспериментального стенда и установки датчиков

Установка для испытания силовых агрегатов выполнена в виде корпуса 1, силового привода 2, реостата 3, пульта управления 4, испытуемого двигателя 5, микропроцессорного контролера 6, персонального компьютера 7, датчика температуры охлаждающей жидкости 8, датчика температуры масла 9, датчика температуры выхлопных газов 10, датчика оборотов коленчатого вала 11, датчика крутящего момента 12, датчика расхода

топлива 13.

Установка для испытания силовых агрегатов работает следующим образом:

Запуск установки осуществляется через пульт управления 4, затем погружением электродов реостата 3 производится запуск силового привода 2, а тот, в свою очередь, передает вращение на испытуемый двигатель 5. Как только испытуемый двигатель 5 запустится все измеряемые технические параметры передаются на микропроцессорный контроллер 6 с интенсивностью четыре раза в секунду. Обработанные микропроцессорным контроллером 6 данные передаются на персональный компьютер 7, который их представляет в виде графической информации либо в другом удобном виде.

Степенью погружения электродов реостата 3 изменяем нагрузку на испытуемый двигатель 5, при этом технические параметры нагрузки постоянно передаются на микропроцессорный контроллер 6. Все полученные технические параметры записываются на персональный компьютер 7, что позволяет в любой момент проверить данные испытаний того либо иного двигателя.

Использование новых элементов – датчиков, микропроцессорного контроллера, персонального компьютера выгодно отличает предлагаемую установку уменьшением составляющей погрешности. В результате, использование предлагаемой установки позволит снизить расходы и время на проведение обкаточно-тормозных испытаний двигателей внутреннего сгорания и одновременно получить более полную и исчерпывающую информацию о состоянии испытуемого двигателя.

Система топливоподачи была представлена в п. 3.2, 3.3. Компримированный природный газ (метан) находится в баллонах под давлением до 20 МПа, проходит путь через расходный вентиль и подогреватель, далее поступает в двухступенчатый газовый редуктор фирмы «Tomasetto AT12», тут его давление снижается до 0,12...0,25 МПа. Затем

через электромагнитный клапан оно поступает в первую ступень редуктора низкого давления. Давление на первой ступени контролируется манометром с датчиком.

На второй ступени редуктора давление газового топлива снижается до значения, определяемого необходимым давлением работы электромагнитных форсунок, и далее через впускной коллектор топливо поступает в цилиндр двигателя, рис.3.1.

На рис. 3.6 представлен общий вид газодизеля, смонтированного на стенде КИ-5543 ГОСНИТИ. На рис. 3.7, 3.8, 3.9, 3.10 и 3.11 приведены фрагменты топливоподающей системы газодизеля.



Рисунок 3.6. Общий вид экспериментальной установки

1 – испытуемый ДВС; 2 – реостат; 3 - пульт управления; 4- распределительный щит; 5 – весовой механизм; 6 – рабочее место оператора; 7 – выхлопная система

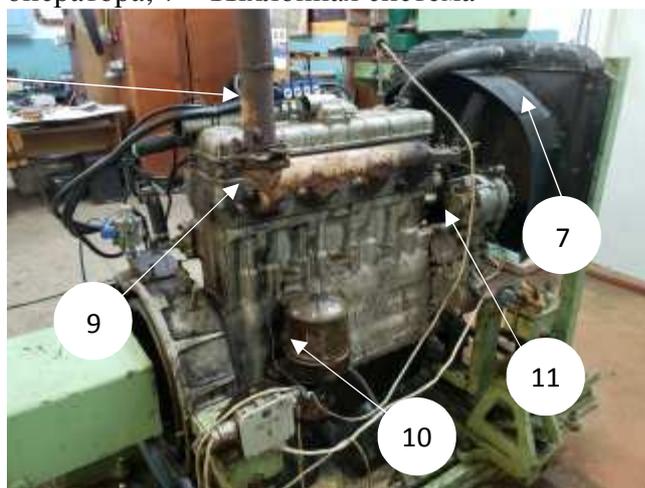
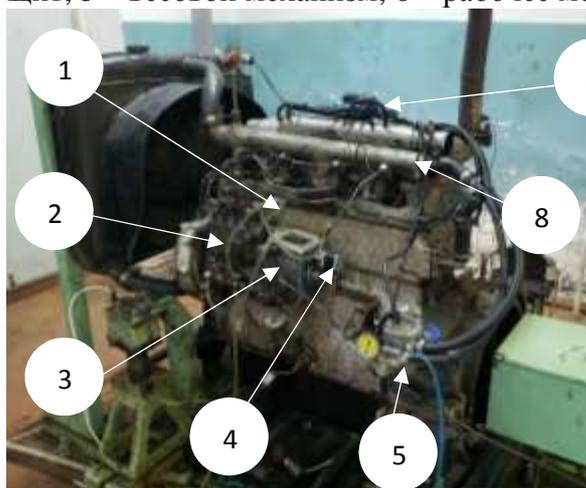


Рисунок 3.7. Общий вид газодизеля

1 – испытуемый ДВС; 2 – ТНВД; 3 – всережимный регулятор; 4 - механизм минимизации запальной дозы; 5 - газовый редуктор; 6 – газовые электромагнитные форсунки; 7 – радиатор охлаждения; 8 – впускной коллектор; 9 – выпускной коллектор; 10 – центробежный очиститель масла; 11 – генератор



Рисунок 3.8. Элементы топливopодающей системы

1 - испытуемый ДВС; 2 - ТНВД; 3 - всережимный регулятор; 4 - топливopодкачивающий насос; 5 – шаговый двигатель ММЗД; 6 – топливopодающие форсунки; 7 – трубопроводы низкого давления; 8 - трубопроводы высокого давления; 9 – рычаг управления подачей топлива

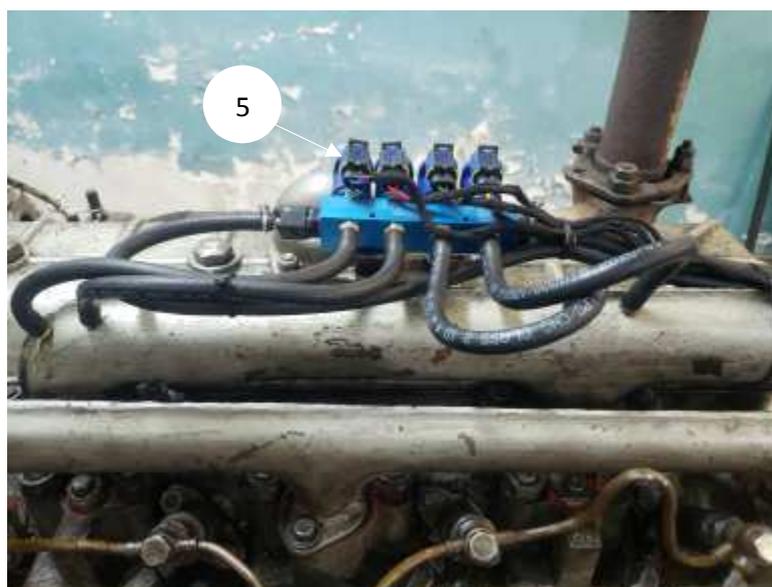
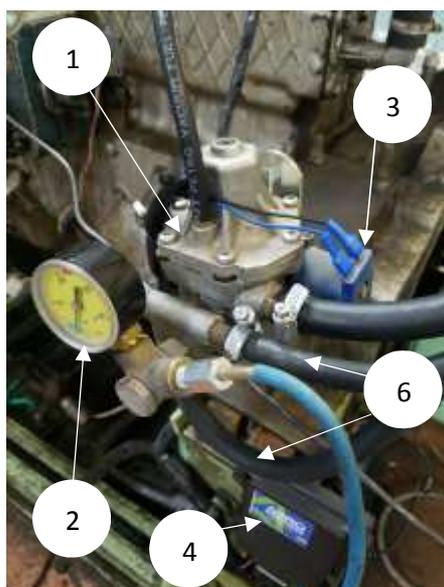


Рисунок 3.9. Газовое оборудование

1 – газовый редуктор; 2 – манометр; 3 - электромагнитный клапан; 4 – электронный блок управления; 5 - газовые электромагнитные форсунки; 6 – шланги подвода и отвода охлаждающей жидкости подогревателя



Рисунок 3.10. Установка газовых форсунок

1 - газовые электромагнитные форсунки; 2 - впускной коллектор; 3 – трубопровод подачи газа; 4 – трубопровод подачи газа к МАП сенсору; 5 – трубопроводы подачи газа в цилиндры; 6 – газовая топливная рампа; 7 – провода управления

Система включает шаговый двигатель (рис.3.4), который смонтирован в торце регулятора топливного насоса высокого давления и соединен с основным рычагом всережимного регулятора, а тот – с рейкой ТНВД. Подключение осуществлено таким образом, что в случае несрабатывания блокировки подачи газового топлива всережимный регулятор имеет возможность при увеличении оборотов двигателя отключить подачу жидкого топлива.



Рисунок 3.11. Установка МАП сенсора

1 – МАП сенсор; 2 – трубопровод подачи газа; 3 – трубопровод подачи разряжения; 4 – провода считывания данных

Питание электросхемы осуществляется от универсального блока питания JET-A (DC 12-24В) через предохранитель и переключатель режима работы двигателя. Напряжение – 24 В.

В таблице 3.3 представлены основные характеристики газовой аппаратуры, которая установлена на газодизельном двигателе. Впрыск газового топлива осуществлялся при помощи электромагнитных форсунок фирмы «Hercules blue», калибровочным диаметром жиклера 2,4 мм и производительностью от 24 до 36 л.с. на цилиндр, что рассчитано в соответствии с характеристиками дизеля СМД-18Н. В приложении 10 представлены чертежи отдельных узлов топливоподающей системы и измерительной аппаратуры, которые необходимы для изготовления.

Таблица 3.3 - Основные характеристики газовой аппаратуры

Параметры	Величина параметра
Максимальное давление в баллонах, МПа	20
Минимально допустимое остаточное давление в баллонах, МПа	2
Давление газа после газового редуктора давления, МПа	0,12...0,25
Давление срабатывания предохранительного клапана в редукторе высокого давления, МПа	26
Давление срабатывания датчика аварийного падения давления газа, МПа	0,45...0,55
Диапазон регулировки давления, МПа	0,1...0,25
Диапазон измерения датчиков давления МАП сенсора, МПа	0...0,4
Максимальная перегружаемость датчиков давления МАП сенсора, МПа	1,6

Режим работы газодизеля контролировался посредством управления с рабочего места оператора, где расположены необходимые измерительные приборы (рис. 3.12, 3.14). В ходе испытаний производилась запись данных на программно-аппаратный комплекс МТ Pro 4.1 (ПАК МТ Pro 4.1):

- индикаторных диаграмм с помощью датчика давления, представляющий собой модуль расширения PS100 (максимальное измеряемое давление - 150 бар);
- угла опережения впрыска (момента и длительности) с помощью тензодатчика вибрации;
- угла положения коленчатого вала с помощью фотодатчика.

Все измерения проводились на 1 цилиндре газодизеля.

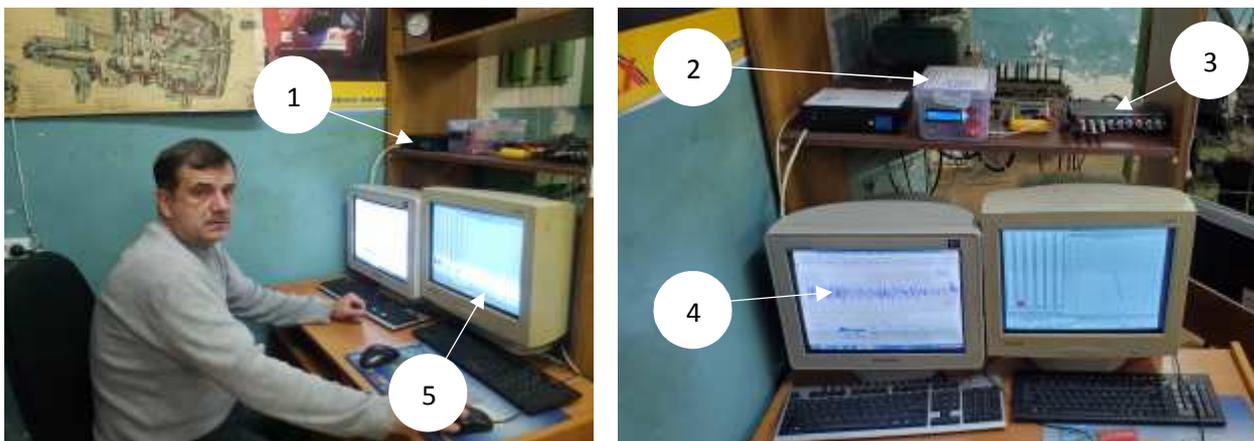


Рисунок 3.12. Рабочее место оператора

1 – пульт управления и контроля на стенде КИ - 5543; 2 – ЭБУ аппаратно-программным диагностическим комплексом «Газодизель - Про»; 3 - измерительный блок программно-аппаратного комплекса МТ Pro 4.1; 4 – монитор ПАК МТ Pro 4.1; 5 - монитор ПАК «Газодизель - Про»

Расход газового топлива определялся ротационным счетчиком РГ-40М, установленным между редуктором низкого давления и дозатором газа. Степень подачи газового топлива регулировалась дистанционно с помощью ПАК «Газодизель - Про». Расход воздуха газодизеля определялся с помощью сопла Вентури ( $\varnothing$  84 мм), установленного перед калибровочной шайбой, имитирующей сопротивление воздушного фильтра [41].



Рисунок 3.13. Установка измерительных датчиков на газодизеле

1 – датчик давления в цилиндре ДВС; 2 – датчик начала впрыска топлива; 3 - датчик температуры охлаждающей жидкости; 4 - датчик температуры масла; 5 - датчик

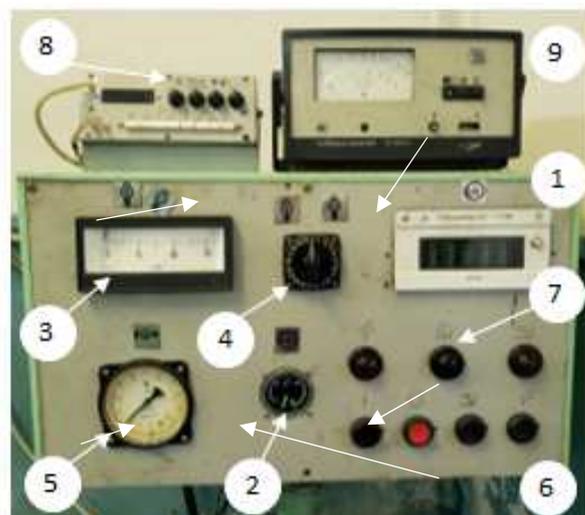


Рисунок 3.14.

Пульт управления

1 - тахометр цифрового типа; 2 – тахометр часового типа; 3 – термометр показаний охлаждающей жидкости и масла; 4 – переключатель показаний

температуры отработавших газов; 6 – датчик прибора ИМД-ЦМ; 7 – датчик оборотов коленчатого вала

термометра; 5 – манометр давления масла; 6 – кнопки управления; 7 – сигнальные лампы; 8 – диагностический прибор ИМД-ЦМ; 9 – газоанализатор 121ФАО1

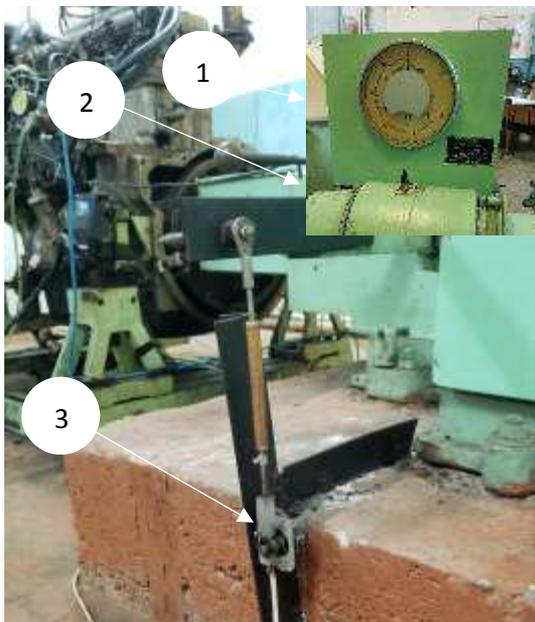


Рисунок 3.15. Установка для замера крутящего момента двигателя

1 – весовой механизм; 2- электромашина; 3- датчик крутящего момента

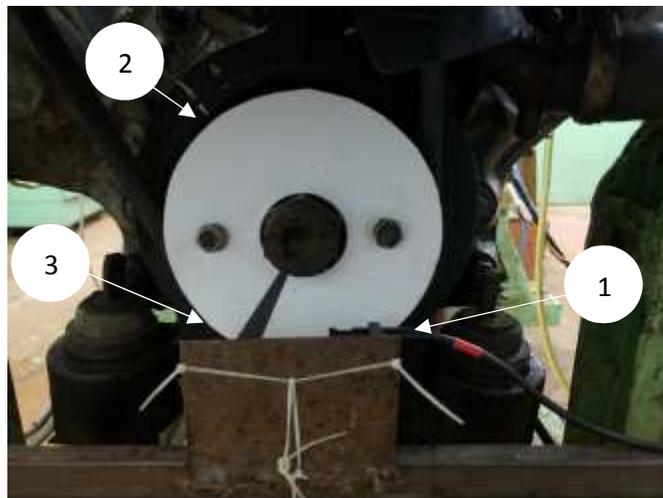


Рисунок 3.16. Установка для замера угла поворота коленчатого вала ДВС

1 – фотодатчик ПАК МТ Pro 4.1; 2 – шкив коленчатого вала; 3- диск с меткой положения поршня в ВМТ

В процессе испытаний газодизельного двигателя применяли стандартные датчики и аппаратуру согласно ГОСТ 7057-2001 [40] (рис. 3.14, 3.15, 3.16, 3.17). Перечень учитываемых параметров и используемых средств измерения приведен в таблице 3.4.

### 3.5. Этапы и последовательность экспериментального исследования

Цель, преследуемая в процессе проведения эксперимента – решить задачи, поставленные в диссертации, и обеспечить достоверности полученных результатов. Эксперимент включает пять этапов:

1. Изучение влияния величины запальной дозы дизельного топлива в газодизеле на показатели рабочего цикла, определение ее минимальной величины.

2. Исследование влияния угла опережения начала подачи запального топлива на показатели рабочего цикла, уточнение его оптимального значения.

3. Оценка эффективности мероприятий, направленных на совершенствование рабочего цикла.

4. Апробирование работоспособности системы топливоподачи газодизеля.

5. Обработка результатов экспериментов.

Во время первого и второго этапов были определены несколько серий нагрузочных характеристик для газодизельного и дизельного режимов при различных запальных порциях топлива и углах начала его подачи.

Во время третьего этапа определяли показатели рабочего цикла газодизеля при подаче запального топлива форсунками, которые имеют распылители с четырьмя сопловыми отверстиями.

На четвертом этапе определяли работоспособность системы топливоподачи при работе газодизеля по внешней скоростной характеристике, в частности по ее регуляторной ветви.

Были установлены некоторые ограничительные показатели:

- максимальное давление сгорания  $P_{\max} = 10$  МПа;
- минимальная частота вращения электромашины в режиме генератора 1200 об/мин;
- температура отработавших газов  $t_f = 810^\circ\text{C}$ .

На пятом этапе работы произвели обработку результатов испытаний в соответствии с ГОСТ 7057-2001 [40]. Используемые обозначения и единицы измерения приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 - Перечень измеряемых параметров и средств измерения

Измеряемый параметр	Средство измерения	Диапазон измерения	Погрешн. средств измерения (абс.)
Частота вращения коленчатого вала, $n$ , $\text{мин}^{-1}$	тахометр ТЭСА ГОСТ 15150	500...1500	$\pm 5$
Момент крутящий, $M_k$ , Н м	ВКМ-150	0...1500	$\pm 5$
Расход дизельного топлива, $G_3$ , кг/ч	Расходомер ПАК «Газодизель-Pro»	0...35	$\pm 0,15$
Расход газового топлива, $Q_G$ , м <sup>3</sup> /ч	Счетчик РГ-40М	0...40	$\pm 0,2$
Температура масла двигателя, °С	Датчик ТСМ-0879-01	0...150	$\pm 0,5$
Температура охлаждающей жидкости, °С		0...150	$\pm 0,5$
Температура газового топлива, $t_G$ , °С		0...50	$\pm 0,5$
Температура дизельного топлива, $t_T$ , °С		0...50	$\pm 0,5$
Температура воздуха в боксе, $t_{окр}$ , °С	Психрометр МВ-4М	0...50	$\pm 0,5$
Относительная влажность атмосферного воздуха, $\phi_{окр}$ , %		0...100	$\pm 2,0$
Температура отработавших газов, °С	Термопара ХА 11/2П679 ПАК «Газодизель-Pro»	100...800	$\pm 2,5$
Давление масла в ГММ, $P_m$ , $\text{кгс/см}^2$ , (МПа)	Манометр МТП-160 ГОСТ 2405	0...5	$\pm 0,05$
Разрежение во впускном коллекторе, $\Delta P_{вс}$ , мм.вод.ст. (кПа)	U-образный манометр ГОСТ 9933	0...600	$\pm 1,0$
Давление отработавших газов в выпускном коллекторе, $P_G$ , мм.вод.ст. (кПа)		0...600	$\pm 1,0$
Давление картерных газов, $P_{к.г.}$ , мм.вод.ст. (кПа)		0...50	$\pm 1,0$
Угол, соответствующий началу впрыска топлива, $\phi_{впр}$ , град. ПКВ	Тензодатчик вибрации ПАК «MT Pro 4.1»	360	$\pm 1,0$
Давление газов в цилиндре, $P$ , МПа, ( $\text{кгс/см}^2$ )	Датчик давления PS100 ПАК «MT Pro 4.1»	0...15	$\pm 0,2$
Угол ПКВ, $\phi_{впр}$ , град. ПКВ	Фотодатчик ПАК «MT Pro 4.1»	360	$\pm 1,0$
Атмосферное давление, $V_{окр}$ , мм.рт.ст	Барометр-анероид БАММ-1	400...800	$\pm 2,0$

### 3.6. Оценка погрешности измерений

При проведении испытаний наземных транспортно-технологических машин большинство определяемых параметров и характеристик нельзя измерить непосредственно. Они рассчитываются по известным зависимостям от одной или нескольких первичных величин, определяемых прямыми измерениями.

Точность измерений определяется погрешностью измерения времени.

При максимальной частоте вращения коленчатого вала  $n_{\max} = 1800$  об/мин (двигатель СМД-18Н) время цикла  $t_{\text{ц}} = 0,064$  с.

При частоте опроса  $\nu = 10000$  Гц относительная погрешность измерения времени цикла  $\delta_{t_{\text{ц}}} = \frac{1}{t_{\text{ц}}} \cdot 100\% = 0,16\%$ . Относительная погрешность определения частоты вращения  $\delta_{\nu} = \delta_{t_{\text{ц}}} = 0,16\%$ , а относительная погрешность частоты вращения для 4-х тактного двигателя составит за два оборота коленчатого вала  $\delta_{\text{опт.}} = 2 \delta_{\nu} = 0,32\%$  [17].

Относительная погрешность определения крутящего момента двигателя согласно [45] составляет не более  $\pm 1,5\%$ .

Тогда относительная погрешность определения крутящего момента

$$\delta_{M_k} = \sqrt{\delta_{\text{опт.}}^2 + \delta_M^2} = \sqrt{0,32^2 + 1,5^2} = 1,53\%$$

Тогда относительная погрешность определения мощности

$$\delta_{N_e} = \sqrt{\delta_{M_k}^2 + \delta_{\nu}^2} = \sqrt{1,53^2 + 0,16^2} = 1,54\%$$

Рассмотрим пример метода подхода к оценке погрешностей результата опыта при испытаниях. Требуется определить ошибку в измерении часового расхода топлива двигателя при тормозных испытаниях, если расход топлива за опыт составил  $G_{\text{оп}} = 1,08$  кг, продолжительность опыта  $T_{\text{опт.}} = 245$  с и часовой расход топлива  $G_T = 16,0$  кг/ч

$$\frac{\Delta G_T}{G_T} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta T_{\text{опт.}}}{T_{\text{опт.}}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta G_{\text{опт.}}}{G_{\text{опт.}}}\right)^2}$$

Из этих формул видно, что ошибка измерения расхода топлива складывается из погрешности взвешивания и погрешности измерения продолжительности опыта.

Предельная погрешность взвешивания определяется порогом чувствительности весов, найденным опытным путем. Он составляет 5 г, т.е.  $\Delta G_{\text{опт.}} = \pm 5$  г. Как показывает опыт, случайные погрешности взвешивания прекращаются нечувствительностью весов.

Предельная погрешность измерения продолжительности опыта складывается из основной (несистематической инструментальной) погрешности секундомера и случайной погрешности вследствие несвоевременности включения и выключения секундомера.

Приведенная погрешность секундомера по данным поверки составляет  $\pm 5$  % или в абсолютном значении  $\pm (0,5 T_{\text{опт.}}/100)$  с. Погрешность несвоевременности включения и выключения секундомера по опытным данным составляет 0,4 с. [57, 74, 100].

Таким образом, абсолютная погрешность измерения продолжительности опыта равна  $\Delta T_{\text{опт.}} = \pm(0,005 \cdot T_{\text{опт.}} + 0,4)$  с.

Тогда относительная погрешность измерения часового расхода топлива двигателя составит  $\pm 1,123\%$ , а окончательная абсолютная погрешность часового расхода топлива для двигателя с оставит  $\pm 0,179$  кг/ч.

Заметим, что значения абсолютной предельной погрешности не зависят от режима опыта, и для повышения точности результатов, особенно на режимах реализации большой мощности, крутящего момента и часового расхода топлива, приходится удлинять опыт, увеличивая расходуемую за опыт порцию топлива. Для определения необходимой продолжительности опыта была оценена погрешность для нескольких режимов работы газодизеля.

Соответственно вероятные ошибки единичного измерения с малым числом повторений будут в три раза меньше, т.е. 0,374% и 0,059 кг/ч, что вполне приемлемо по требованиям точности результатов испытаний.

### **3.7. Выводы**

1. Разработана, изготовлена и отлажена автоматизированная экспериментальная установка с программным комплексом для исследования газодизельного двигателя. За основу экспериментальной установки взят обкаточно-тормозной стенд КИ-5543-ГОСНИТИ.

2. Работа экспериментальной установки основана на концепции нового диагностического метода, с широкими функциональными возможностями за счет расширения потенциала испытания ДВС в режиме «газодизель» и исследования факторов, влияющих на величину и стабильность впрыска оптимизированной величины запальной дозы дизельного топлива. Для этого установка оснащена системой питания природным газом, с комплектом оборудования, включающего баллоны для компримированного природного газа, анализатор состава и расходомер газа, заправочную, распределительную и контрольную аппаратуру.

3. Для автоматизации исследования газодизельных ДВС, включая изучение динамических характеристик топливных насосов высокого давления нами разработаны аппаратно-программный комплекс «Газодизель +», и Программный комплекс управления впрыском форсункой запальной дозы газодизеля которые осуществляют сбор технических параметров и характеристик, передачу данных на ЭВМ для их последующей обработки.

4. Результаты исследований, полученные программными комплексами в виде осциллограмм, обрабатывались при помощи программного комплекса «Дизель-РК», разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана и были им преобразованы в графики и диаграммы, которые

подлежали изучению и анализу и представлены в настоящей работе. Это позволило на надлежащем уровне подтвердить экспериментальными данными наши теоретические выкладки.

5. В результате проведённых исследований было подано 4 заявки и получены патенты на изобретения и свидетельства на две программы ЭВМ [90, 91, 92, 93, 95, 96].

## **4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВС ПРИ ГАЗОЗАМЕЩЕНИИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА**

### **4.1. Анализ действительного рабочего цикла газожидкостного двигателя**

Рабочий цикл двигателя с самовоспламенением, работающего на газе по газожидкостному процессу, характеризуется тем, что в цилиндре двигателя во время такта сжатия находится газоздушная смесь, а жидкое топливо вводится в цилиндр в конце такта сжатия и, самовоспламеняясь, поджигает смесь.

Газожидкостной цикл, обобщая частные случаи работы газового двигателя и двигателя жидкого топлива, характеризуется обычными зависимостями между его параметрами, однако вследствие использования двух видов топлива, совершенно различных по своим физическим свойствам, эти зависимости имеют некоторые особенности.

Сравнивая условия работы двигателя на жидком топливе и по газожидкостному процессу, остановимся на характеристике давления  $P_a$  и температуры  $T_a$  в конце пуска.

В связи с тем, что при работе на газе двигателю в период впуска необходимо преодолеть сопротивление газопровода, давление впуска при работе по газожидкостному процессу будет ниже, чем при работе на жидком топливе. Вследствие того, что температура горючей смеси вначале впуска будет выше температуры окружающего воздуха, а также в силу того, что остаточные газы будут отдавать теплоту меньшему весовому заряду топлива, повысится температура  $T_a$  в конце впуска.

В связи с изменением величин  $P_a$  и  $T_a$ , уменьшается и величина коэффициента наполнения  $\eta_v$ .

Газовая смесь, поступающая в цилиндр двигателя при работе по газожидкостному процессу, характеризуется значительным по величине коэффициентом избытка воздуха ( $\alpha_1=1,4\dots2,0$ ), определяющим допустимые границы повышения давления сгорания.

Установленная значительная величина  $\alpha_1$  предупреждает преждевременное самовоспламенение газовой смеси в цилиндре двигателя с высоким сжатием.

Величина политропы сжатия  $n_1$  для указанных выше пределов коэффициента избытка воздуха  $\alpha_1$  колеблется в пределах 1,36...1,38.

Общий коэффициент избытка воздуха  $\alpha_2$  обычно подсчитывается и зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha_1$ , имевшегося до впрыска. запального топлива, и от теоретически необходимого количества воздуха для сжигания газа и введенного жидкого топлива.

Скорость горения зависит от качества смесеобразования, температуры и свойств компонентов, входящих в состав газа, и возрастает с увеличением температуры очага горения.

Наличие в составе газа углеводородных соединений будет содействовать увеличению скорости горения рабочей смеси.

При небольшом количестве подаваемого жидкого запального топлива скорость горения в камере будет определяться только скоростью горения газовых компонентов.

Повышение теплового состояния двигателя с ростом нагрузки будет способствовать повышению скорости горения газовой смеси. При полных нагрузках скорость горения будет максимальной.

На характер протекания горения жидкого топлива и газа оказывает существенное влияние величина задержки самовоспламенения.

Многими экспериментальными работами установлено, что при равных степенях сжатия задержка самовоспламенения жидкого топлива в смеси газа с воздухом больше, чем при самовоспламенении жидкого топлива в воздухе.

Весьма важным элементом рабочего процесса газожидкостного двигателя является величина угла  $\varphi$  впрыска жидкого запального топлива. Экспериментальный материал, подтверждая наличие значительной задержки самовоспламенения при впрыскивании топлива не в среду чистого воздуха, а в газоздушную смесь, в то же время не дает возможности заранее установить величину  $\varphi$  для разного типа двигателей [11, 15, 110].

Однако с достоверностью можно сказать, что в общем виде величина  $\varphi$  обуславливается величиной степени сжатия, частотой вращения двигателя, допустимым давлением сгорания и коэффициентом избытка воздуха.

Практически величину угла опережения впрыска для каждого типа двигателя следует подбирать экспериментально, имея в виду, что наиболее благоприятная величина  $\varphi$  должна соответствовать наибольшей мощности и экономичности двигателя при умеренных давлениях вспышки.

Повышение мощности двигателей, работающих на газе, может быть достигнуто путем увеличения степени сжатия, теплотворности горючей смеси, коэффициента наполнения и литража двигателя.

Одним из эффективных способов повышения мощности двигателя и его экономичности является увеличение степени сжатия. Однако для дизелей, конвертируемых в газодизели, степень сжатия находится в пределах 14...18, что намного выше, чем у газовых, где она не превышает 10.

Что касается теплотворности горючей смеси, то наиболее благоприятные условия для ее повышения - в двигателях, работающих по газожидкостному процессу.

На рис. 6 приведены данные, показывающие влияние доли запального жидкого топлива на теплотворность горючей смеси при различных значениях суммарного коэффициента избытка воздуха  $\alpha_r$ . Этот график дает возможность определить условия, при которых горючая смесь, состоящая из газового и жидкого топлива с воздухом, обеспечивает ту теплотворность смеси, которая может быть заранее задана. Как очевидно из рисунка 4.1, с

увеличением коэффициента избытка воздуха  $\alpha_r$  теплотворность горючей смеси заметно снижается при одинаковой доле запального топлива.

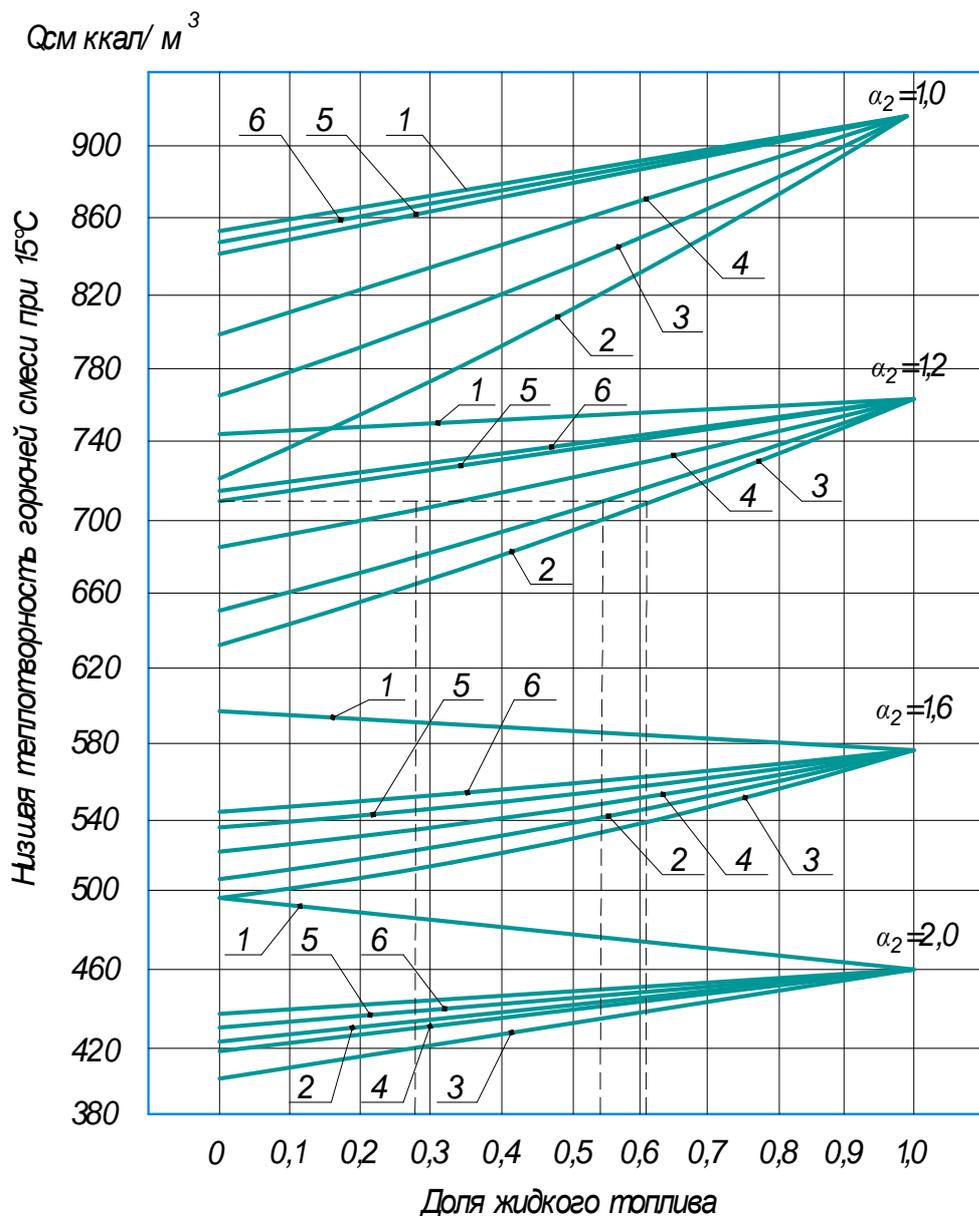


Рисунок 4.1. График зависимости теплотворности горючих смесей при работе на смеси двух видов топлива

1 – окись углерода; 2 – водород; 3 – метан; 4 – этан; 5 – пропан; 6 – бутан

Что касается увеличения запальной дозы жидкого топлива, то это приводит к росту теплотворности горючей смеси.

При переводе двигателя с самовоспламенением на газожидкостной цикл требуются лишь некоторые конструктивные изменения в регуляторе

насоса высокого давления с целью подачи в цилиндры двигателя жидкого запального топлива.

Постоянство теплотворности топлива при возможных колебаниях состава газа сохраняется путем автоматического изменения расхода жидкого запального топлива, чем обеспечивается и постоянство мощности, развиваемой двигателем.

Повышение коэффициента наполнения двигателя может быть осуществлено:

- понижением температуры смеси;
- уменьшением сопротивления впускного тракта системы питания;
- увеличением времени открытия и высоты подъема клапанов;
- применением поддува газовой смеси.

Насколько велико значение предварительного охлаждения горючей смеси, видно на рис. 4.2, где приведена графическая зависимость мощности двигателя от температуры газа перед впускным коллектором. Линия *a* - температура воздуха дизельного двигателя, а линия *b* - линия газовой смеси газодизельного двигателя.

На графике видно, что повышение температуры газа от 20 до 70 °С снижает мощность двигателя на 25%.

С другой стороны, увеличение температуры газа приводит к снижению периода задержки самовоспламенения, что

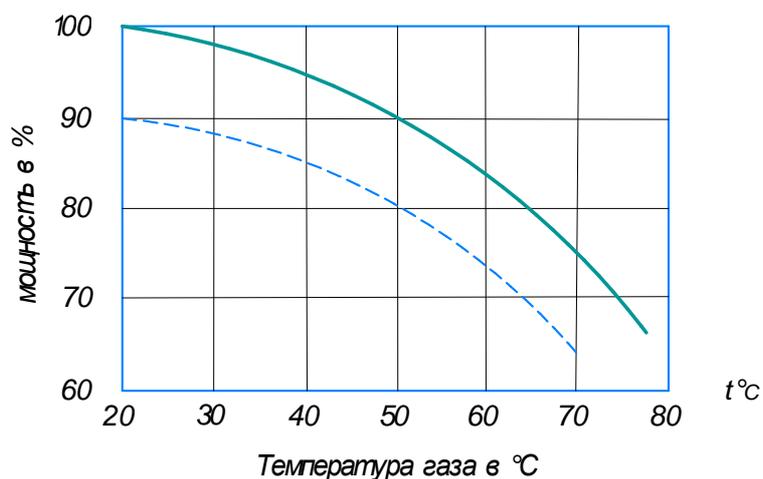


Рисунок 4.2. Зависимость мощности двигателя от температуры газа перед впускным коллектором

— дизель; - - - газодизель

в конечном итоге также способствует повышению мощности двигателя. Следовательно, необходимо найти оптимум с учетом указанных факторов.

Для уменьшения сопротивления, оказываемого газовой смесью, необходимо, чтобы каналы впускного трубопровода имели достаточные сечения и были выполнены без резких перегибов.

Верхнее расположение клапанов системы газораспределения способствует увеличению сечения впускного трубопровода.

Наиболее действенным способом повышения среднего эффективного давления является, поддув двигателя. В этом случае повышения мощности двигателя достигается увеличение удельного веса (плотности) газовой смеси посредством нагнетания.

Исследования на данной установке показали минимальное падение мощности в двигателях на газе с присадкой жидкого топлива на всех числах оборотов на 10...12%, в сравнении с двигателем, работающим на жидком топливе. Сравнительная характеристика работы двигателя на жидком топливе и газодизеля, представленная на рисунке 2.10, свидетельствуют о том, что работа двигателя по газодизельному циклу дает более низкие результаты, это хорошо коррелируется с рисунком 4.2 подтверждающего влияние температуры газа на мощность двигателя. Такая связь свидетельствует о более низкой теплотворной способности газа по сравнению с дизельным топливом, что приводит к работе с достаточно высоким коэффициентом избытка воздуха, а это, в свою очередь, приводит к снижению теплотворности рабочей смеси, уменьшению скорости сгорания и, тем самым, к снижению мощности двигателя, что наглядно показывает сравнительная характеристика работы двигателя на жидком топливе и газодизеля (рис. 2.11).

## 4.2. Исследования влияния доли замещения газом дизельного топлива

В ходе предварительных исследований газодизельного рабочего цикла [11, 14, 15] было выявлено существенное в сравнении с дизельным циклом увеличение показателей тепломеханической нагруженности. Изучение индикаторных диаграмм газодизеля позволило выявить значения показателей, характеризующих кинетику выгорания двухкомпонентного топлива. Полученные в процессе исследования данные позволяют произвести моделирование рабочего цикла при различных соотношениях жидкого и газового топлива, а также оценить влияние относительной величины запальной порции на его показатели.

Был изучен рабочий цикл газодизеля СМД-18Н на предмет влияния величины запальной порции жидкого топлива на показатели рабочего цикла газодизеля (рис. 4.3) для режима номинальной частоты вращения  $n = 1800$  об/мин и мощности  $N_e = 60$  кВт, что соответствует среднему индикаторному давлению  $P_i = 7,88$  МПа и углу опережения воспламенения запального топлива  $26,5$  град ПКВ [30, 61, 107, 110, 142]. Диапазон изменения относительной величины запальной порции топлива - от 30% (впрыска дизельного топлива) до 5%, ниже данных показателей воспламенение горючей смеси невозможно. Достижение максимального давления газов в цилиндре (предельное максимальное давление газов в цилиндре исследуемого газодизеля в 10 МПа) ограничено возможностями контрольно-измерительной аппаратуры и безопасностью проводимого эксперимента.

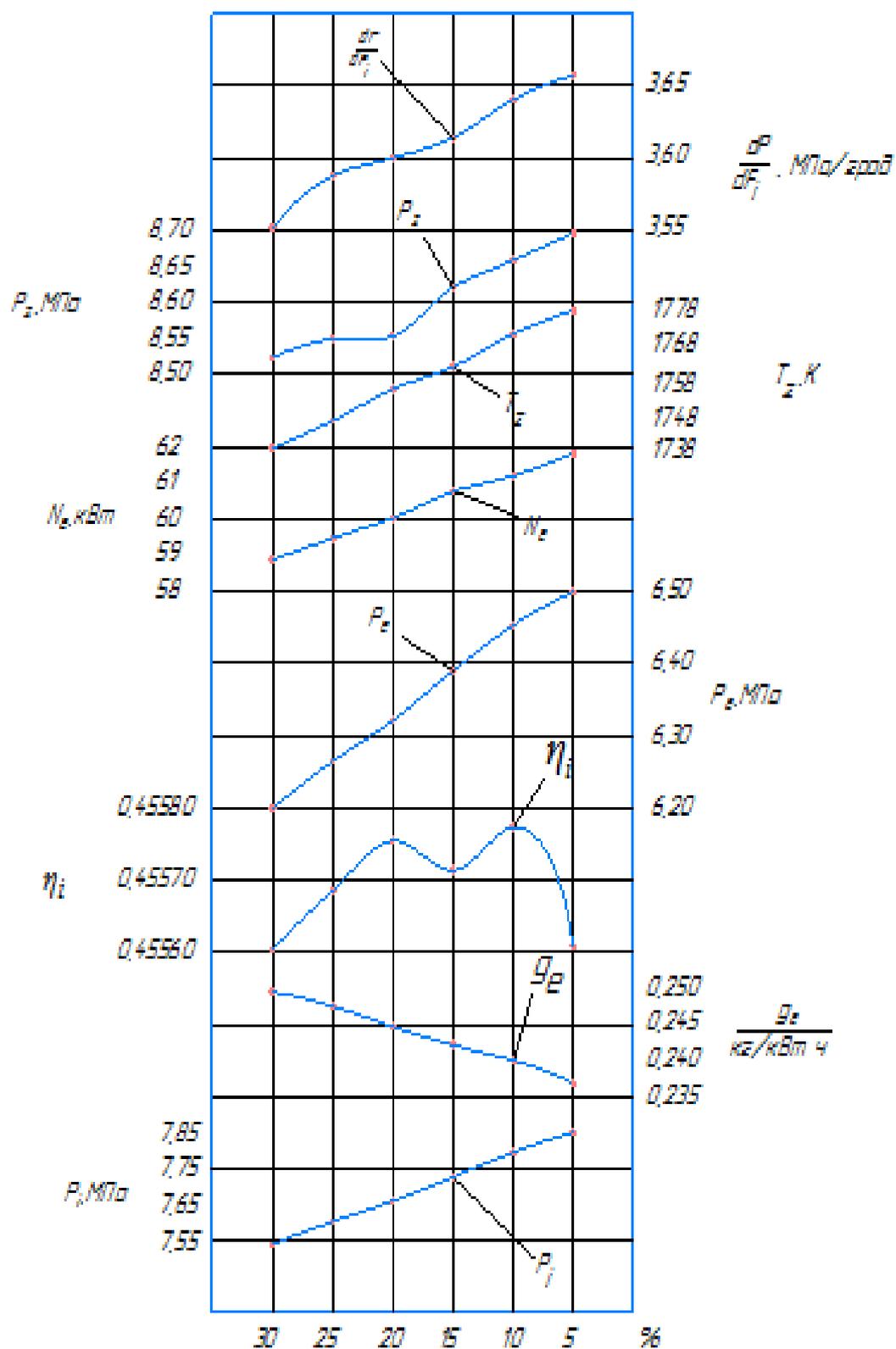


Рисунок 4.3. Влияние доли замещения газом дизельного топлива

В результате анализа результатов синтеза было выявлено, что рост доли газового топлива сопровождается значительным ростом максимального

давления газов в цилиндре  $P_z$  и его нарастанием  $dP/dF_i$ , а также повышением максимальной температуры цикла  $T_z$ . В то же время наблюдается некоторое улучшение показателей мощности и экономичности, которые характеризуются средним индикаторным давлением  $P_i$  и удельным эффективным расходом топлива  $g_e$ .

Подобное изменение показателей рабочего цикла можно объяснить интенсивным сокращением продолжительности процесса и его высокой динамикой. Анализ литературных источников [77, 79, 83, 101, 107, 110, 117, 123, 126] также доказывает, что добиться максимально благоприятных динамических показателей рабочего цикла помогают мероприятия, направленные на сдвиг начала процесса сгорания ближе к ВМТ, снижение уровня предварительного сжатия свежего заряда, увеличение продолжительности процесса сгорания. Все это достигается снижением степени сжатия, уменьшением угла опережения подачи запального топлива, а также применением распылителей с меньшим количеством сопловых отверстий.

Тем не менее цель исследования – сохранение оптимальных параметров работы двигателя как в газодизельном, так и в дизельном режиме.

Результаты данных исследований приведены в последующих разделах.

Анализ изменения критериев управляемости процесса сгорания показывает, что увеличение доли газового топлива сопровождается интенсивным усилением на поршень от газовых сил  $F_{max}$ , что при неправильной настройке двигателя несомненно приведет к усиленному износу цилиндро-поршневой группы двигателя [135, 141].

Также увеличение доли газового топлива ведет к увеличению периода задержки воспламенения горючей смеси в цилиндре двигателя. Это явление объясняется ростом давления при подходе поршня к ВМТ. Однако при этом

возрастает период догорания, что приводит в конечном итоге к снижению мощностных и экономических показателей двигателя [11].

Увеличение доли газового топлива приводит к сдвиганию угла начала сгорания к ВМТ, что приводит к более жесткому характеру процесса сгорания в начальном и основном периодах процесса.

Рассмотрение комплексных критериев – механической и тепловой нагруженности, усилия на поршень, периода задержки воспламенения и начала сгорания и др., показывает, что при замещении жидкого топлива газовым, в сравнении с дизельным процессом, обеспечивается повышение степени управляемости процессом сгорания.

#### **4.3. Исследование факторов, влияющих на характеристики дизельного двигателя при работе на КПГ**

Проведенные исследования показали, что для уменьшения величины запальной дозы дизельного топлива и оптимизации сгорания двухтопливной смеси необходимо было установить порог минимальной запальной дозы дизельного топлива, обеспечивающий надежное воспламенение газозудной смеси в цилиндрах и устойчивую работу двигателя на всех эксплуатационных режимах.

Чтобы понять, какие элементы топливной аппаратуры высокого давления (ТНВД) влияют на стабильность ее работы, рассмотрим некоторые факторы, влияющие на установку минимальной запальной дозы топлива газодизельного двигателя.

Многие эксплуатационщики считают, что насосная секция ТНВД при активном ходе плунжера поднимает давление топлива во всем объеме линии нагнетания. Когда величина усилия от давления топлива на дифференциальную площадку иглы распылителя превышает силу предварительного сжатия пружины форсунки, игла приподнимается, и

начинается впрыск топлива. По мере снижения давления топлива в линии нагнетания, в результате открытия плунжером перепускного окна втулки и истечения топлива через сопла, уменьшается усилие от воздействия топлива на иглу, и она под действием пружины начинает перемещаться к запорному конусу. При этом они предполагают, что на всех стадиях движения иглы распылителя существует равновесие сил, действующих на иглу, то есть усилие от давления топлива уравнивается силой от воздействия пружины форсунки. Такие процессы действительно имеют место, но только при проверке форсунок на ручном приборе, когда топливо закачивают в линию нагнетания медленным перемещением рычага насосного элемента.

При работе насосной секции на дизеле дело обстоит иначе. Плунжер при активном ходе дает начало двум процессам: перетеканию топлива по линии нагнетания в результате выталкивания топлива плунжером и формированию импульса волны давления в результате сжатия топлива плунжером. Сжатие топлива происходит не во всем объеме линии нагнетания, а только в объеме, непосредственно примыкающем к надплунжерному пространству. Формирование импульса и процесс его перемещения по топливопроводу подобны волне по длинному, туго натянутому шнуру. Если шнур резко поколебать рукой с одного конца, то к другому его концу начинает перемещаться волна. Роль руки в варианте топливной аппаратуры играет плунжер, роль шнура - столбик топлива, заключенный в линии нагнетания.

Перетекание топлива происходит со скоростью 100...120 м/с, а перемещение импульса — со скоростью звука в среде топлива, примерно 1200 м/с. Имея скорость на порядок выше, импульс быстрее достигает форсунки и под его воздействием срабатывает распылитель. Получается, что давление в полости распылителя возрастает не от того, что туда добавилось топливо, закаченное плунжером, а от того, что к нему подошел импульс волны давления. Скорость распространения импульса колеблется в

зависимости от давления топлива в линии нагнетания между очередными активными ходами плунжера. Если в топливопроводе между впрысками возникают пузырьки воздуха или паров топлива, то есть нарушается сплошность потока топлива, то скорость распространения импульса волны давления снижается вдвое (до 500...600 м/с) [22].

Поэтому при разработке новых систем впрыска топлива требуется всестороннее исследование гидродинамических процессов в этих системах. Одним из наиболее сложных и наименее исследованных явлений, происходящих в дизельных топливовпрыскивающих системах, является процесс разрыва сплошности жидкого топлива с образованием двухфазной газожидкостной среды. Двухфазная среда почти на всех режимах работы образуется во всех полостях и в трубопроводе высокого давления, существует достаточно продолжительное время и оказывает ощутимое влияние на протекание гидродинамических процессов в системе, а значит, и на характеристики впрыска топлива. Без изучения и учета особенностей этого процесса невозможно эффективно управлять характеристиками впрыска.

На основе исследований к.т.н З.Х. Керимова проведённых в Азербайджанском техническом университете, можно судить о характере колебаний в системе высокого давления, представленной на пространственно-временной диаграмме распространения волн по трубопроводу (рис. 4.4) [62].

После завершения основного периода впрыска топлива и закрытия нагнетательного клапана насоса и клапана форсунки столб жидкой или газожидкостной среды в трубопроводе высокого давления совершает свободное колебательное движение. В некоторых случаях это колебательное движение может привести к дополнительным, неуправляемым впрыскам топлива – подвпрыскам, что недопустимо.

На диаграмме волн давлений наблюдаются небольшие, уменьшающиеся со временем, периодические пики давления при максимумах, а при минимумах – прямолинейные участки.

Это характерно для двухфазной среды, так как даже при очень глубоких разрежениях, давление в трубопроводе, за счет быстрого выделения из жидкости воздуха, обычно не падает ниже  $0,04 \div 0,05$  МПа. Растворение же воздуха происходит медленнее, и поэтому при поступлении массы среды давление поднимается значительно.

Как показали исследования, важным фактором при регулировке и установке запальной дозы на топливной аппаратуре является длина трубопроводов высокого давления. Если при регулировке ТНВД дизельного двигателя этим фактором можно пренебречь, то для газодизеля он является ключевым. При изменении длины трубопровода резко изменяются нормы впрыска топлива, особенно это сказывается при работе с минимальными дозами впрыска. Результаты испытаний приведены на рисунке 4.5.

Анализ графика на рисунке 4.5 показывает, что при нулевой длине трубопровода норма впрыска нарушается, а при ограничении ее до 50% полностью прекращается впрыск. Связано это с отсутствием топлива во всем объеме линии, топливо находится только в надплунжерном пространстве. Этот факт не позволяет создать импульс, необходимый для поднятия иглы форсунки.

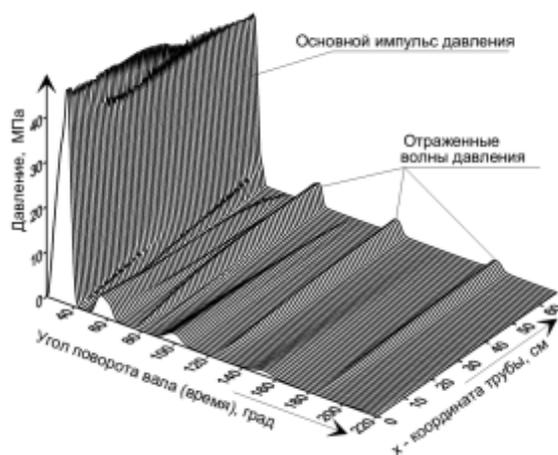


Рисунок 4.4. Пространственно-временная диаграмма распространения волн давления по трубопроводу

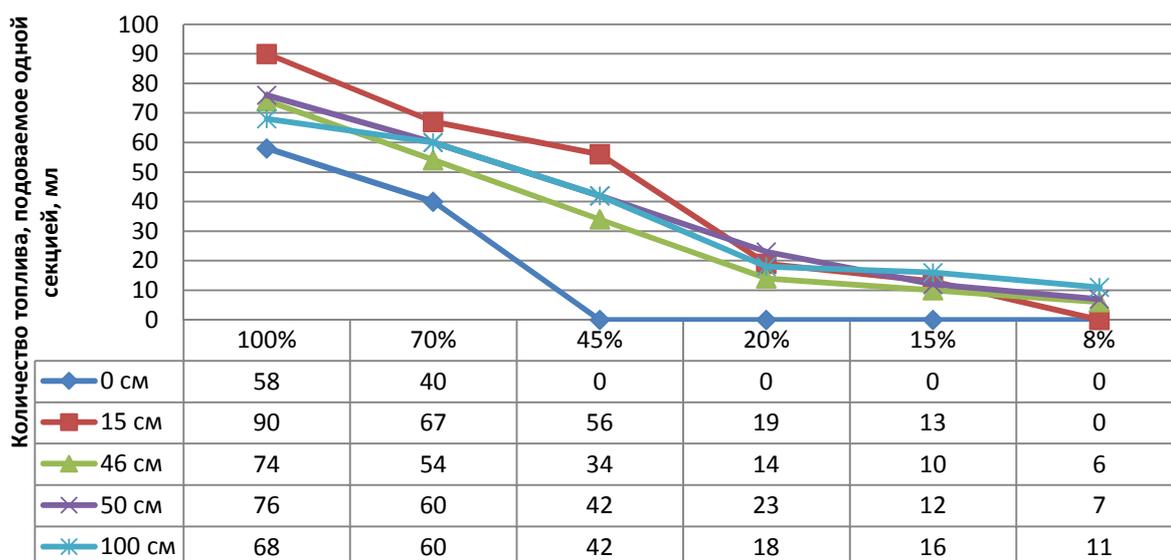


Рисунок 4.5. Зависимость изменения количества запальной дозы от длины трубопровода высокого давления

При длине линии в 15 см норма впрыска секцией увеличивается с 74 до 90 мл. А при попытке достичь минимальной дозы впрыска в 8% от нормы впрыск прекращается из-за отсутствия импульса.

При стандартной длине трубопровода, равной 46 см, график впрыска представляет собой прямую и что позволяет снизить запальную дозу впрыска дизельного топлива до 8 % от нормы.

График для трубопровода высокого давления длиной в 50 см имеет несколько большие показатели по норме впрыска, но в целом схож с графиком трубопровода стандартной длины.

При длине трубопровода 100 см нарушаются нормы впрыска топлива, что завышает минимальную запальную дозу впрыска.

Проанализировав полученные данные, можно заключить, что при увеличении длины трубопровода высокого давления увеличивается и норма впрыска дизельного топлива. Возникает необходимость в регулировке ТНВД (для газодизеля) на регулировочном стенде, используя трубопроводы той же длины, что установленные на двигателе.

Еще одним фактором изменения количества запальной дозы является изменение температуры дизельного топлива и условий работы насоса, влияющие прежде всего на физические свойства топлива: вязкость, плотность, или удельную массу, и коэффициент сжимаемости. Так плотность дизельного топлива связана с температурой: при повышении температуры топлива от 20 до 80 °С плотность уменьшается на 5...6%, с уменьшением плотности уменьшается и масса топлива, подаваемого в цилиндр двигателя [22].

В ходе исследований выявлен важный момент при регулировке и установке запальной дозы на топливной аппаратуре — это длина трубопроводов высокого давления. Если при регулировке ТНВД дизельного двигателя этим фактором можно пренебречь, то для газодизеля он является ключевым. При изменении длины трубопровода резко изменяются нормы впрыска топлива, особенно это сказывается при работе с минимальными дозами впрыска [49].

Полученные данные показывают, что при увеличении длины трубопровода высокого давления увеличивается и норма впрыска дизельного топлива. Возникает необходимость в регулировке ТНВД (для газодизеля) на данной установке с использованием трубопроводов той же длины, что установленные на двигателе.

Следовательно, в результате исследования газодизеля мы получили объективные данные эксперимента ввиду стабильной подачи каждой секцией насоса.

#### **4.4. Исследование периода задержки воспламенения рабочей смеси в цилиндре двигателя**

В газодизелях подача газа осуществляется во впускной трубопровод, где он успевает образовать до момента воспламенения гомогенную смесь с

воздухом и с остаточными газами, что позволяет полностью использовать воздушный заряд. Дизельное топливо, впрыснутое непосредственно перед воспламенением и в процессе горения образует гетерогенную смесь. Определенная доля газа ухудшает условия самовоспламенения дизельного топлива. В результате приведенных факторов возрастает период задержки самовоспламенения. Продолжительность этого периода в значительной мере определяет скорость нарастания давления при сгорании обоих видов топлива, т.е. плавность работы двигателя.

Попытки теоретического расчета периода задержки воспламенения как функции температуры, давления и энергии активации представляются в основном показательными функциями. Основное влияние оказывает теплонапряженность двигателя.

Профессор А.И. Толстов, основываясь на анализе индикаторных диаграмм одиннадцати различных быстроходных двигателей с самовоспламенением [119], предложил общую формулу для определения задержки воспламенения  $\delta$  в зависимости от давления и температуры воздуха, частоты вращения двигателя и свойств топлива:

$$\delta = \beta_0 \left( \frac{T}{P} \right)^m \cdot (1 - k \cdot n) \cdot e^{E/RT}, \quad (4.1)$$

где  $P, T$  – среднее давление и температура воздуха за период  $\delta$ ,

$n$  – частота вращения двигателя;

$E$  – энергия активации;

$R$  – газовая постоянная;

$m, k$ , и  $\beta_0$  – опытные коэффициенты.

Используя данное выражение, мы произвели теоретический расчет периода задержки воспламенения в конвертируемом дизеле серии СМД.

В результате теоретических исследований получен ряд кривых, представляющих показательные функции зависимости периода задержки

воспламенения от температуры свежего заряда воздуха для разных углов момента опережения впрыска (рис.4.6).

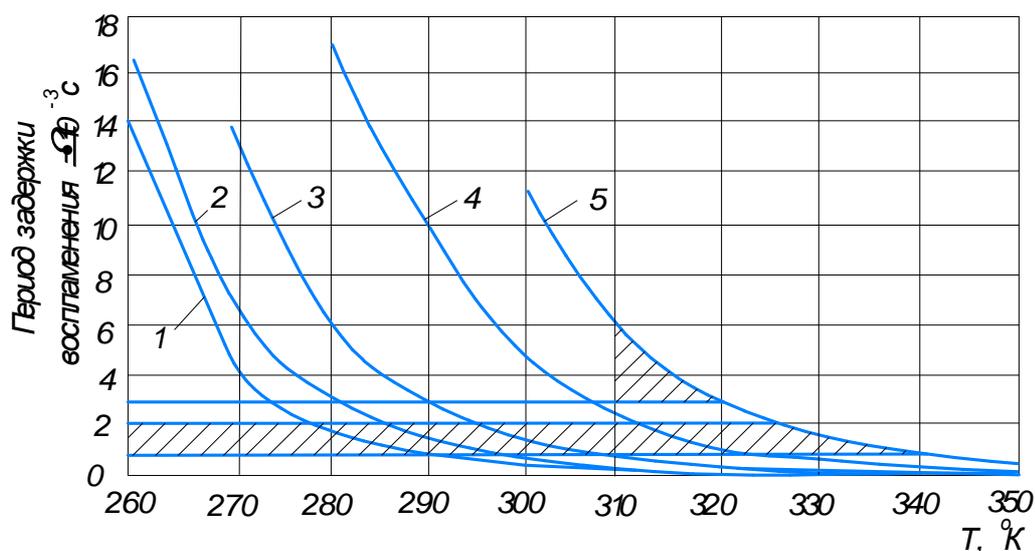


Рисунок 4.6. Зависимость периода задержки воспламенения от температуры свежего заряда

1 – угол опережения впрыска  $22^{\circ}$ ; 2 - угол опережения впрыска  $23,5^{\circ}$ ; 3 - угол опережения впрыска  $25^{\circ}$ ; 4 - угол опережения впрыска  $26,5^{\circ}$ ; 5 - угол опережения впрыска  $28^{\circ}$

На интенсивность крутизны кривых влияют как угол опережения впрыска  $\phi$ , так и температура свежего заряда  $T'_0$ .

Диапазон периода задержки воспламенения для быстроходных двигателей, к которым относятся и тракторные дизели, по данным профессора О.И. Вырубова [29], составляет  $0,5...2 \cdot 10^{-3}$  секунд. На полученных теоретических кривых на рисунке 4.6 этот диапазон отмечен заштрихованной поверхностью. Диапазон характеризуется наибольшей крутизной кривых, что свидетельствует о быстром переходе от почти стабильного значения периода задержки воспламенения  $\delta$  к нестабильному (резко меняющемуся). Решающую роль в таком резком переходе в указанных зонах играет температура свежего заряда, а каждому моменту опережения впрыска свои температурные пределы.

В зоне высоких температур момент впрыска топлива оказывает незначительное влияние на период задержки воспламенения и для значения

углов впрыска  $22^\circ$ ,  $23,5^\circ$  и  $25^\circ$  величина  $\delta$  весьма незначительна. По мере увеличения угла впрыска ( $23,5^\circ$ ,  $25^\circ$ , и т. д.) начинает возрастать значение  $\delta$  даже в зоне высоких температур.

В области низких температур свежего заряда период задержки воспламенения растет стремительно и быстро может достичь момента, когда дизельное топливо не будет воспламеняться.

Для рассчитываемого двигателя СМД-18Н рекомендуемый заводом изготовителем момент начала подачи топлива находится в пределах  $25^\circ \dots 27^\circ$  поворота коленчатого вала двигателя до прихода поршня в ВМТ. Период задержки воспламенения для  $310^\circ\text{C}$  уже приближается к верхнему пределу  $2 \cdot 10^{-3}$  сек., характерному для быстроходных двигателей, а при  $350^\circ\text{C}$  – к нижнему пределу  $0,5 \cdot 10^{-3}$  сек. Выход за верхний предел приведет к большой задержке периода воспламенения и, как результат, к жесткой работе двигателя, а выход за нижний предел – увеличит давление вспышки.

Поэтому температура свежего заряда двигателя оказывает решающее влияние на процесс сгорания топлива и, соответственно, не только на мощностные и экономические показатели работы двигателя, но также и на прочностные его параметры.

С уменьшением угла опережения впрыска период задержки самовоспламенения уменьшается. Кривые, соответствующие углу впрыска  $22^\circ$ ,  $23,5^\circ$  и  $25^\circ$ , расположенные на графике под одним и тем же значением  $\delta$ , располагаются левее, т. е. в зоне более низких температур.

Более позднему углу впрыска соответствует меньший период задержки самовоспламенения при одном и том же значении температуры свежего заряда.

Такое явление объясняется ростом давления при подходе поршня к ВМТ. Однако при слишком малом значении угла опережения впрыска возрастает период догорания, что приводит в конечном итоге к снижению мощностных и экономических показателей двигателя.

В двигателях с газодизельным процессом небольшая доля дизельного топлива 10...15% от общего заряда всего топлива впрыскивается за короткий промежуток времени (отсечка в плунжерной паре ускоряется), что позволяет уменьшить угол опережения впрыска. В этот период температура и давление высокие, а малое количество топлива успевает воспламениться и сгореть полностью. Таким образом, I фаза (период задержки воспламенения) сокращается и в цилиндр двигателя поступает все дизельное топливо. Во II фазе (период нарастания давления) сгорает все дизельное топливо и от него воспламеняется газ, температура воспламенения которого в 2...2,2 раза выше, чем у дизельного топлива. Наличие многих очагов горения и предварительная подготовка молекул газа к реакции способствует тому, что процесс сгорания происходит полностью во II фазе и горение в III фазе (догорание) должно практически отсутствовать. Сгорание всего топлива во II фазе может привести к увеличению максимального давления вспышки и, как результат, к жесткой работе двигателя [11, 142].

Повышение температуры и давления в начале II фазы способствует ускорению теплообменных процессов, интенсификации химических реакций и совместно приводит к сокращению подготовки частиц газа к быстрому вовлечению его в процесс сгорания.

Для газа период задержки воспламенения совпадает со II фазой сгорания дизельного топлива. Реальную картину влияния данного явления на весь процесс сгорания может прояснить только индикаторная диаграмма, снятая опытным путем (приложение 5).

Показатели индикаторной диаграммы, полученные с помощью ПАК «MT Pro 4.1» и обработанные на ПАК «Дизель-РК» [69, 104] полностью подтвердили наши выводы.

Для исследуемого двигателя СМД-18Н момент начала впрыска топлива около 27° поворота коленчатого вала двигателя до прихода поршня в ВМТ. Это наглядно подтверждает, что температура свежего заряда который

характеризуется количеством теплоты, выделяемой при сгорании топлива в цилиндрах газодизеля, оказывает решающее влияние на процесс его сгорания и, соответственно, на мощностные и экономические показатели работы двигателя, что позволяет снизить расход дорогого дизельного топлива и обеспечить в максимальной степени его замещение более дешевым природным газом.

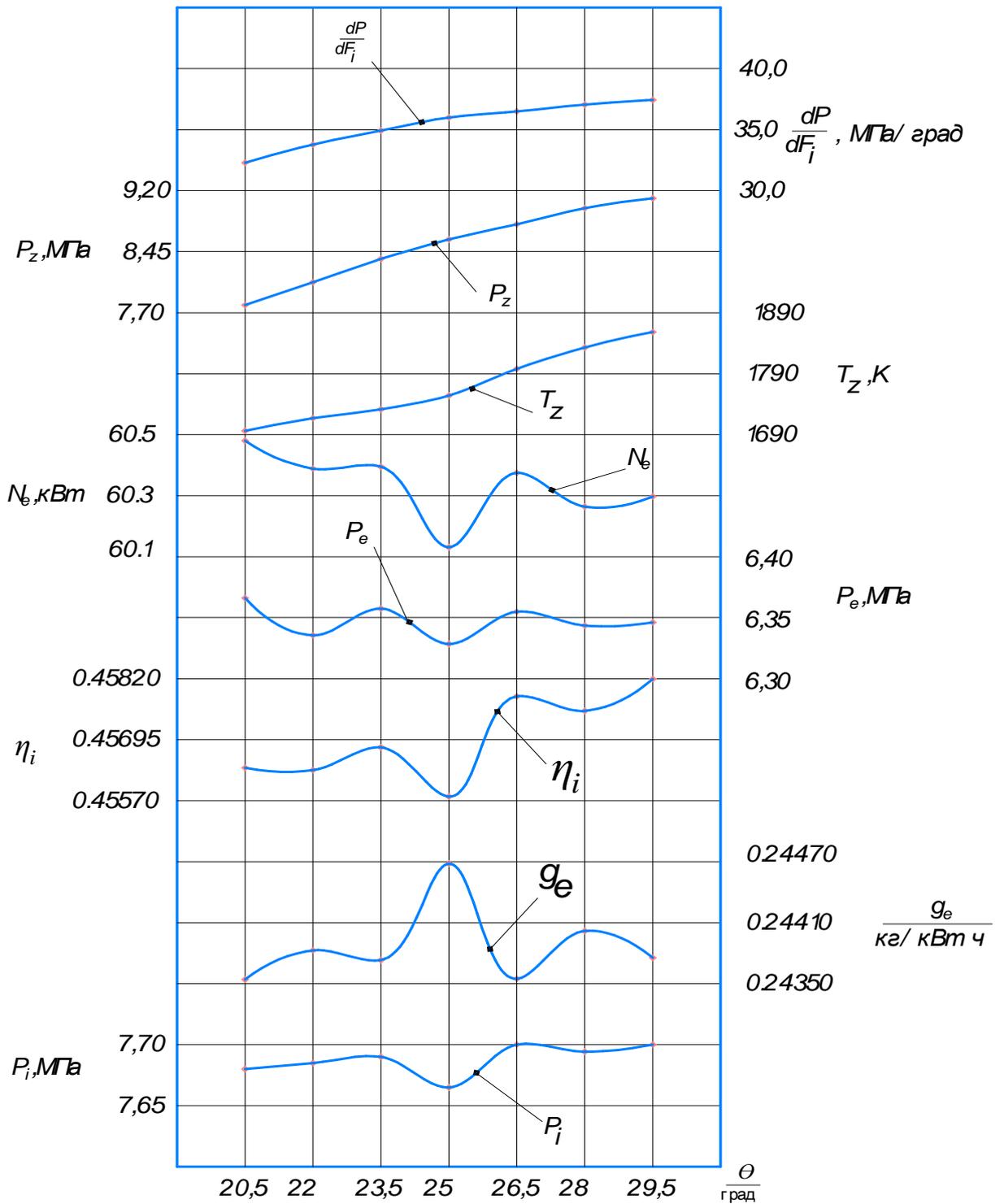
#### **4.5. Влияние угла опережения подачи запальной дозы дизельного топлива**

Для определения оптимальной величины угла опережения впрыска были проведены исследования изменения основных показателей работы ДВС в отношении угла опережения в диапазоне 20,5 и 29,5.

Результаты представлены на рис. 4.7

Оценка была выполнена для режима номинальной частоты вращения  $n = 1800$  об/мин при подаче двухкомпонентного топлива и относительной величине запальной порции топлива 12% от оптимальной величины.

Начальным вариантом выступил синтез рабочего цикла, выполненный в процессе исследования влияния оптимальной величины запальной порции топлива на показатели рабочего цикла. Угол опережения впрыска запальной порции дизельного топлива при указанном соотношении газового и жидкого топлива составил 26,5 град. ПКВ. Синтезирован интервал изменения угла опережения впрыска от 20,5 до 29,5 град. ПКВ. В процессе выбора исходных данных для синтеза при угле опережения подачи запальной дозы дизельного топлива, отличном от исходного значения 26,5 град. ПКВ, были учтены рекомендации, данные в работах [9, 15, 27, 51, 110, 139, 140].



Влияние угла опережения подачи запальной дозы

Рисунок 4.7. Влияние угла опережения подачи запальной дозы дизельного топлива на основные показатели работы ДВС

Анализ результатов дает возможность сделать некоторые выводы. Так, изменение угла опережения воспламенения в меньшую сторону позволяет добиться снижения показателей тепломеханической нагруженности  $P_z$ ,

$dP/dF_i$ ,  $T_z$ . Топливная экономичность, которая характеризуется величиной удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , а также мощность  $N_e$ , которая характеризуется средним индикаторным давлением  $P_i$ , индикаторным КПД, имеют наилучшие значения при угле начала впрыска 26,5 град. ПКВ. Результаты синтеза согласуются с полученными ранее в работах [28, 71, 73, 84, 86, 110, 128] и подтверждаются результатами экспериментальных исследований (рис. 4.7, приложение 5).

Анализ критериев управляемости процесса сгорания позволяет сделать следующие выводы.

При угле опережения впрыска топлива в 26,5 град ПКВ наблюдается оптимальная величина  $P_i$  и минимальный удельный расход топлива, что является показателем экономичности процесса. Это же подтверждается установившимся индикаторным КПД при максимальной эффективной мощности.

Остальные показатели ( $P_z$ ,  $T_z$ ,  $dP/dF_i$ ) имеют тенденцию к повышению, но это не влияет на работу двигателя.

Следует отметить и тот факт, что величина 26,5 град. ПКВ определена заводом изготовителем. Таким образом, достигается эксплуатационный эффект газодизельного ДВС без конструктивных изменений в двигателе и его топливной системе.

#### **4.6. Выводы**

1. Проведены сравнительные исследования дизельного двигателя в режиме газодизеля и дизельном режиме. Исследования показали, что энергетические, мощностные и топливные показатели в основном соответствуют параметрам базового двигателя или по отдельным показателям имеет место некоторое снижение.

2. Установлено, что при газодизельном и дизельном рабочем цикле теплотворность горючих смесей не меняется в широких пределах, а имеет

место некоторое снижение температуры заряда при подаче газозвушной смеси (коэффициент  $\alpha=1,6$  при сравнении с чистым воздухом: коэффициент  $\alpha=1,8...2,2$ ). Имеет место некоторое повышение температуры газа при прохождении его через редуктор высокого давления, связанного с системой охлаждения, рабочая температура которой составляет  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что характеризует идентичность температуры свежего заряда.

3. Сравнительные характеристики работы двигателя на жидком топливе и газодизельном режиме показали, что мощность падает не более чем на  $10...12\%$  по сравнению с жидким топливом. Более высокий коэффициент избытка воздуха при работе в газодизеле приводит к некоторому снижению теплотворности рабочей смеси и уменьшению скорости сгорания, этим подтверждается  $10\%$  снижение мощности двигателя.

4. Исследования показали, что важным фактором при определении запальной дозы на топливной аппаратуре является длина трубопровода высокого давления, которая важна при работе в газодизельном режиме ввиду минимизации запальной дозы. При длине трубопровода  $46\text{ см}$  в результате исследования газодизеля мы получаем объективные данные эксперимента ввиду стабильной подачи каждой секцией.

5. Установлено, что температура свежего заряда который характеризуется количеством теплоты, выделяемой при горении топлива в цилиндрах газодизеля, оказывает решающее влияние на процесс его сгорания и, соответственно, на мощностные и экономические показатели работы двигателя, что позволяет снизить расход дорогого дизельного топлива и обеспечить в максимальной степени его замещение более дешевым природным газом.

6. Исследованиями подтверждена величина начала впрыска топлива в  $26,5\text{ град. ПКВ}$ , которая установлена заводом-изготовителем, таким образом достигается эксплуатационный эффект газодизельного ДВС без конструктивных изменений в двигателе и его топливной системе.

## **5. ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВС**

Результаты, полученные в ходе проведенного экспериментального исследования, дали возможность выявить отличия показателей газодизельного и дизельного рабочих циклов. Изучение регулировочной характеристики по относительной величине запальной порции топлива показало, что рост доли газового топлива сопровождается значительным скачком показателей тепломеханической нагруженности газодизеля. Нагрузочные характеристики ясно показывают степень влияния нагрузки на параметры рабочего цикла, а именно: увеличение мощности, сопровождающееся опережающим ростом показателей тепломеханической нагруженности в газодизельном режиме, в сравнении с дизельным при улучшении показателей топливной экономичности. Испытания газодизеля в момент его работы на предмет внешней скоростной характеристики, в том числе регуляторной ветви, подтвердили работоспособность топливоподающей системы.

### **5.1. Оценка безопасности применения компримированного природного газа и газобаллонного оборудования**

Всего несколько лет назад масса баллона условным объемом 1 л, равная 0,4 кг, считалась лишь теоретически достижимой. Как отмечается в обзоре Международной Ассоциации по использованию природного газа на автотранспорте (IANGV) за 1997 г., за 15-летний период этот показатель снизился от 1,4 до 0,3 кг [105].

Несмотря на достигнутые результаты в области создания легких баллонов, основными задачами, стоящими перед производителями, являются

повышение надежности и безопасности баллонов при эксплуатации, а также обеспечение их конкурентоспособности как на внутреннем, так и на внешнем рынке. Основой для решения этих задач является наличие конструкторско-технологической базы для разработки, производства и эксплуатации баллонов, т.е. наличие технической документации, содержащей современные требования и отражающей специфику работы баллонов на автотранспортных средствах.

Отечественный опыт использования сжатого природного газа на автотранспорте исчисляется десятилетиями, однако специальных требований на газовые баллоны, предназначенные для использования на автотранспорте в качестве топливных емкостей, до сих пор нет. Разработчики и производители баллонов руководствуются нормами для сосудов, общего назначения, работающих под давлением, а именно: «Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» ПБ 10- 115-96 и ГОСТ 949-73 «Баллоны стальные малого и среднего объема для газов на рабочее давление 19,6 МПа» [43].

В республике Молдова в рамках решения Межгосударственной программы «Использование природного газа в качестве моторного топлива .....» [59] проводится совместная работа по созданию стандартов как на баллоны, агрегаты и устройства газотопливной аппаратуры, так и на полный комплект газобаллонного оборудования для транспортных средств, работающих на сжатом природном газе. Работа проводится в два этапа. На первом предусмотрена разработка стандартов Национальной межотраслевой ассоциации производителей газотопливного оборудования для транспорта. Вторым этапом станет выпуск государственных стандартов Российской Федерации. Проведение этой работы в два этапа позволит производителям газобаллонного оборудования адаптироваться к новым требованиям до выхода государственного стандарта.

При разработке технических требований к баллонам следует учесть требования к конструкции, применяемым материалам, методам и критериям испытаний, в связи с чем необходимо разработать и квалифицировать конструкцию баллона, соответствующую требованиям всех действующих документов.

Необходимость выработки единых требований к баллонам была признана Международной ассоциацией по использованию природного газа на транспорте, для чего несколько лет назад был создан технический комитет, в который вошли ведущие специалисты из разных стран. Комитет обобщил требования стандартов разных стран, а также проанализировал опыт эксплуатации и проблемы рынка баллонов. В результате была разработана и утверждена официальная редакция проекта международного стандарта ISO/DIS 11439. Так, например, стандарт ISO/DIS 11439 предусматривает расширенную программу квалификационных испытаний. Новыми видами испытаний являются:

- циклическое нагружение давлением от 3 МПа до рабочего давления, число циклов 300, рабочая среда - природный газ (для цельнопластиковых баллонов);
- воздействие кислоты (для баллонов с пластиковой оболочкой);
- экспериментальное определение напряжений в лейнере и оболочке при разрыве (для баллонов с пластиковой оболочкой);
- экспериментальная оценка эффективности устройства для понижения давления в условиях пожара (для баллонов всех типов);
- определение скручивающего усилия для втулки (для баллонов с неметаллическим лейнером);
- подтверждение характера разрушения, определяемого как «течь перед разрывом» (для стальных баллонов и баллонов с металлическим лейнером).

Дополнительные виды испытаний касаются в основном баллонов с пластиковой оболочкой и введены в стандарт на основании анализа

эксплуатации таких баллонов с целью повышения их надежности и безопасности. В публикациях Lincoln Composites и других материалах описываются взрывы баллонов в Алабаме, Хьюстоне и Лос-Анджелесе в 1996 г. В 1998 г. в Internet прошла информация о взрывах в Аргентине при заправке баллонов фирмы Kalvanco [103].

Взрывались баллоны с лейнером из алюминия и стеклопластиковой оболочкой, а также баллоны с полимерным лейнером и оболочкой из углепластика. Основные причины этих взрывов - механическое повреждение пластиковой оболочки или попадание на нее агрессивных жидкостей из перевозимых грузов, например кислоты из аккумуляторных батарей, в связи с чем в стандарт введено испытание на воздействие кислоты.

Неудовлетворительный результат этого испытания означает, что в конструкцию баллона должно быть введено защитное наружное покрытие, надежность которого должна быть экспериментально подтверждена.

Следовательно, большое внимание необходимо уделять требованиям к системе обеспечения качества предприятия-изготовителя баллонов, учесть современные требования к баллонам и создать конструкторско-технологическую документацию, обеспечивающую выпуск надлежащей продукции, что важно не только для производителей баллонов, но и для их потребителей, поскольку высокое качество и надежность газобаллонной аппаратуры позволят обеспечить высокоэффективную и безопасную ее эксплуатацию.

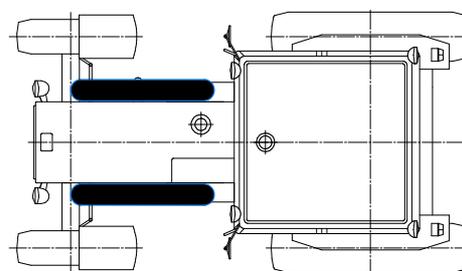
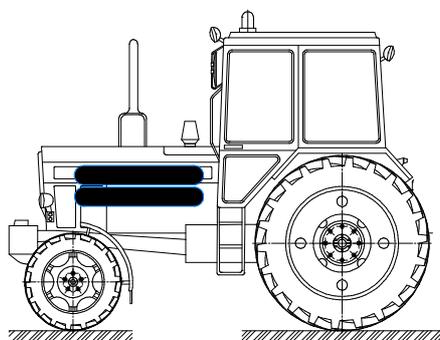
## **5.2. Разработка конструктивной схемы размещения комплекта баллонов на тракторе**

Новая система питания включает в себя следующие элементы: батарея (комплект) баллонов, наполнительный вентиль, система дозирования дизельного топлива, электромагнитные форсунки, электронная педаль управления, газовый редуктор высокого давления (ГРВД), расходный

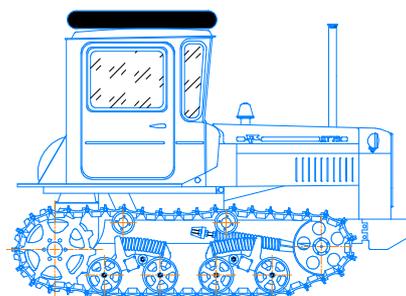
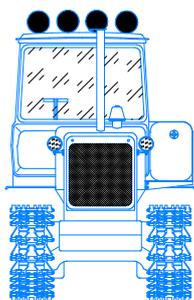
электромагнитный клапан и манометр.

Схема питания газодизеля представлена на рис. 3.1 (см. пункт 3.2). Батарею баллонов заполняют сжатым до 20 МПа (200 кгс/см<sup>2</sup>) природным газом. Для контроля давления газа в баллонах устанавливается манометр 22. Затем газ проходит через расходный электромагнитный клапан. За электромагнитным клапаном расположен одноступенчатый газовый редуктор высокого давления 5 (ГРВД, на входе 20 МПа и автоматически поддерживает давление на выходе 0,95-1,1 МПа). Если давление ниже 0,95 МПа, редуктор остается постоянно открытым. Фильтр на входе в ГРВД улавливает механические частицы размером более 50 мкм. Далее газ поступает к электромагнитным форсункам 20, управление которыми осуществляется электронной педалью 21 из кабины водителя.

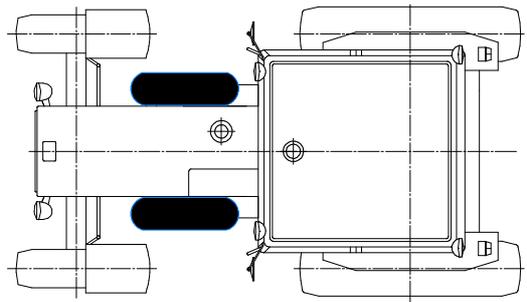
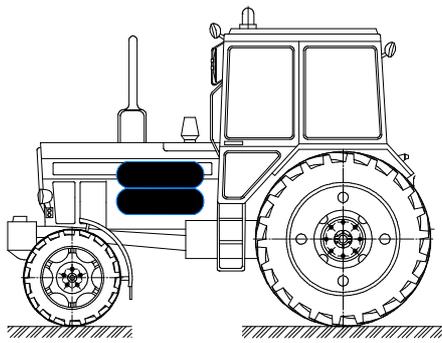
Дозирование газа электромагнитными форсунками обеспечивает гарантированную норму подачи и качественное приготовление гомогенной смеси и, в конечном счете, получения заданной частоты вращения коленчатого вала двигателя



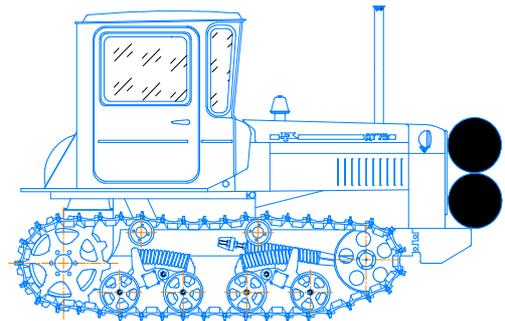
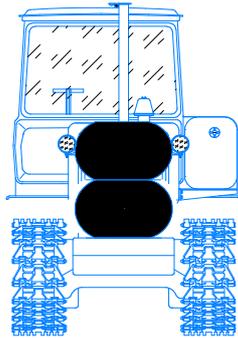
а



б



В



Г

Рисунок 5.1. Схема предлагаемой компоновки газовых баллонов на тракторе  
*а* - компоновка стандартных баллонов высокого давления; *б*, *в*, *г* - компоновка  
 облегченных баллонов (металлопластиковых).

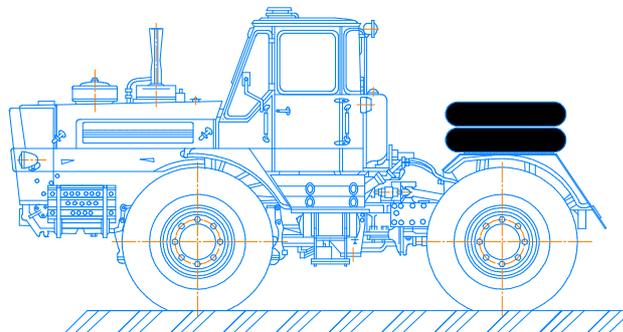


Рисунок 5.2. Схема компоновки газовых баллонов на тракторе К-701 и Т-150К

Новым в предлагаемой схеме является установка на корпусе всережимного регулятора 10 топливного насоса высокого давления механизма обеспечения минимальной запальной дозы 14, который служит для уменьшения цикловой подачи топлива при переходе двигателя с дизельного режима на газодизельный.

Установка газовых баллонов на автомобиле не вызывает особых затруднений. Установка же баллонов на тракторах вызывает ряд трудностей.

Так, установка стандартных газовых баллонов высокого давления может привести к ухудшению обзорности, которая весьма важна при выполнении с/х работ, также это повлечет увеличение веса трактора, и без того сильно воздействующего на почву, не говоря уже о эстетическом виде машинотракторного агрегата.

Вариант *a* позволяет использовать стандартные баллоны высокого давления. Использование облегченных баллонов с использованием стекловолокон позволит реализовать варианты *б*, *в* и *г*, предложенные на рисунке 5.1. Использование облегченных газовых баллонов позволит установить их на крыше тракторов, что центр тяжести трактора изменит незначительно. Предложенные варианты являются далеко не единственными. Схема установки баллонов на разные марки тракторов может быть сугубо индивидуальной. Так, например, кинематическая схема для тракторов типа Т-150К и К-701 позволяет установить комплект баллонов сзади практически без ухудшения обзорности (рис. 5.2) [6].

### **5.3. Обоснование конструктивных параметров баллонов**

Размеры верхней части кабины трактора ДТ-75М - 1450 x 1370 мм, что позволяет нам разместить баллоны так, как показано на рисунке 5.1б.

Однако для наших целей и экспериментальной проверки в полевых условиях нами была проведена модернизация стандартных 50-литровых баллонов по ГОСТ 949-73 [43].

В качестве объекта модернизации были использованы газовые баллоны, принадлежащие фирме ПК «Дружба», которая передала для экспериментов 5 единиц. Данные баллоны прошли гидравлические испытания на ОАО «Бендерский автосборочный завод» под давлением 30 МПа и показали свою герметичность.

Учитывая то, что диаметр изделия 219 мм, а длина 1755 мм, весом 93

кг, при необходимых 1400 мм из этих баллонов, за счет уменьшения их длины была изготовлена кассета из 5 баллонов с габаритами, соответствующими размерам верхней части кабины, параметры которой 1500 х 1350 мм.

Модернизация баллонов с их восстановлением проведена следующим образом.

Баллон, подлежащий модернизации, после наружной очистки и просушки разрезается на два равновеликих элемента по центру цилиндрической части (рис. 5.3). Каждый элемент опорожняется от остатков содержимого. После очистки внутренней полости баллона цилиндрические части изнутри подвергают утонению механической обработкой или ротационной вытяжкой до расчетной толщины с сохранением исходной толщины в зоне среза, которая разделяется под стыковую сварку наружным кольцевым швом (рис. 5.2). При этом размеры половинок выполняют такой длины, чтобы при состыковке суммарная длина баллона составляла 1400 мм, вес модернизированного баллона - 62 кг, а объём баллона - 40 л.

Подготовленные элементы состыковывают, центрируют в кондукторе по оси вращения и сваривают кольцевым наружным швом, который потом заделывают заподлицо с поверхностью баллона. Собранный таким образом баллон извлекают из кондуктора и подвергают упрочнению армирующей стеклопластиковой оболочкой (рис. 5.5) следующим образом.

Стекланный ровнинг – жгут, состоящий из десяти комплексных нитей, имеющий текс 2400 и разрывную нагрузку 630 Н, пропитывают связующим без растворителя следующего состава (вес.ч.): эпоксидная диановая смола ЭД-22 – 100; тетраэтилентеграмин – 10; диоктилфталат – 8.

Пропитанный ровнинг протягивают через фильеру, отжимают излишек связующего, доводят его до требуемых 30 - 38%. Такой ровнинг наматывают на цилиндрическую часть металлического баллона в шесть слоев,

заворачивают в бумагу с антиадгезионным покрытием или полипропиленовую пленку и выдерживают при 80 °С два часа. Затем изделие охлаждают, снимают обертку и получают готовый баллон с толщиной упрочняющего слоя стеклопластика 1,5 мм, который перекрывает утоненную донную часть баллона на 12 мм [89].

Такое выполнение упрочняющего слоя упрощает процесс восстановления баллона, обеспечивает усиление утоненной цилиндрической части без значительного увеличения его массы, одновременно баллон, восстановленный предложенным способом, при разрушении не дает осколков, обеспечивая тем самым безопасность его эксплуатации. Полученный таким способом баллон рассчитан на рабочее давление 20 МПа с коэффициентом запаса прочности не менее 1,6 и при гидравлических испытаниях показал величину начала разрушающего давления в 32 МПа.

Данный способ восстановления газовых баллонов защищен патентом на изобретение [89].

Баллоны соединяют в кассеты, которые устанавливают на верхней части кабины трактора (рис. 5.1, б). Масса кассеты из 5 баллонов составила 340 кг. Размещение ее на кабине трактора с учетом его массы в 6550 кг, сосредоточенной преимущественно в нижней части практически не повлияет на смещение центра тяжести и не снизит его устойчивости.

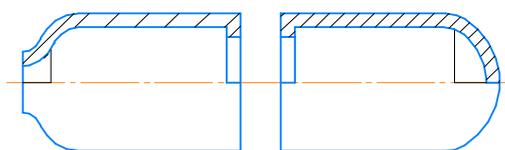


Рис. 5.3.

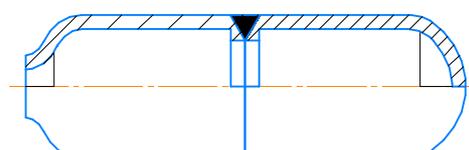


Рис. 5.4.

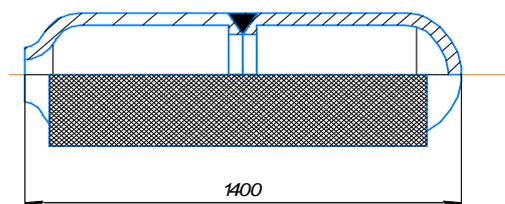


Рис. 5.5.

По аналогичной технологии, с участием автора, бала предложена

усовершенствованная конструкция газового баллона высокого давления для метана, выполненного из композитов тороидальной формы, которая позволила снизить габариты баллона и выполнить его габаритными размерами, сопоставимыми с размерами запасного колеса легкового автомобиля: данная работа была представлена на II инвестиционном форуме [26].

В последствии данный способ получил дальнейшее развитие в плане упрощения процесса изготовления газовых баллонов высокого давления различной формы: цилиндрической, тороидальной, шарообразной. Так, в технологической схеме изготовления баллона сложная и затратная технология намотки стеклянним ровнингом пропитанным эпоксидным связующим, требующая специального оборудования заменена на технологию изготовления путем горячего прессования двух симметричных заготовок с фланцами по образующей из равного количества слоев препрега в пресс-формах, с последующим фланцевым соединением полученных заготовок, а в качестве армирующего материала применяют ткань из высокомодульного композитного волокна.

Предложенный способ изготовления газовых баллонов защищен патентом на изобретение [94].

#### **5.4. Опытно-производственная проверка работы двигателя СМД - 18Н в режиме газодизеля на тракторе ДТ-75М**

Для проведения опытно-производственной проверки была разработана и предложена инфраструктура экспериментальной площадки, на базе которой были проведены все виды полевых работ трактором ДТ-75М, переоборудованным на работу в газодизельном режиме.

Данная экспериментальная площадка была сформирована в сельскохозяйственной фирме ПК «Дружба», с. Протягайловка, г. Бендеры. В

частности, в мастерских агрофирмы на трактор ДТ-75М был установлен двигатель СМД-18Н, который был предварительно отлажен в стационарных условиях на экспериментальной установке кафедры технических систем и электрооборудования в АПК.

Там же были сформирована кассета из 5 модернизированных баллонов и на специальном каркасе установлена над кабиной трактора.

Анализ местоположения объектов хозяйства показал, что рядом с гаражом, где находится весь машинно-тракторный парк, проходит газовая магистраль. Также в 16 км от гаража находится типовая АГНКС.

Кроме того, в хозяйстве имеется передвижной газозаправщик (ПАГЗ) на базе прицепа автомобиля «Камаз». ПАГЗ состоит из одного контейнера, в котором размещены 60 баллонов и дожимной компрессор. Это позволяет ПАГЗу производить заправку до 40 единиц техники. Технология заправки сжатым природным газом позволяет заправлять одновременно 4 единицы автотракторной техники.

Опытно-производственная проверка проводилась на основных энергоемких работах, вспашка навесным плугом ПЛН 4-35 на почве с удельным сопротивлением 0,9 кгс/см<sup>2</sup>.

Производственные испытания проводились в соответствии с ГОСТ Р 54783-2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Основные положения [46].

Настоящий стандарт предусмотрен для производственных испытаний тракторов, самоходных сельскохозяйственных машин и другой с/х техники и устанавливает виды, цели испытаний и типовую программу испытаний, правила приемки и подготовку изделия к испытанию, порядок проведения и оформления результатов испытаний.

Типовая программа испытаний включает виды оценок в соответствии с таблицей 5.1 [63, 111, 112,113].

Таблица 5.1. Типовой перечень оценок, выполняемых при испытаниях

МТА

Вид оценки	Вид испытаний				
	Приемочные	Квалификационные	Типовые	Периодические	Предварительные
1. Технических параметров (техническая экспертиза)	+	+	+	+	+
2. Функциональных показателей	+	-	+	-	+
3. Энергетическая	+	+	+	-	+
4. Безопасности и эргономичности конструкции изделия	+	+	+	+	+
5. Эксплуатационно-технологическая	+	+	+	+	+
6. Надежности	+	+	+	+	+
7. Экономическая	+	-	+	-	-

Знак "+" означает - оценка проводится, знак "-" - не проводится.

На основании типовой программы были составлены рабочая программа и методика для испытания трактора ДТ-75М с двигателем СМД-18Н, работающем в газодизельном режиме, на котором с учетом особенностей его работы определен перечень определяемых показателей по каждому виду оценки, режимы, условия и место испытаний, средства измерений и оборудование, обеспечивающие точность, достоверность и воспроизводимость результатов испытаний.

Методика проведения тяговых испытаний трактора предусмотрена как в дизельном, так и газодизельном режимах.

Конвертация дизельного двигателя в газодизель с применением природного газа в качестве топлива особое значение приобретает при использовании сельскохозяйственных тракторов в различных агропромышленных объединениях, занимающихся производством рыночной продукции. Тракторы, являясь основой мобильной энергетики хозяйства, потребляют основную долю топлива, что в значительной степени сказывается на себестоимости продукции.

Для получения экспериментальной тяговой характеристики тяговые испытания проводились на различных передачах, суть которых заключается в следующем.

Был подобран однородный по типу и состоянию обработки участок поля (стерня) с ровным горизонтальным рельефом. В диапазоне 85% до полной перегрузки трактора проводились 5...7 опытов. При каждом опыте замерялись тяговые усилия, продолжительность опыта, частота вращения ведущих колес, расход топлива за время опыта. Измеряемые во время испытаний параметры и их точность соответствовали требованиям ГОСТ 7057-2001 [16, 40, 63,114].

Температура окружающей среды и барометрическое давление измерялись в начале, середине и конце испытаний. Результаты измерений каждого опыта обрабатывались по формулам, определяющим среднее тяговое усилие ( $P_{кр}$ ), среднюю скорость движения трактора ( $V_T$ ), тяговую мощность трактора ( $N_{кр}$ ), часовой и удельный расходы топлива ( $G$ ,  $g_{кр}$ ), а также определялись коэффициент буксования ( $\delta$ ), условный тяговый коэффициент полезного действия ( $\eta_T$ ).

Полученные в результате полевых испытаний тяговые характеристики позволяют оценить мощностные и топливно-экономические показатели двигателя СМД-18Н трактора ДТ-75М, работающего с применением различных видов топлива.

На данной опытно-производственной площадке был проведен анализ эколого-экономических аспектов использования газодизельного двигателя. Сравнивали показатели выбросов трактора ДТ-75М, оснащённого базовым двигателем, работающего в дизельном и газодизельном режимах.

Данные исследования важны еще и тем, что помимо воздействия на тракториста выбросов отработавших газов (кабина не оснащена фильтром), имеет место их влияние на окружающую среду, особенно в приземном слое на произрастаемые растения.

По данным А.И. Филимонова, концентрация выбрасываемых тракторами и сельхозмашинами атмосферного воздуха над почвой составляют при вспашке трактором 3 тонны оксиды азота 16,6 мг/м<sup>3</sup>, оксиды серы 0,9 мг/м<sup>3</sup>, оксид углерода (II) 7,5 мг/м<sup>3</sup>. [82, 122]

По данным М.Г. Мустафаева, сравнительная оценка показателей работы дизеля Д-160 и его газодизельной модификации показала снижение токсичных выбросов почти в два раза.

Проведенные нами сравнительные испытания на наиболее энергоемких операциях (вспашка) в соответствии с нормами, регламентированными ГОСТ 12.1.005—88 «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» [33] и распространяющимися на рабочие места транспортных средств, а также кабины и рабочие места операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования безопасности», показали полное их соблюдение газодизельным двигателем которые составили в двое меньше предельно допустимых.

Результаты сравнительных исследований приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 - Сравнительная оценка экологических показателей

Показатели, г/(кВт·ч)	в дизельном режиме	в газодизельном режиме	ГОСТ 17.20.2.05 - 97
Дымность отработавших газов, %	40	10	52%
оксидов азота	21,0	9,15	18,0
оксида углерода (II), CO	10,9	7,95	14,0
углеводородов	4	3,65	4,5

Данные результаты наглядно показывают экологическую эффективность использования природного газа в качестве моторного топлива, что обеспечивает токсичности выпускных газов соответствующие нормам ГОСТ 17.2.2.05 – 97 [34], что достигается без нейтрализатора и подтверждают наши предположения, сделанные в разделе 1.4.

Следует также отметить сниженное влияние в приземном слое загрязняющих веществ, содержащихся в атмосфере, на растения, вызывающие у растений как видимые повреждения (некроз тканей), острые или хронические, так и невидимые (растения могут накапливать токсины, представляющие серьезную опасность для животных и людей, употребляющих эти растения в пищу). В частности, под воздействием оксидов серы хлорофилл трансформируется в феофитин, в результате чего желтеют вегетативные органы. Оксиды азота, значительно менее токсичные, чем оксиды серы, вызывают периферическое повреждение листьев, их скручивание, некроз и отмирание листовых пластинок; однако даже при небольшой концентрации оксидов азота ( $1 \text{ мг/м}^3$ ) в растениях уменьшается содержание белкового азота при одновременном увеличении небелкового [99].

#### **5.5. Определение экономической эффективности использования тракторов с газодизельным ДВС в условиях сельскохозяйственных работ**

Расчет экономической эффективности использования в производстве трактора ДТ-75М с ДВС, переведённого на сжатый газ в условиях машинно-тракторного парка агрофирмы ПК «Дружба» с. Протягайловка, г. Бендеры.

Существует множество методик определения экономической эффективности использования сельскохозяйственной техники, периодически утверждаемых Федеральным агентством по техническому регулированию и метрологии и являющихся официальным стандартом оценки. В настоящее время основной документ такого плана – это ГОСТ Р 53056-2008 «Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки», введенный в действие с 17 декабря 2008 года с изменениями от 19 апреля 2010 года [44].

Данный стандарт распространяется на сельскохозяйственную технику для производства продукции растениеводства: специализированную,

предназначенную для выполнения отдельных технологических операций, комбинированные (многооперационные) агрегаты; универсальные энергетические средства (тракторы, самоходные машины); комплексы машин для реализации зональных агротехнологий; стационарные комплексы. Стандарт устанавливает единый подход при проведении экономической оценки сельскохозяйственной техники.

При экономической оценке новой техники учитывают ее технический ресурс (по данным предприятия-изготовителя) с целью определения остаточной стоимости как дополнительного эффекта, снижающего уровень совокупных затрат.

#### А. Выбор базы для сравнения

В качестве базы для сравнения приняты показатели заменяемой техники при сопоставимых условиях, т.е. при равных технологиях сельскохозяйственного производства и объемах работы. Объем работы исчисляется в литрах израсходованного топлива переоборудованными тракторами в течение всего года (таблица 5.3), при эквивалентности одного литра дизельного топлива 1 метру кубическому газу.

Таблица 5.3 - Показатели сравнительной экономической эффективности

№ п/п	Показатели	Обозначение	Объекты		Основание для расчета
			Базовый (1)	Новый (2)	
1	Объем работы: израсходованного топлива, л; израсходованного газа, м <sup>3</sup>	A <sub>1</sub> , A <sub>2</sub> A <sub>1</sub> <sup>т</sup> , A <sub>2</sub> <sup>т</sup> ; A <sub>1</sub> <sup>г</sup> A <sub>2</sub> <sup>г</sup>	2000 2000 - -	2000 320 1680	Данные ПК «Дружба»
2	Стоимость топлива: дизельного руб/л; газа руб /м <sup>3</sup>	ДТ ГТ	50,4 -	50,4 25,2	Усредненные данные топливо-реализующих организаций
3	Стоимость переоборудования трактора, включая комплектующие и материалы, руб	Ц <sub>гб</sub>	-	81000	Калькуляция ПК «Дружба»

№ п/п	Показатели	Обозначение	Объекты		Основание для расчета
			Базовый (1)	Новый (2)	
4	Отчисления на текущий ремонт, обслуживание и хранение газобаллонного оборудования, %	$T_{гб}$	-	8	Сборник норм амортизационных отчислений
5	Нормативный коэффициент эффективности	$E_n$	0,15	0,15	Методика расчета экономической эффективности

#### Б. Исходные данные для расчета

Вспашка старопахотных земель на глубину 23-25 см. Состав пахотного агрегата; трактор ДТ-75М + плуг ПН-4-35. Расход дизельного топлива 20 л/га.

#### В. Расчет экономической эффективности

Выполняется в соответствии с «Методикой определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений» [81].

$$\mathcal{E} = [(C_1 - C_2) - E_n (K_2 - K_1)] \cdot A_2,$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – себестоимость единицы работы до и после использования новой техники, руб;

$K_1$  и  $K_2$  – удельные капитальные вложения в производственные фонды до и после начала использования новой техники;

$A_2$  – годовой объем производства работы после начала использования новой техники.

#### Г. Расчет себестоимости единицы работы по изменяющимся статьям затрат

Расходы на поддержание и эксплуатацию дополнительного газобаллонного оборудования:

$$\frac{Ц_{гб} \cdot A_o}{100} = \frac{81000 \cdot 8}{100} = 6480 \text{ руб}$$

Затраты на приобретение топлива,  $C_1^T$ ,  $C_2^T$ , определяем по формулам:

Базовый вариант (1)  $A_1^m \cdot ДТ = 2000 \cdot 50,4 = 100800$ руб

Новый вариант (2)  $A_2^m \cdot ДТ + A_2^c \cdot ГТ =$   
 $= 320 \cdot 50,4 + 1680 \cdot 25,2 = 58464$ руб

Таблица 5.4 - Итоговые показатели по сравниваемым вариантам

Параметры	Обозначение	Величина показателей	
		1 - базовый объект	2 - новый объект
Объем работы, л. топл. (га)	$A_1, A_2$	2000 (100)	2000 (100)
Текущие затраты по изменяемым статьям затрат: – топливо, руб – содержание дополнительного газобаллонного оборудования, руб		100800 -	58464 6480
Текущие затраты на 1 ед. объема работ, руб	$C_1; C_2$	50,4	32,47
Капитальные вложения, стоимость ГБО, руб	$Ц_{гб}$	-	81000
Удельные капиталовложения на 1 ед. объема работ	$K_1, K_2$	-	40,5
Срок окупаемости капитальных вложений, лет	$T_p$		0,56
Коэффициент эффективности капитальных вложений	$E_p$		1,78
Экономический эффект, руб	$\mathcal{E}$		144000

Экономический эффект составляет

$$\mathcal{E} = [(C_1 - C_2) - E_n(K_2 - K_1)] \cdot A_2 = [(50,4 - 32,47) - 0,15 \cdot (40,5 - 0)] \cdot 2000 = 24000 \text{ руб}$$

Исходя из того, что средняя годовая нагрузка на трактор ДТ-75М составляет 600 га условной пахоты, то годовой экономический эффект составит  $600/100 \times 24000 = 144000$  руб.

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений определен по формуле:

$$T_p = \frac{\Delta K}{\mathcal{E}} = \frac{81000}{144000} = 0,56 \text{ года} .$$

Коэффициент эффективности капитальных вложений определен по формуле

$$E_p = \frac{\mathcal{E}}{K_2 \cdot A_2} = \frac{144000}{40,5 \cdot 2000} = 1,78$$

## 5.6. Выводы

1. Результаты анализа тяговой характеристики трактора ДТ-75М с газодизельным двигателем показывают, что номинальное тяговое усилие переоборудованного трактора практически совпадает с данными серийного трактора. Незначительные отклонения мощности двигателя существенно не влияют на тяговые показатели, которые вписываются в тяговый класс трактора на соответствующих передачах.

2. Оценка эколого-экономических показателей наглядно показывает экологическую эффективность использования природного газа в качестве моторного топлива, что соответствует токсичности выпускных газов нормам ГОСТ 17.2.2.05 – 97, без нейтрализатора выхлопных газов.

3. Модернизация стандартных метановых баллонов с их последующей комплектацией по 5 единиц в кассету размером 1500 x 1350 мм позволила разместить этот комплект над кабиной трактора, не ухудшая обзор механизатору. При этом с учетом массы кассеты в 340 кг в сравнении с массой трактора в 6550 кг, сосредоточенной преимущественно в нижней части, практически не повлияло на смещение центра тяжести и не снижает его устойчивости.

4. Практические результаты подтверждены опытно-производственной проверкой переоборудованного трактора ДТ-75М с газодизельным двигателем на экспериментальной площадке агрофирмы ПК «Дружба», с. Протягайловка, г. Бендеры. На энергоемких работах вспашка на опытном участке площадью 100 га при эксплуатационном расходе топлива для запальной дозы метана составила 320 л, что составляет 16% от номинального расхода топлива.

5. Суммарный экономический эффект на 100 га составит 24000 рублей, что в пересчете на годовую нагрузку трактора в 600 га условной пахоты составляет 144000 рублей. Срок окупаемости капитальных вложений составляет 0,56 года.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполнены анализ и обоснование способа конвертирования дизеля в газодизель и вида используемого газового топлива, адаптирована методика синтеза для моделирования рабочего цикла газодизеля с комбинированным смесеобразованием.

2. Проведена оценка влияния регулировочных и конструктивных параметров систем топливоподачи на показатели рабочего цикла газодизеля для чего осуществлено совершенствование топливоподающей системы дизельного двигателя СМД-18Н при конвертировании его в газодизель с комбинированным смесеобразованием, проведена экспериментальная оценка эффективности совершенствования рабочего цикла ДВС. Установлен оптимальный угол начала впрыска запальной дозы дизельного топлива в  $27^{\circ}$  ПКВ и состав комбинированной горючей смеси газодизельного двигателя с минимальной величиной запальной дозы дизельного топлива в 12-15%.

3. Установка оснащена комплексом измерительной аппаратуры для определения индикаторных и эффективных показателей работы ДВС и снабжена рядом устройств, позволяющих изменять подачу топлива и угол опережения впрыска в зависимости от оценки энергетической характеристики природного газа посредством измерения физических характеристик газовой смеси и введении этой и другой сопутствующей информации в компьютерную программу для управления ТНВД при переходе двигателя с дизельного режима на газодизельный.

4. Разработана, изготовлена и модернизирована топливоподающая система питания газодизельного двигателя с комбинированным смесеобразованием с минимальными вносимыми конструктивными изменениями. Для этого ТНВД укомплектован механизмом минимизации запальной дозы дизельного топлива, а система питания комплектом

оборудования, включающего баллоны для компримированного природного газа, заправочную, распределительную и контрольную аппаратуру.

5. Регулировочная характеристика по относительной величине запальной дозы топлива показывает, что увеличение доли газового топлива сопровождается существенным ростом показателей тепломеханической нагруженности газодизеля, при этом уменьшение угла начала подачи запального топлива позволяет добиться снижения этих показателей.

6. Изменения энергетических показателей работы газодизельного двигателя на жидком топливе и газодизельном режиме показали, что мощность падает не более чем на 10...12 % по сравнению с жидким топливом. Более высокий коэффициент избытка воздуха при работе в газодизеле приводит к некоторому снижению теплотворности рабочей смеси и уменьшению скорости сгорания, этим подтверждается снижение до 10% номинальной мощности двигателя.

7. По результатам теоретических и экспериментальных исследований проведено усовершенствование трактора ДТ-75М укомплектованием его модернизированным ДВС СМД-18Н и кассетой метановых баллонов; проведена опытно-производственная проверка в реальных полевых условиях в агрофирме ПК «Дружба», с. Протягайловка, г. Бендеры. Опытно-производственная проверка показала, что номинальное тяговое усилие составляет 29,4 кН при максимальной тяговой мощности 42 кВт и буксовании не более 3%, что вписывается в тяговый класс трактора.

8. Установлено, что за счет снижения расхода топлива на выполнение механизированных работ суммарный экономический эффект на 100 га составит 24000 рублей, что в пересчете на годовую нагрузку трактора в 600 га условной пахоты составляет 144000 рублей с замещением 85 % дизельного топлива газовым, общим объемом 1080 л. Срок окупаемости капитальных вложений составляет 0,56 года.

9. Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе (приложение 6, 7) и внедрены в производство (приложение 9). Для оптимальной работы газодизельного двигателя оптимальный угол опережения начала впрыска запальной дозы дизельного топлива следует обеспечить в передлах  $27^0$  ПКВ, что позволит обеспечить состав комбинированной горючей смеси газодизельного двигателя с минимальной величиной запальной дозы дизельного топлива в 12-15%.

Разработанная в диссертационной работе конструктивная схема размещения комплекта баллонов на тракторе позволяет рекомендовать установку кассеты из 5 единиц размером 1500x1350 мм модернизированных облегчённых на 31 кг метановых баллонов с размещением ее над кабиной трактора, без ухудшения обзора механизатору, не влияя на смещение центра тяжести и его устойчивость.

10. Перспективными направлениями дальнейшей разработки темы являются: изучение влияния величины впрыска запальной дозы дизельного топлива с целью ее уменьшения, а также снижения затрат на дорогостоящее дизельное топливо и выбросов отработавших газов; поиск оптимальных режимов работы газодизельного двигателя, обеспечивающих максимальный экономический эффект.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агентство государственных услуг по транспорту [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://statistica.gov.md/category.php?l=ru&idc=138>.
2. Американская газовая ассоциация - American Gas Association Википедия (AGA) [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://www.aga.org/>.
3. Американцы присматриваются к домашним метановым заправкам [Электронный ресурс]. – 2013. Режим доступа: <https://elitegas.ru/americans-eye-home-refueling-for-natural-gas-cars/>.
4. Андреев, Д.В. Экспериментальный стенд для исследования автомобильного биогазового ДВС / Д.В. Андреев и др. // Молодой учёный. - 2016. - № 1(105). - С.118.
5. Андриевская Л.Д. Дизель СМД-18Н и его модификации / Л.Д. Андриевская, В.А. Бугара, Ю.М. Димент. - Харьков: Прапор, 1987. - 151 с.
6. Анисимов, И.Ф. Научное обоснование перевода тракторного парка на сжатый природный газ / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, В.Г. Бадюл, А.В. Димогло // Вестник Приднестровского Университета. - 2010. - № 1(36). - С. 261.
7. Анисимов, И.Ф. Выбор оптимальной конструкции всережимного регулятора дизельного двигателя / И.Ф. Анисимов, А.В. Димогло, С.Ф. Чернобрисов // Вестник Приднестровского Университета. - 2005. - № 3(23). - С. 130.
8. Анисимов, И.Ф. Исследования газодизеля как экологически безопасного источника механической энергии / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // в сборнике: Экологическое образование и охрана окружающей среды. Материалы международной научно-практической конференции в 2 частях. МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. - С.177.
9. Анисимов, И.Ф. Исследования периода задержки воспламенения горючей смеси тракторного дизеля, конвертируемого в газодизель / И.Ф.

Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // Вестник Приднестровского Университета. - 2004. - № 1(19). - С. 113.

10. Анисимов, И.Ф. Обоснование перевода тракторного парка на сжатый природный газ / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // Вестник Приднестровского Университета. - 2004. - № 1(19). - С. 111.

11. Анисимов, И.Ф. Период задержки воспламенения в газодизеле / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2007. - №6. - С. 19.

12. Анисимов, И.Ф. Разработка и обоснование конструктивной схемы смесительной камеры газодизеля / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // Вестник Приднестровского Университета. - 2005. - № 3(23). - С. 137.

13. Анисимов, И.Ф. Расчет основных параметров смесителя газодизеля / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // Вестник Приднестровского Университета. - 2005. - № 3(23). - С. 132.

14. Анисимов, И.Ф. Техничко-экономический показатели работы трактора ДТ-75 в режимах дизеля и газодизеля / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // в сборнике: Задачи высшей школы по подготовке специалистов в условиях реформирования аграрно-промышленного комплекса Материалы научно-практической конференции. ПГУ им. Т.Г. Шевченко. - 2008. - С. 25.

15. Анисимов, И.Ф. Методы оптимизации запальной дозы дизельного топлива газодизеля / И.Ф. Анисимов, С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло., В.С. Михайлов // в сборнике: Аграрная наука и образование-основа успешного развития АПК Приднестровья Материалы научно-практической конференции. ПГУ им. Т.Г. Шевченко. - 2017. - С. 203.

16. Антонов, А.П. Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов / А.П. Антонов, Н.М. Антышев, А.П. Банник и др. – М.: Россельхозиздат, 1979. – 240 с.

17. Арженовский, А.Г. Методика и средства определения энергетических и топливно-экономических показателей тракторов в эксплуатационных условиях / А.Г. Арженовский, Д.В. Казаков. – зерноград: ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2018. – 171 с.
18. Артамонов, М.Д. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей / М.Д. Артамонов, М.М. Морин. – М.: Высшая школа, 1973. – 207 с.
19. Артамонов, М.Д., Панкратов Г.П. Теория конструкция и расчет автотракторных двигателей / М.Д. Артамонов, Г.П. Панкратов. – М.: МАШГИЗ, 1963. – 302 с.
20. Бахтиаров, Н.И. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых двигателей / Н.И. Бахтиаров, А.В. Белявцев, А.Н. Карамашев и др. – М.: Колос, 1980г. – 159 с.
21. Баширов, Р.М. Основы теории и расчета автотракторных двигателей / Р.М. Баширов. – Уфа: БашГАУ, 2010. – 304 с.
22. Белявцев, А.В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / А.В. Белявцев, А.С. Процеров. – М.: Росагропромиздат, 1988г. – 224 с.
23. Болтинский, В.И. Перспективный типаж тракторов и его анализ / В.И. Болтинский // Механизация и электрификация с/х. – 1963. - №5. С. 27.
24. Болтинский, В.Н. Теория конструкция и расчет тракторный и автомобильных двигателей / В.Н. Болтинский. – М.: Изд-во с/х литературы, журналов и плакатов, 1962. – 386 с.
25. Боунегру Т.В. Предпосылки использования газодизельного процесса для дизельных двигателей / Т.В. Боунегру, А.В. Димогло, Е.А. Усов // в сборнике: Аграрная наука и образование-основа успешного развития АПК Приднестровья Материалы научно-практической конференции. ПГУ им. Т.Г. Шевченко. - 2017. - С.198.
26. Бурменко, Ф.Ю. Газовый тороидальный баллон высокого давления / Ф.Ю. Бурменко, Л.Л. Юров, А.В. Димогло // в сборнике:

Инновационно-инвестиционных проектов ПГУ им. Т.Г. Шевченко. - 2010. - С.19.

27. Вербовский, В.С. Оптимизация запальной дозы дизельного топлива газодизеля по энергетическим показателям / В.С. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. - 2012. - №2. С. 17.

28. Володин, В.М. Использование газа в качестве топлива для тракторов / В.М. Володин, П.Д. Липачев, В.В. Корницкий и др. - М.: ЦНИИТЭ и тракторосельмаш, 1989. – 28 с.

29. Вырубов, Д.Н. Смесеобразование в двигателях. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания и их агрегатов / Д.Н. Вырубов. – М.: Машгиз, 1946. – 272 с.

30. Газодизельные автомобили КАМАЗ -53208, -53218, -53219, -54118,-55118 // Дополнение к руководству по эксплуатации автомобилей КАМАЗ-5320. - Набережные Челны: Изд-во. КамАЗ, 1987. – 80 с.

31. Генкин, К.И. Газовые двигатели / К.И. Генкин. - М.: Машиностроение, 1977. - 196 с.

32. Горбунов, В.В. Газодизель с внутренним смесеобразованием: зависимость показателей работы от сжимаемости топлива / В.В. Горбунов Н.Н. Патрахальцев, Х.Г. Гомес, Х.О. Корнехо // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2001. - №2. - С. 22.

33. ГОСТ 12.1.005-88 Межгосударственный стандарт система стандартов безопасности труда общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Стандартинформ, 2008. – 50 с.

34. ГОСТ 17.2.2.05-97 Нормы и методы определения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. – М.: Стандартинформ, 1997. – 15 с.

35. ГОСТ 19677—87 Тракторы сельскохозяйственные. Общие технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1987. – 7 с.

36. ГОСТ 20000—88 Дизели тракторные и комбайновые. Общие технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1988. – 16 с.
37. ГОСТ 27434—87 Тракторы промышленные. Общие технические условия. - М.: ИПК Издательство стандартов, 1987. – 9 с.
38. ГОСТ 27577-2000 Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. - Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2000. – 7 с.
39. ГОСТ 305-2013 Топливо дизельное технические условия. – М.: Стандартинформ, 2014. – 15 с.
40. ГОСТ 7057-2001 Тракторы сельскохозяйственные Методы испытаний. - Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – 11 с.
41. ГОСТ 8.586.3-2005 Государственная система обеспечения единства измерений Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 3 Сопла и сопла Вентури. Технические требования. – М.: Стандартинформ, 2007. – 34 с.
42. ГОСТ 8581-78 Масла моторные для автотракторных дизелей. Технические условия. - М.: Стандартинформ, 2011. – 11 с.
43. ГОСТ 949-73 Баллоны стальные малого и среднего объема для газов на  $P_p \leq 19,6$  МПа (200 кгс/см<sup>2</sup>). Технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2008. – 19 с
44. ГОСТ Р 53056 – 2008 Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. – М.: Стандартинформ, 2007. – 23 с.
45. ГОСТ Р 53639-2009 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Приемка. Методы испытаний. - М.: Стандартинформ, 2010. – 19 с.
46. ГОСТ Р 54783-2011 Испытания сельскохозяйственной техники. Основные положения. - М.: Стандартинформ, 2012. – 23 с.
47. Грибов, И.В. Двигатели внутреннего сгорания / И.В. Грибов. – М.: Транспечать НКПС, 1927. – 406 с.

48. Гриневецкий, В.И. Тепловой расчет рабочего процесса / В.И. Гриневецкий. – М.: Типо-лит. т-ва И.Н. Кушнерев и К°, 1907. - 26 с.

49. Димогло, А.В. Исследования способов минимизации запальной дозы дизельного топлива газодизеля / А.В. Димогло // в сборнике: The International Scientific Symposium “Achievements and Perspectives in Agricultural Engineering and Auto Transport” dedicated to the 85 th anniversary of the State Agrarian University of Moldova. Chisinau. - 2018. - С. 317.

50. Димогло, А.В. Некоторые предпосылки использования метана в качестве моторного топлива / А.В. Димогло // в сборнике: История и этапы развития учебной организации по подготовке кадров производственного назначения Материалы Республиканской научно-практической конференции. ПГУ им. Т.Г. Шевченко. 2009. - С.310.

51. Димогло, А.В. Факторы, влияющие на оптимизацию запальной дозы дизельного топлива газодизеля / А.В. Димогло // в сборнике: Экологическое образование и охрана окружающей среды Материалы международной научно-практической конференции. Брянский ГТУ. 2016. - С.152.

52. Димогло, А.В. Исследование энергетических характеристик использования природного метана в газодизельном процессе ДВС [Электронный ресурс] / А.В. Димогло, В.Г. Козлов //АгроЭкоИнфо. - 2022. № 3. – Режим доступа: [http://agroecoinfo.ru/СТАТУИ/2022/3/st\\_317.pdf](http://agroecoinfo.ru/СТАТУИ/2022/3/st_317.pdf).

53. Димогло, А.В. Экспериментальная оценка работы топливных насосов газодизельных ДВС с использованием аппаратно-программного и диагностического комплексов «Газодизель-Pro» и «MT Pro 4.1» [Электрон. ресурс] / А.В. Димогло, В.Г. Козлов //АгроЭкоИнфо. - 2022. № 3. – Режим: [http://agroecoinfo.ru/СТАТУИ/2022/3/st\\_318.pdf](http://agroecoinfo.ru/СТАТУИ/2022/3/st_318.pdf).

54. Димогло, А.В. Предпосылки реализации комплекса гидромелиоративных работ мобильной и стационарной техникой с использованием природного газа (метана) / А.В. Димогло, Ф.Ю. Бурменко // в

сборнике: Simpozionului Științific Internațional «Reglementarea utilizării resurselor naturale: realizări și perspective» dedicat aniversării a 70 ani de la fondarea Facultății Cadastru și Drept. The State Agrarian University of Moldova. Chisinau. 2022. - С.360.

55. Димогло, А.В. Аппаратно-программный комплекс для исследования динамических характеристик топливных насосов высокого давления газодизельных ДВС / А.В. Димогло, С.Ю. Косаченко, А.С. Ставинский // Вестник Приднестровского Университета. - 2021. - № 3(69). - С. 120.

56. Европейская экономическая комиссия организации объединённых наций. Рабочее совещание по взаимодействию между мониторингом качества атмосферного воздуха и стратегиями охраны атмосферного воздуха в странах восточной Европы, Кавказа и центральной Азии [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://unecce.org/fileadmin/DAM/env/europe/monitoring/workshops/wksp%207.06.07.Geneva/Moldova.pdf>

57. Жулай, В.А. Обработка результатов экспериментальных исследований. Методические указания к выполнению практических работ / В.А. Жулай. – Воронеж: Воронежский ГАСУ им. Н.А. Ульянова, 2015. – 23с.

58. Иноземцев, Н.В. Курс тепловых двигателей / Н.В. Иноземцев – М.: Государственное изд-во оборонной промышленности, 1952. – 472 с.

59. Использование природного газа в качестве моторного топлива для автотранспортных средств на 2001–2005 годы [Электронный ресурс] // Правовой навигатор «Законы России». – 2005. - Режим доступа: [https://law.russia.ru/texts/legal\\_193/doc193a320x242.htm](https://law.russia.ru/texts/legal_193/doc193a320x242.htm)

60. Использование природного газа в качестве топлива для тракторов /В.М. Володин, П.Д. Лупачев, В.В. Корницкий и др. - М.: ЦНИИТЭ и тракторосельхозмаш, 1989. - 28 с.

61. Истомин, А.Н. Газодизель КамАЗ / А.Н. Истомин. - Ярославль:

Учебно-производственный научно-технический центр, 1989. - 38 с.

62. Керимов, З.Х. Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе / З.Х. Керимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. - №1. – С. 16.

63. Колобов, Г.Г. Тяговые характеристики тракторов / Г.Г. Колобов, А.П. Парфенов. - М.: Машиностроение, 1972. – 152 с.

64. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебное пособие / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - 4-е изд. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.

65. Коллеров, Л.К. Газовые двигатели поршневого типа / Л.К. Коллеров. – М.: МАШГИЗ, 1955. – 212 с.

66. Костерев, Ф.М. Теоретические основы теплотехники / Ф.М. Костерев, В.И. Кушнырев. – М.: Энергия, 1978. – 360 с.

67. Кривенко, П.М. Ремонт и техническое обслуживание системы питания автотракторных двигателей / П.М. Кривенко, И.М. Федосов. – М.: Колос, 1980. – 288 с.

68. Крутов, В.И. Техническая термодинамика / В.И. Крутов. – М.: Высшая школа, 1981. – 440 с.

69. Кулешов, А.С. Программа Дизель-РК: моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС / А.С. Кулешов, Ю.М. Фадеев, Ф.Б. Барченко // В сборнике: Двигатель-2010 Материалы международной конференции. – 2010. - С. 287.

70. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.

71. Латыпов, К.М. Исследование динамических характеристик газодизельного двигателя: дисс. канд. тех. наук: 05.04.02/ Латыпов Камиль Мусалимович. - Казань, 2008. - 134 с.

72. Ленин, И.М. Теория автомобильных двигателей / И.М. Ленин. – М., Машгиз, 1957. – 270 с.
73. Лисицин, Е.Б. Повышение эффективности использования газового топлива в газодизельных двигателях: автореф. дис. канд. тех. наук: 05.02.13 / Лисицин Евгений Борисович. - М., 2010. - 19 с.
74. Лихачев, В.С. Испытания тракторов / В.С. Лихачев. – М.: Машиностроение, 1974. – 286 с.
75. Лукшо, В.А. Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска: дисс. доктора тех. наук.: 05.04.02 / Лукшо Владислав Анатольевич. - М., 2015. - 369 с.
76. Лупачев, П.Д. Газовые и газодизельные тракторы, преимущества и недостатки / П.Д. Лупачев, А.И. Филимонов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1998. - №6. - С. 28.
77. Лупачев, П.Д. Перевод тракторов на сжиженный природный газ / П.Д. Лупачев, А.И. Филимонов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1994. - №2. - С. 9.
78. Лупачев, П.Д. Создание и внедрение газовых и газодизельных тракторов / П.Д. Лупачев, А.И. Филимонов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2001. - №1. - С. 40.
79. Лупачев, П.Д. Переоборудование дизельных коммунальных машин в газовые / П.Д. Лупачев, А.И. Филимонов, А.И. Цыпалков // Строительные и дорожные машины. - 1994. - №9. - С. 23.
80. Мелькумов, Т.М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением / Т.М. Мелькумов. – М.: Оборонгиз, 1953. – 407 с.
81. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений [Электронный ресурс]. М.: - Экономика, 1977. – 29 с. Режим доступа: <https://standartgost.ru/g/pkey-14293740686>.

82. Мустафаев, М.Г. Обеспечение экологической безопасности газодизельного процесса (на примере трактора Т-25А): дисс. канд. тех. наук: 05.20.01 / Мустафаев Мурад Гусейнович. - М., 2004. - 174 с.
83. Наумов, О.П. Повышение эффективности использования МТА на операциях обработки почвы газодизельными энергосредствами: дисс. канд. тех. наук: 05.20.01 / Наумов Олег Павлович. - Ставрополь, 2010. - 135 с.
84. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 335 с.
85. Новиков, Л.А. Рудольф Дизель и его поршневой двигатель с воспламенением от сжатия / Л.А. Новиков // Двигателестроение. – 2008.– №1. – С.3.
86. Орлин, А.С. Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания / А.С. Орлин. – М.: Машгиз, 1955. – 124 с.
87. Панов, Ю.В. Установка и эксплуатация газобаллонного оборудования автомобилей / Ю.В. Панов. – М.: Академия, 2012. – 157 с.
88. Парфенов, А.П. Развитие системы классификации сельскохозяйственных тракторов / А.П. Парфенов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1985. - №10. - С. 18.
89. Патент 227 Приднестровская Молдавская Республика, В23 Р 6/04; В21 D 51/24; В29С 63/06. Способ восстановления газовых баллонов высокого давления / Брикса А.Н., Бурменко Ф.Ю., Димогло А.В., Юров Л.Л.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего образования «Приднестровский Государственный университет им. Т.Г. Шевченко». - № 02100243; Заявлено 26.04.2002; опубл.27.05.2002. Бюл. № 8.
90. Патент 294 Приднестровская Молдавская Республика, F02D 31/00. Устройство к всережимному регулятору дизельного двигателя / Анисимов И.Ф., Чернобрисов С.Ф., Димогло А.В.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего образования

«Приднестровский Государственный университет им. Т.Г. Шевченко». - № 04100326; Заявлено 17.11.2004; опубл.31.01.2005. Право и общество №1

91. Патент 451 Приднестровская Молдавская Республика, F02D 31/00. Ограничитель запальной дозы топлива к всережимному регулятору дизельного двигателя / Димогло А.В.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего образования «Приднестровский Государственный университет им. Т.Г. Шевченко». - № 13100500; Заявлено 25.04.2013; опубл.23.05.2013. Вестник Приднестровского университета №2(44)

92. Патент 524 Приднестровская Молдавская Республика, F02B 45/10; F02D 19/10. Способ регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания / Бурменко Ф.Ю., Димогло А.В.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего образования «Приднестровский Государственный университет им. Т.Г. Шевченко». - № 20100578; Заявлено 21.09.2020; опубл.19.11.2020. Вестник Приднестровского университета №2(68)

93. Патент 525 Приднестровская Молдавская Республика, G01M 15/04; F02B 7/02. Установка для исследования работы дизельных двигателей внутреннего сгорания / Бурменко Ф.Ю., Димогло А.В.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего образования «Приднестровский Государственный университет им. Т.Г. Шевченко». - № 20100579; Заявлено 21.09.2020; опубл.19.11.2020. Вестник Приднестровского университета №2(68).

94. Патент 540 Приднестровская Молдавская Республика, F17C 1/16; F17C 1/08; F17J 12/00. Способ изготовления газового баллона высокого давления из композитных полимерных материалов / Бурменко Ф.Ю., Бурменко Ю.Ф., Димогло А.В., Юров Л.Л.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего образования «Приднестровский Государственный университет им. Т.Г. Шевченко». - №

21100595; Заявлено 22.11.2021; опубл.28.01.2022. Вестник Приднестровского университета №1(70).

95. Патент 2022661444 Российская Федерация. Программный комплекс «Газодизель +» для расчета и оптимизации работы двигателей внутреннего сгорания/ Козлов В.Г., Димогло А.В., Бурменко Ф.Ю., Козлова Е.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I». - № 2022660691; Заявлено 07.06.2022; опубл.21.06.2022. Бюл. № 7.

96. Патент 2022661445 Российская Федерация. Программный комплекс управления впрыском форсункой запальной дозы в составе топливных систем газовых дизелей/ Козлов В.Г., Димогло А.В., Косаченко С.Ю., Козлова Е.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I». - № 2022660687; Заявлено 07.06.2022; опубл.21.06.2022. Бюл. № 7.

97. Петров, В.А. Автомобильные двигатели / В.А. Петров, А.М. Малявинский. – Ленинград: Минкомхоз, 1947. - 584 с.

98. Петров, В.А. Теория легких двигателей автомобильного типа / В.А. Петров. – М.: Госмашметиздат, 1934. - 192 с.

99. Покровская, С.Ф. Влияние загрязнения окружающей среды на продуктивность с.-х. культур / С.Ф. Покровская. — М.: Изд-во ВАСХНИИЛ, 1980. – 48 с.

100. Поливаев, О.И. Испытания с/х техники и энергосиловых установок / О.И. Поливаев, О.М. Костиков. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ им. императора Петра I, 2015. – 292 с.

101. Потапов, В. Трактор переходит на газ / В. Потапов // Сельский механизатор. – 2000. - №5. – С. 7.

102. Природный газ в двигателях / А.П. Кудряш, В.В. Пашков, В.С. Маринин и др. - Киев: Наукова думка, 1990. – 200 с.
103. Проблемы перевода автомобилей на газ в США [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.transpobrand.ru/tabras-92-1.html>
104. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://diesel-rk.bmstu.ru/>
105. Проект «Голубой коридор» по использованию природного газа в качестве моторного топлива в международных грузовых и пассажирских перевозках [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://unesc.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2003/sc1/ENERGY-2003-08r.pdf>
106. Родичев, В.А. Трактор ДТ-75 / В.А. Родичев, Г.И. Родичева. – М.: Высшая школа, 1974. – 192 с.
107. Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию автомобилей КАМАЗ, работающих на сжатом природном газе по газодизельному циклу. - Набережные Челны: Изд-во. КамАЗ, 1987. – 81 с.
108. Савельев, Г. Газ вместо дизтоплива / Савельев Г., Шапкайц А., В. Подосинников и др. // Сельский механизатор. – 2000. - №2. – С. 22.
109. Садыков, М.Ф. Автоматизированная многофункциональная установка для исследования, разработки и тестирования двигателя внутреннего сгорания / М.Ф. Садыков // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2018. № 20 (9-10). - С. 138.
110. Седелев, К.П. Конвертирование дизеля с наддувом и полуразмерной камерой сгорания в газодизель модернизацией топливоподающей системы: дисс. канд. тех. наук: 05.04.02 / Седелев Константин Петрович. - Челябинск, 1998. - 239 с.
111. Скляр, П.А. Испытание машин / П.А. Скляр, Ю.В. Мельник. – Кишинев: Эврика, 2019. – 382 с.
112. Скотников, В.А. Новые тракторы и автомобили / В.А. Скотников, А.И. Гончаров, А.А. Машенский и др. – М.: Колос, 1983. – 224 с.

113. Скотников, В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Мащенский, А.С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 384 с.
114. Смородинский, Д.З. Агрегатирование тракторов с сельскохозяйственными машинами / Д.З. Смородинский, П.Л. Щупак. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
115. Стенд обкаточно-тормозной КИ-5543-ГОСНИТИ. Технические описание и инструкция по эксплуатации 5543 ТО. – Измаил: Укראгропромреммаш, 1989. – 7 с.
116. Стопалов, С. Двигатель на газе / С. Стопалов // Сельский механизатор. – 2000. - №1. – С. 6.
117. Суркин, В.И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей / В.И. Суркин. – Челябинск: Челябинская государственная агроинженерная академия, 2012. – 327 с.
118. Тареев, В.М. Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / В.М. Тареев. – М.: Изд-во «Речной транспорт», 1959. – 402 с.
119. Толстов, А.И. К теории рабочего процесса быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия / А.И. Толстов // в сборнике ЦНИДИ – ВНИТОЭ. - 1951. - № 18. – С. 56.
120. Трушин, В.И. Газовое оборудование и арматура для газобаллонных автомобилей / В.И. Трушин. – Ленинград: Недра, 1990. – 151 с.
121. ТУ 51-166-83 Газ природный сжатый, топливо для газобаллонных автомобилей. - М.: Стандартиформ, 1983. – 22 с.
122. Филимонов, А.И. Концентрация в воздухе загрязняющих веществ, выбрасываемых тракторами и сельхозмашинами / А.И. Филимонов, В.А. Большаков, Т.И. Борисочкина // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1993. - №6. - С.34.

123. Хандов, З.А. Судовые газосиловые установки / З.А. Хандов, А.В. Гепин. – М.: Речиздат, 1951. – 370 с.
124. Хмельницкий, А.П. Анализ теоретического цикла газового двигателя / А.П. Хмельницкий. – М.: Изд-во академии наук СССР, 1955. – 68 с.
125. Ховах, М.С. Автомобильные двигатели / М.С. Ховах. М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.
126. Чернобрисов, С.Ф. Химмотологическое обоснование использования сжатого природного газа в качестве моторного топлива / С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло, Ф.Ю. Бурменко, Т.В. Боунегру // Вестник Приднестровского Университета. - 2021. - № 2(68). - С. 187.
127. Чернобрисов, С.Ф. Автоматизированная экспериментальная установка для исследования и разработки газодизельных двигателей внутреннего сгорания / С.Ф. Чернобрисов, Ф.Ю. Бурменко, А.В. Димогло // Аграрная наука (Stinga Agricola). - 2020. - № 2. - С. 103.
128. Чернобрисов, С.Ф. К выбору оптимального способа конвертации автотракторных дизелей в газодизеле на примере сжатого природного газа / С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // в сборнике: the conferenta internationala «Energetica Moldovei-2005» se consacra jubileului de 50 de ani de la fondarea Sistemului Energetic al Republicii Moldova si 40 de ani a Institutului de Energetica al Academiei de Stiinte a Moldovei. - 2005. - С. 688.
129. Чернобрисов, С.Ф. К выбору оптимальной величины «запальной» дозы для надежного воспламенения двухтопливной смеси в газодизельном двигателе / С.Ф. Чернобрисов, А.В. Димогло // Аграрная наука (Stinga Agricola). - 2018. - № 2. - С. 154.
130. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
131. Alan, B. Velch. Dual fuel natural gas/diesel 2-stroke engine. US5035206A, 1991.

132. Anuarul statistic al republicii Moldova 2020. Statistical yearbook of the republic of Moldova [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://statistica.gov.md/pageview.php?l=ro&idc=263&id=2193>.

133. Bartunek, B. Direct induction natural gas (DING): a diesel-derived combustion system for low emissions and high fuel economy [Электронный ресурс] / B. Bartunek, U. Hilger // SAE Technical Paper Series. – 2001. – № 2000-01Г.-2827. – P. 1. - Режим доступа: <https://unece.org/fileadmin/DAM/env/Europe/monitoring/8thMeeting/AirMonitoringStrategy.Ru.pdf>.

134. Kubesh, J.T. Development of an electronically-controlled natural gas fueled Jam Deere power tech 8.1L engine [Электронный ресурс] / J.T. Kubesh, D.J. Podnar, K.H. Guglielmo // SAE Technical Paper Series. – 1995. – № 951940. – P. 71. - Режим доступа: <https://unece.org/fileadmin/DAM/env/Europe/monitoring/8thMeeting/AirMonitoringStrategy.Ru.pdf>.

135. Novorojdin, D. Studiul utilizarii combustibilului la motoarele cu aprindere prin comprimare / D. Novorojdin, P. Voleac // в сборнике: Conferinta stiintifice «Impactul transporturilor asupra mediului ambient». – Chisinau: The State Agrarian University of Moldova, 2008. - P.16.

136. Ricardo, H.R., Combustion in Diesel Engines. London. Перевод: Рикардо Г.Р., Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Г.Р. Рикардо. – М.: ОГИЗ-Гострансиздат, 1932. – 366 с.

137. Rubas, P.J. Methane jet penetration in a direct-injection natural gas engine [Электронный ресурс] / P.J. Rubas, M.A. Paul, G.C. Martin // SAE Technical Paper Series. – 1998. – № 980143. – P. 1. - Режим доступа: <https://unece.org/fileadmin/DAM/env/Europe/monitoring/8thMeeting/AirMonitoringStrategy.Ru.pdf>.

138. Toshitaka Minami Isuzu Motors, Ltd. Natural gas engine and operation method for natural gas engine. US6550430B2 EP США CN JP, 2003.

139. Voleac, P. Aspecte teoretice în funcționarea sistemului de alimentare dual cu combustibili alternativi pentru mac / P. Voleac, A. Dichii // в сборнике: The International Scientific Symposium «Achievements and Perspectives in Agricultural Engineering and Auto Transport» dedicated to the 85 th anniversary of the State Agrarian University of Moldova. – Chisinau: The State Agrarian University of Moldova, 2018. – С. 345.

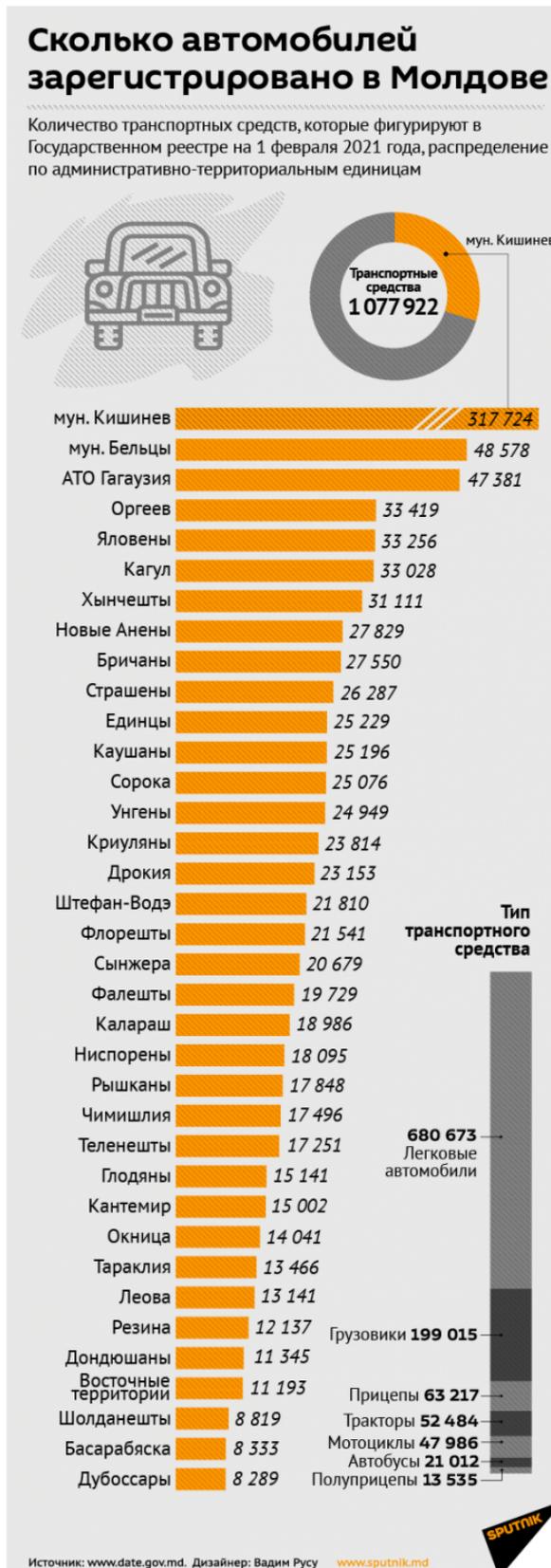
140. Voleac, P. Rezultatele încercărilor de laborator a motorului diesel 4DC-125/110 alimentat cu combustibili alternativi / P. Voleac, M. Gadibadi, N. Daraduda, // в сборнике: The International Scientific Symposium «Achievements and Perspectives in Agricultural Engineering and Auto Transport» dedicated to the 85 th anniversary of the State Agrarian University of Moldova. – Chisinau: The State Agrarian University of Moldova, 2018. – P. 348.

141. Voleac, P. Verificarea parametrilor statii tehnice a motoalilor cu aprindere prin comprimare aplicind metode de diagnosticare / P. Voleac // в сборнике: Materialele conferintei Internationale «Sisteme de transport shi logistica». - Chisinau: Evrica, 2011. - P.129.

142. Voleac, P. Particularitatile utilizarii kombustibilului gazos la motoarele cu aprindere prin comprimare / P. Voleac, S. Chernobrisov // в сборнике: Materialele conferintei Internationale «Sisteme de transport shi logistica». - Chisinau: Evrica, 2007. - P.28.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1



Приложение 2

Характеристики газодизельных тракторов, работающих на сжатом природном газе

Показатели	К-701		К-700А		К-150К		МТЗ-82		ЮМЗ-КЛ		ЛТЗ-55	
	базовая модель	ГБО модификация	базовая модель	ГБО модификация	базовая модель	ГБО модификация	базовая модель	ГБО модификация	базовая модель	ГБО модификация	базовая модель	ГБО модификация
Номинальное тяговое усилие, кН (те)	50(5)	50(5)	50(5)	50(5)	30(3)	30(3)	14(1,4)	14(1,4)	14(1,4)	14 (1,4)	9 (0,9)	9 (0,9)
Номинальная эксплуатационная мощность двигателя, кВт (л.с.)	198,5 (270)	198,5 (270)	158 (215)	172 (234)	121,5 (165)	121,5 (165)	55,1 (75)	55,1 (75)	45 (60,5)	45 (60,5)	37 (50)	37 (50)
Эксплуатационная масса трактора, кг												
с баллонами:	13500	-	12810	-	8135	-	3620	-	3895	-	2900	-
стальными	-	14700	-	14000	-	8725	-	-	-	-	-	-
металлопластиковыми	-	14340	-	13560	-	8590	-	3815	-	4070	-	3040
Диапазон скоростей, км/ч	1,89... 33,4	1,89... 33,4	1,89... 33,4	1,89... 33,4	3,36... 31,0	3,36... 31,0	1,89... 33,4	1,89... 33,4	2,1... 24,5	2,1... 24,5	1,82... 30,0	1,82... 30,0
Расход топлива при номинальной мощности в дизельном режиме, кг/ч	51,8	51,8	38,0	38,0	29,0	29,0	13,5	13,5	10,7	10,7	9,2	9,2
Расход сжатого природного газа, м3/ч	-	50,4	-	38,4	-	28,1	-	13,2	-	10,2	-	9,0
Длительность работы на одной заправке топливом, ч:												
на транспортных работах	26	29,2	28,0	34,5	17,2	23,5	16,7	23,0	14,2	21,3	10	14,8
в том числе по газодизельному циклу	-	10,5	-	13,0	-	11,0	-	10,5	-	11,3	-	9,5
на пахоте	15	22	15	20,3	10,3	14,6	10	13,6	10	13,3	7,9	11,0
в том числе по газодизельному циклу	-	7,0	-	7,0	-	5,1	-	4,6	-	5,2	-	4,5
Число газовых баллонов /емкость одного баллона, л	-	18/50	-	18/50	-	10/50	-	4/51	-	4/51	-	3/51
Изготовитель газобаллонной аппаратуры	Рязанский заводом автомобильной аппаратуры АО «Автосистема»											
Разработчики газобаллонной модификации трактора	ВНИИГАЗ, ВИМ, АО «Автосистема»		ВНИИГАЗ, ВИМ		ВНИИГАЗ, ВИМ, НППГ «Дизельавтоматика»		ВНИИГАЗ, ВИМ, АО «НЗТА», АО «Автосистема»		ВНИИГАЗ, НАТИ, ВИМ, АО «НЗТА»		ВНИИГАЗ, НАТИ, ВИМ, АО «НЗТА»	



MD-3300, с. ТИРАСПОЛЬ, ул. СВЕДЛОВА, 49, Тел: (333) 7-41-19, 4-09-15, Факс: (333) 7-41-24, 4-64-63

## Тираспольтрансгаз - Приднестровье

### ПАСПОРТ

#### НА ПРИРОДНЫЙ ГАЗ В ГАЗОПРОВОДЕ АТИ

за июнь 2021 года. Место отбора ГРС Тирасполь-2

Физико-химические показатели параметров газа  $T=20^{\circ}\text{C}$  давление  $0,1\text{ МПа}$

Результаты испытаний (при стандартных условиях  $t_2=20^{\circ}\text{C}$ ,  $t_1=25^{\circ}\text{C}$ ,  $p=101,325\text{ кПа}$ ):

Состав газа	Объемная доля компонента, об. %	Молярная доля компонента, мол. %
Гексан+высшие	0,012	0,013
и-пентан	0,019	0,020
н-пентан	0,013	0,014
и-бутан	0,117	0,120
н-бутан	0,112	0,116
нео-пентан	0,001	0,002
Пропан	0,797	0,809
Этан	2,719	2,735
СН <sub>4</sub>	95,353	95,317
Кислород	0,005	0,005
Азот	0,623	0,622
Диоксид углерода	0,228	0,229
Всего	100,000	100,000
<i>Механические примеси</i>		отсутствуют
<i>Меркаптановая сера г/1000м<sup>3</sup></i>		менее 0,2
<i>Масса сероводорода г/1000м<sup>3</sup></i>		менее 0,1

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ	
Объемная теплота сгорания (высшая), ккал/м <sup>3</sup>	9141,46
Объемная теплота сгорания (высшая), (кВт*ч)/м <sup>3</sup>	10,63152
Объемная теплота сгорания (низшая), ккал/м <sup>3</sup>	8249,39
Объемная теплота сгорания (низшая), (кВт*ч)/м <sup>3</sup>	9,59404
Плотность относительная	0,5852
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	0,7049
Число Воббе, ккал/м <sup>3</sup>	11949,43
Число Воббе, (кВт*ч)/м <sup>3</sup>	13,89
Нижнее число Воббе, ккал/м <sup>3</sup>	10783,34
Нижнее число Воббе, (кВт*ч)/м <sup>3</sup>	12,53

Генеральный директор

Начальник службы метрологии и автоматизации



Л.П. Станков

Д.В. Мерляк

**Испытания механизма минимизации запальной дозы с помощью  
ПАК «Газодизель - Pro» и «MT Pro 4.1»**



а

б

**Рис. 1. Пульт управления (а) и контроля безмоторными испытаниями  
ТНВД на стенде (б)**

1 – ЭВМ; 2 – ЭБУ аппаратно-программного диагностического комплекса «Газодизель - Pro»; 3 - измерительный блок программно-аппаратного комплекса MT Pro 4.1; 4 – универсальный блок питания JET-A (DC 12-24В); 5 - стенд для испытания и регулировки ТНВД «КИ – 921М»

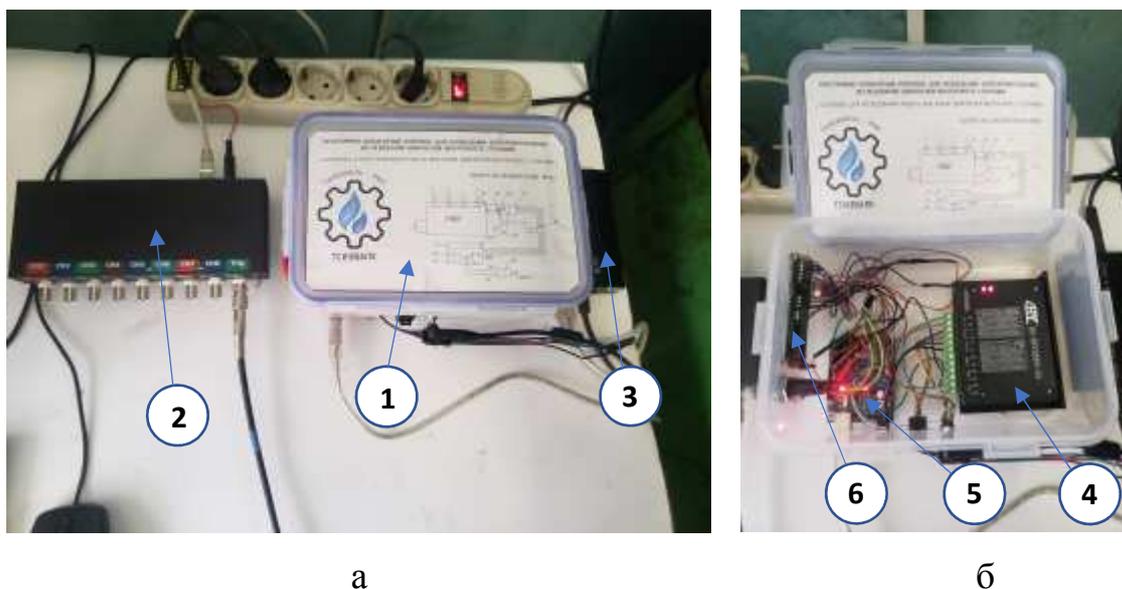


а

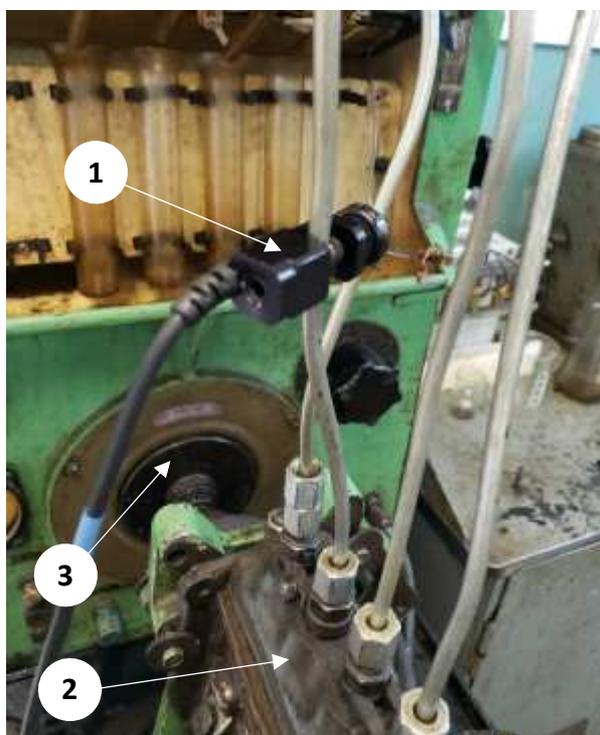
б

**Рис. 2. Передняя панель измерительного блока MT Pro 4.1(а) и задняя  
панель (б)**

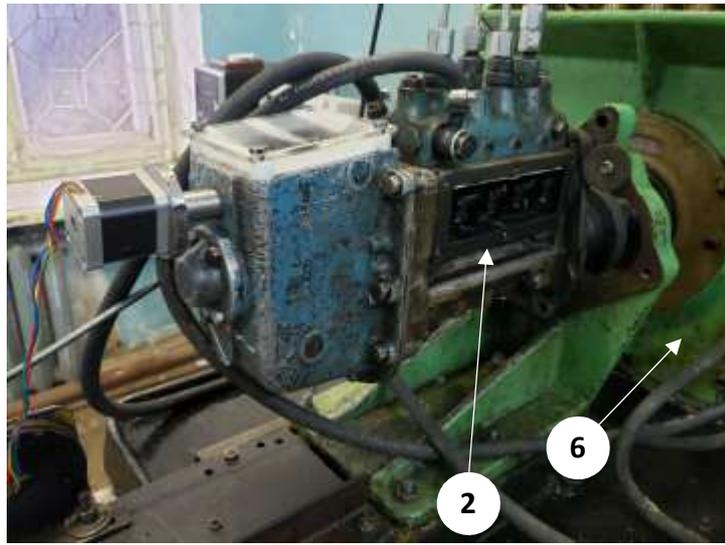
1 – измерительный блок программно-аппаратного комплекса MT Pro 4.1; 2 - восемь высокочастотных разъемов типа BNC универсальных аналоговых каналов; 3 - высокочастотный разъем типа BNC универсального канала синхронизации; 4 - клемма заземления прибора; 5 - Разъем типа DJK-02 для подключения внешнего источника питания постоянного тока; 6 - разъем RJ45 для подключения прибора к сетевой карте ПК.



**Рис. 3. Электронный блок управления установки для исследования работы дизельных двигателей внутреннего сгорания**  
 1 - ЭБУ аппаратно-программным диагностическим комплексом «Газодизель - Pro»; 2 - измерительный блок программно-аппаратного комплекса МТ Pro 4.1; 3 – универсальный блок питания JET-A (DC 12-24В); 4 - драйвер шагового двигателя; 5 - программируемая плата «Arduino UNO»; 6 - LCD-дисплей.



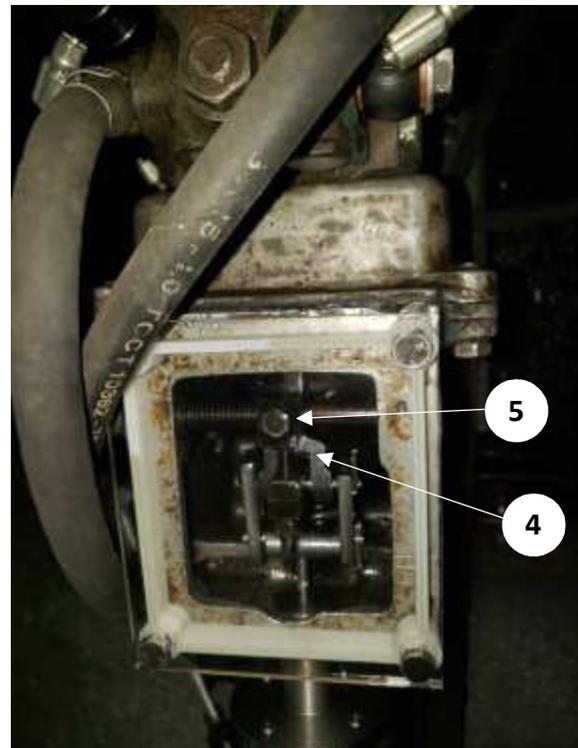
**Рис. 4. Размещение тензодатчика на трубопроводе высокого давления**  
 1 – тензодатчик; 2 – ТНВД; 3 – стенд для испытания и регулировки ТНВД «КИ – 921М»



а



б



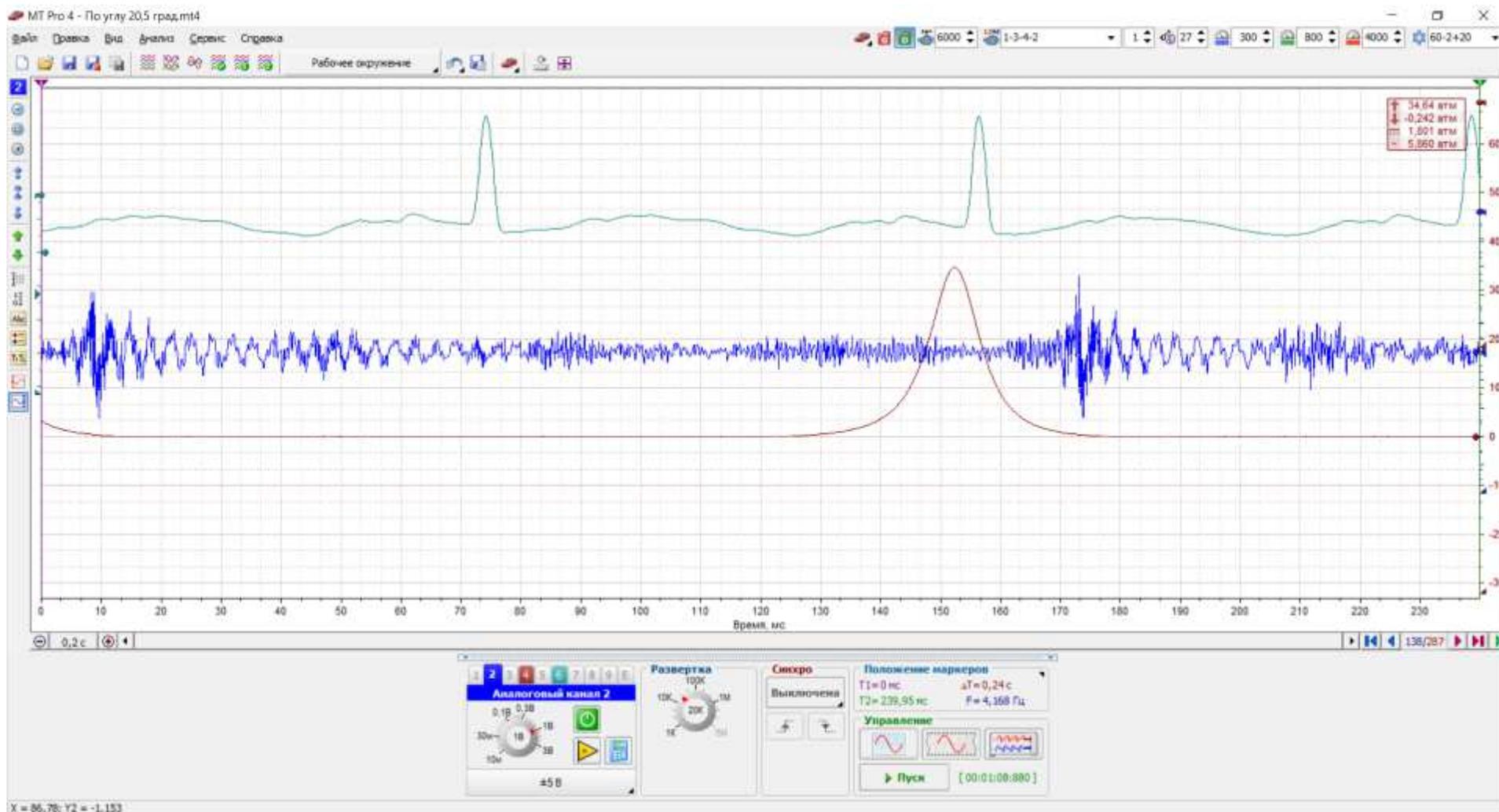
в

**Рис. 5. Механизм минимизации запальной дозы (ММЗД)**

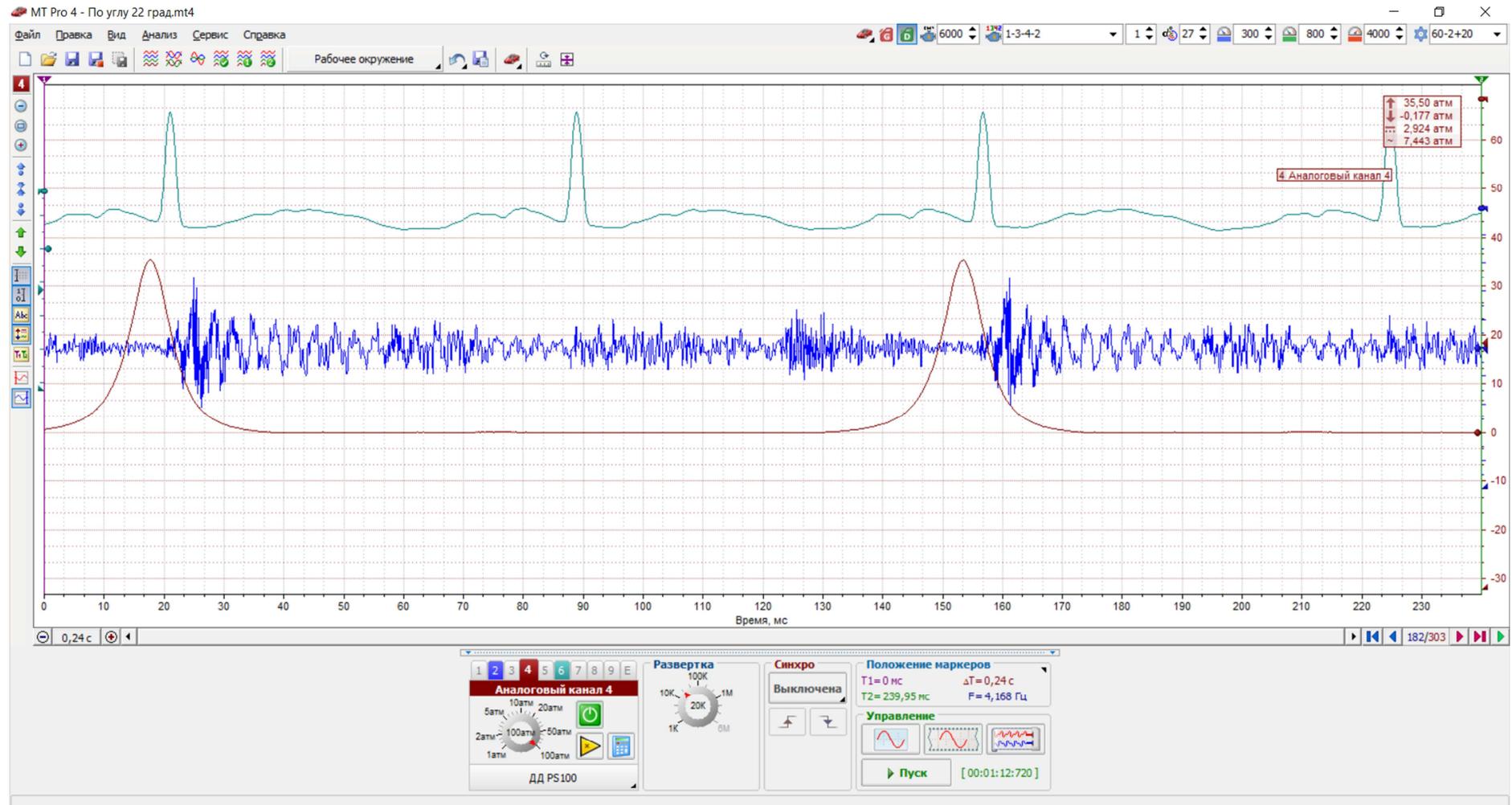
1 - шаговый двигатель «NEMA17»; 2 – ТНВД; 3 – всережимный регулятор; 4 - вилка рычага регулятора; 5 – призма обогатителя; 6 - стенд для испытания и регулировки ТНВД «КИ – 921М»

## Приложение 5

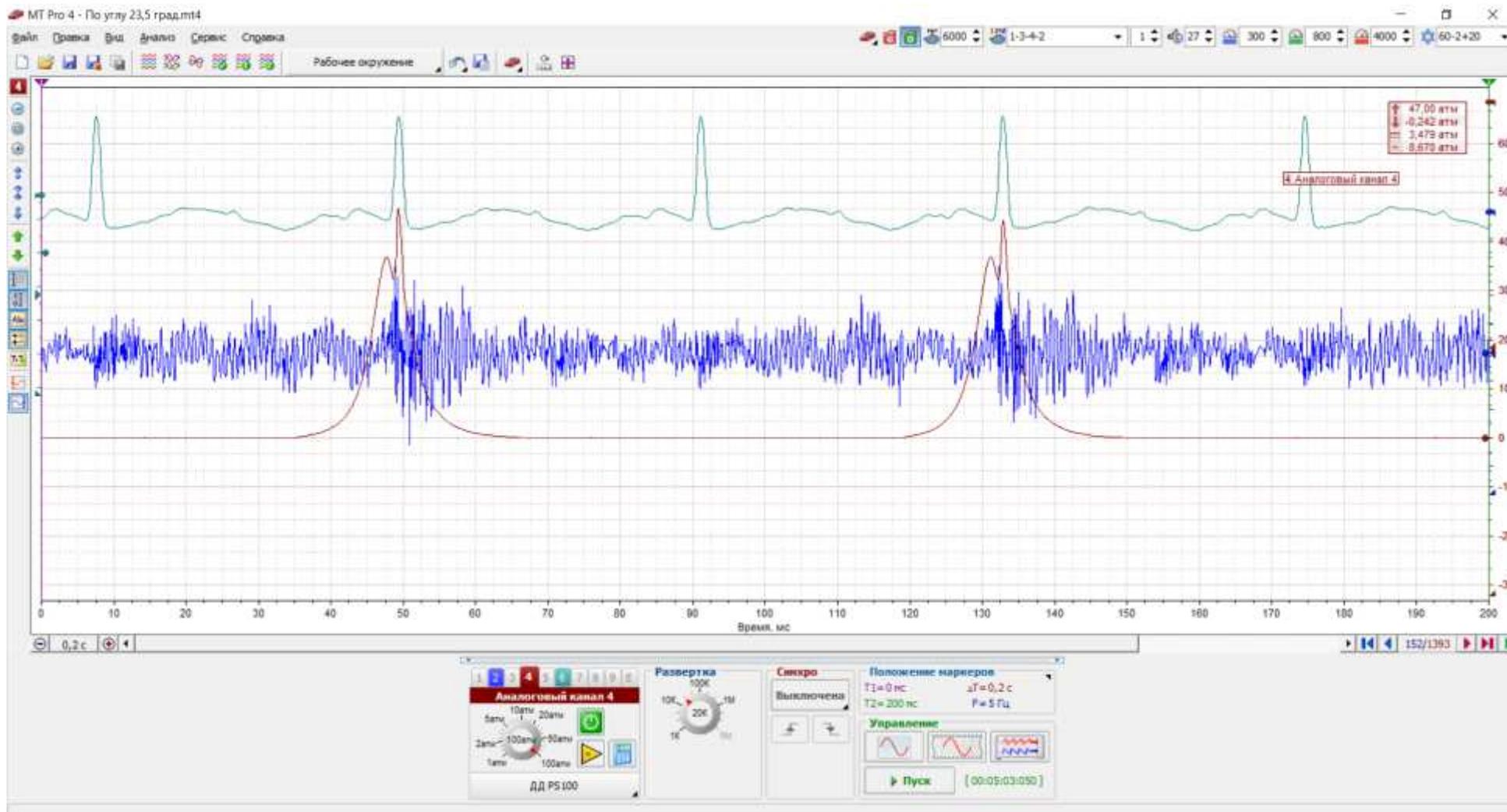
Осциллограмма работы двигателя по углу впрыска запальной дозы топлива в 20,5 град. ПКВ



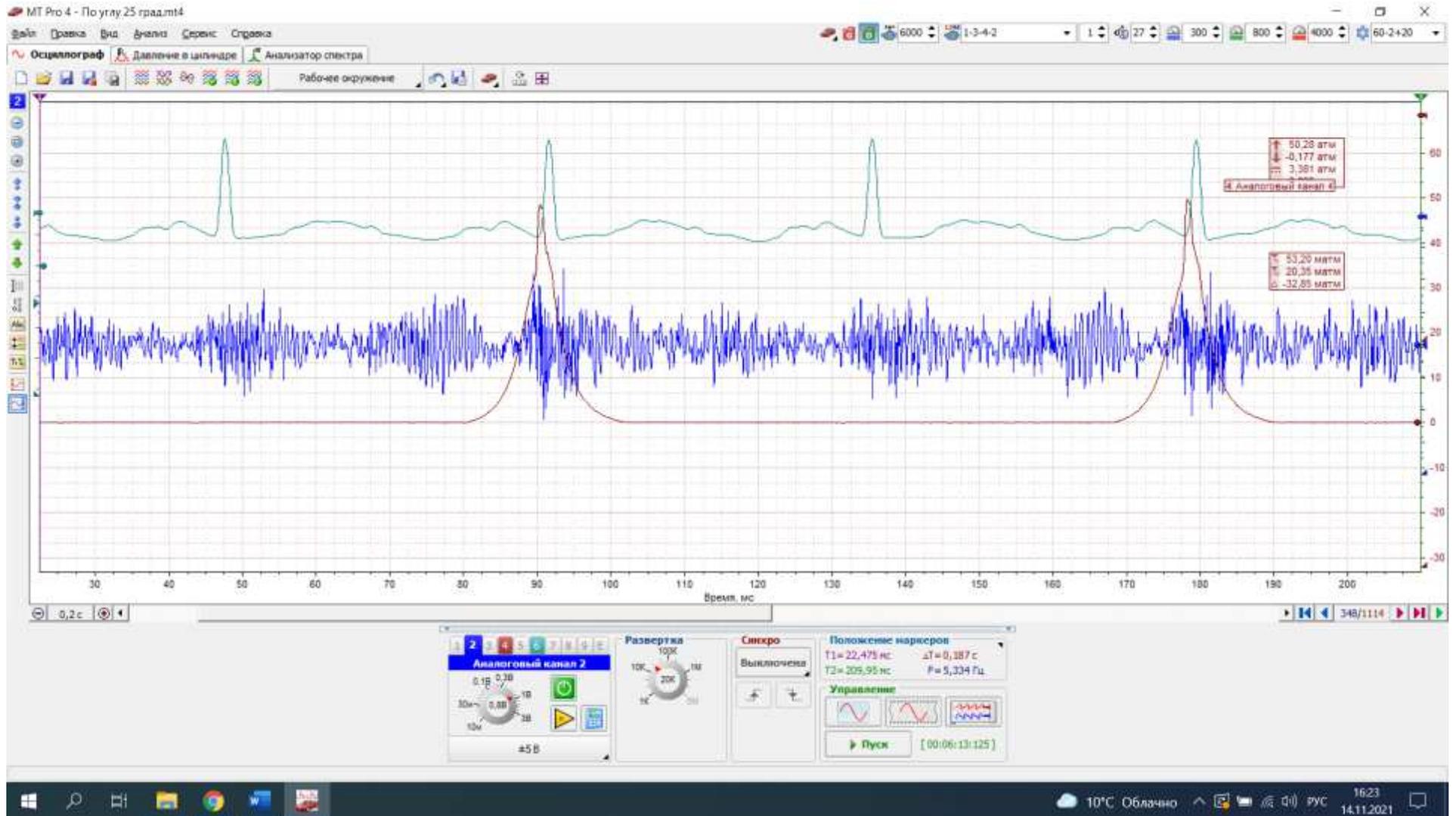
# Осциллограмма работы двигателя по углу впрыска запальной дозы топлива в 22 град. ПКВ



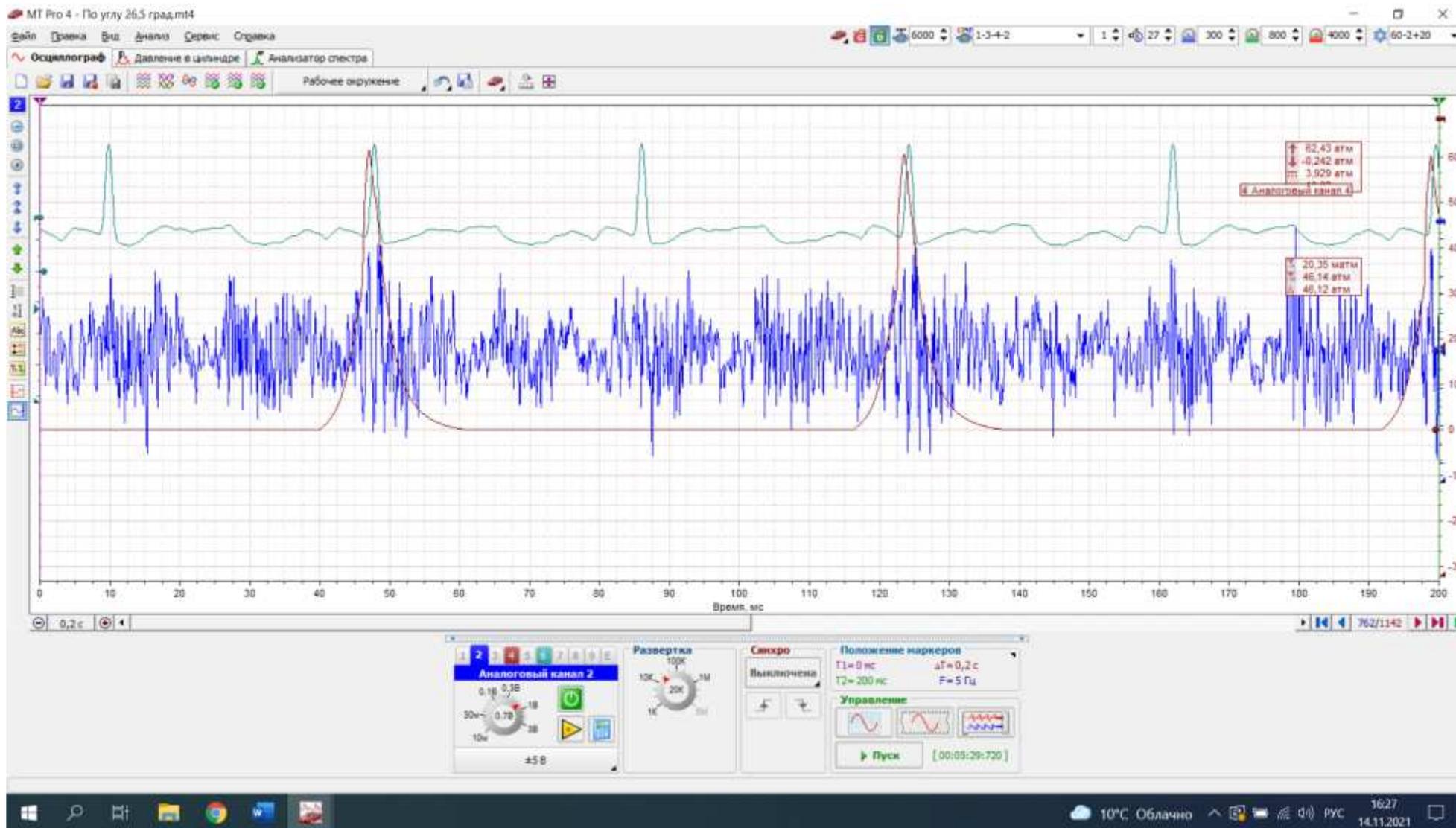
# Осциллограмма работы двигателя по углу впрыска запальной дозы топлива в 23,5 град. ПКВ



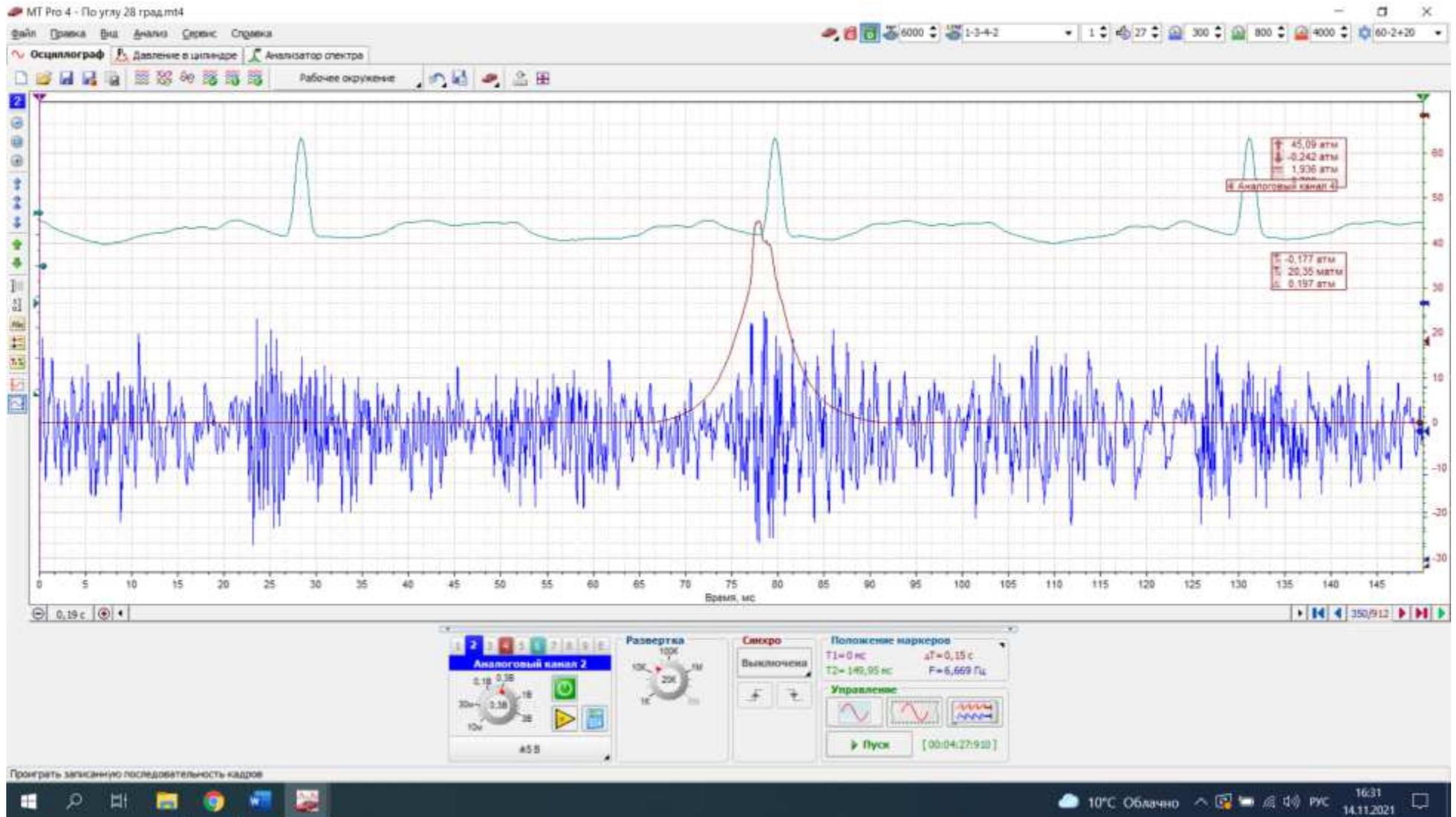
# Осциллограмма работы двигателя по углу впрыска запальной дозы топлива в 25 град. ПКВ



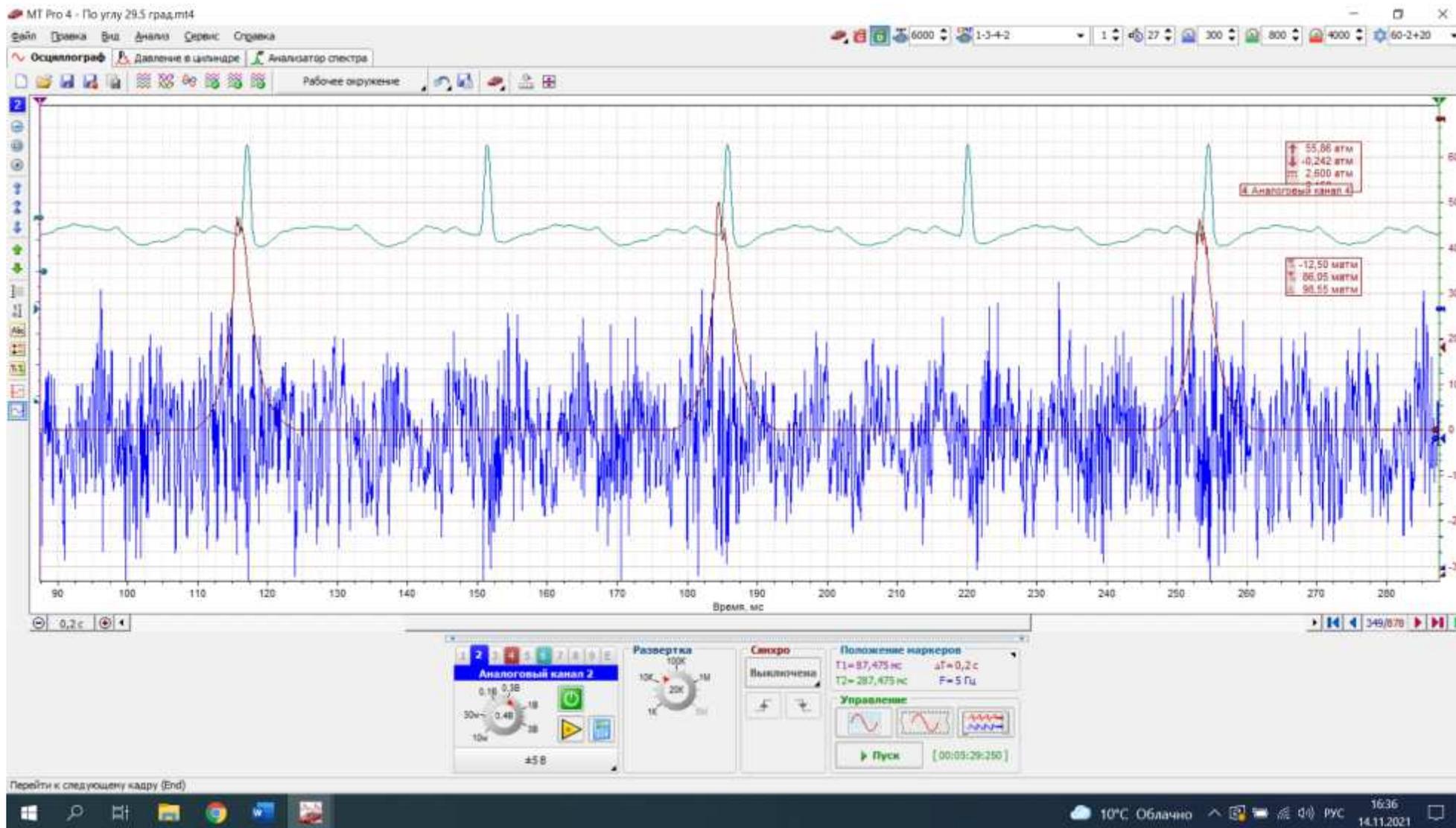
# Осциллограмма работы двигателя по углу впрыска запальной дозы топлива в 26,5 град. ПКВ



# Осциллограмма работы двигателя по углу впрыска запальной дозы топлива в 28 град. ПКВ



# Осциллограмма работы двигателя по углу впрыска запальной дозы топлива в 29,5 град. ПКВ



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научно-инновационной  
работе НИУ им. Т.Г. Шевченко доцент

 И.В. Толмачева

«15» октября 2021 г.

### АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательской работы, выполненной в рамках диссертационной работы, соискателем кафедры Технических систем в АПК Приднестровского государственного университета им. Т.Г. Шевченко Димогло Анатолия Владимировича в учебный процесс

Мы, нижеподписавшиеся, Антюхова О.В. – заместитель декана по НИР Аграрно-технологического факультета, доцент; Клиник Г.В. – заведующий кафедрой Эксплуатации и ремонта машин, доцент; Звонкий В.Г. – заведующий кафедрой АТПК, доцент; Бурменко Ф.Ю. – профессор кафедры Машиноведения и Технологического оборудования, научный руководитель внедряемых результатов составили настоящий АКТ ВНЕДРЕНИЯ результатов научно-исследовательской работы, выполненной соискателем Димогло А.В. в рамках диссертационной работы на тему: «Исследование энергетических и технико-экономических параметров дизельных двигателей с использованием природного газа».

#### *Основные результаты работы:*

- определены функциональные и конструктивные решения по модернизации топливоподающей системы дизеля при конвертировании в газодизель с комбинированным смесеобразованием;
- рекомендованы конструктивные и регулировочные параметры топливоподающей аппаратуры, обеспечивающие снижение количества запальной дозы дизельного топлива газодизеля;
- разработана оригинальная система топливоподачи для газодизеля, обеспечивающая устойчивую работу ДВС как по дизельному, так и по газодизельному процессам;
- разработана автоматизированная установки и программный комплекс для исследования газодизельного двигателя на альтернативных видах топлива.

Указанная работа внедрена (использована) в учебный процесс в 2018-2021 уч. гг. по следующим дисциплинам:

- Основы теплотехники и термодинамики;
- Химмотология;
- Тракторные и автомобильные двигатели;
- Строительно-дорожные и коммунальные машины.

**Наименование объекта и предмета внедрения (использования) результатов научно-исследовательской работы соискателя:**

- *объект внедрения* – автоматизированная установки и программный комплекс для исследования газодизельного двигателя на альтернативных видах топлива;

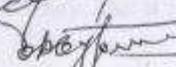
- *предмет внедрения* – диагностические методы исследования и контроля конструктивных и регулировочных параметров топливоподающей аппаратуры дизельных ДВС, работающих на газовом (метане) и других альтернативных видах топлива.

**Эффект от внедрения (использования) результатов внедрения:** научно-технические результаты по проблеме исследования имеют важное значение при создании новых видов агрегатов и оборудования, что позволяет значительно улучшить качество подготовки специалистов по специальности 2.23.05.01- Наземные транспортно-технологические средства, специализации «Автомобили и тракторы» и «Технические средства в АПК» и направлениям магистратуры 4.35.04.06 – Агроинженерия и 2.23.04.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

Данная разработка защищена двумя патентами на изобретение:

- Патент № 524 «Способ регулирования мощности двигателя внутреннего сгорания»;

- Патент № 525 «Установка для исследования работы дизельных двигателей внутреннего сгорания».

Заместитель декана по НИР АТФ, доцент		О.В. Антюхова
Заведующий кафедрой ЭиР, доцент		Г.В. Клинк
Заведующий кафедрой АТПК, доцент		В.Г. Звонкий
Научный руководитель, профессор		Ф.Ю. Бурменко
Соискатель		А.В. Димогло

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ ИМПЕРАТОРА ПЕТРА I»



«УТВЕРЖДАЮ»

Врио проректора по учебной работе

д.т.н., профессор

Н.М. Дерканосова

09 2022 год

**А К Т**

о внедрении в учебный процесс

на кафедре сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей  
ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет  
имени императора Петра I» (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ)  
научных разработок по проблеме «Исследование энергетических и  
технико-экономических параметров дизельных двигателей  
с использованием природного газа»  
по теме «Совершенствование системы питания газодизельных  
двигателей сельскохозяйственных тракторов»

1. Исследования выполнены кафедрой эксплуатации транспортных и технологических машин Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I».

2. Ответственный исполнитель - доктор технических наук, заведующий кафедры эксплуатации транспортных и технологических машин Козлов Вячеслав Геннадиевич.

3. Соисполнитель – соискатель кафедры эксплуатации транспортных и технологических машин Димогло Анатолий Владимирович.

4. Наименование выполненных разделов темы:

Разделы работы по теме «Совершенствование системы питания газодизельных двигателей сельскохозяйственных тракторов» соисполнителями выполнены поэтапно и включают такие вопросы, как рабочие процессы газодизельных двигателей и схемы их конвертирования в газовый двигатель, сравнительного анализа различных видов газовых топлив, пригодных для применения в комбинированных ДВС, теоретического исследования рабочего цикла газодизеля, моделирования рабочего цикла газодизеля, разработки топливоподающей системы газодизеля, программы и методики исследований, анализ результатов показателей работы ДВС при газозамещении дизельного топлива, оценки технико-экономической эффективности использования газодизельного ДВС тракторов в условиях сельскохозяйственных работ.

5. Краткое описание результатов внедрения, конечный результат.

Анализ исследования и подтверждение его результатов отражены в обосновании видов газового топлива и схемы конвертирования дизеля в газовый двигатель, учитывая проблемы реализации выбранной схемы конвертирования, в сопоставительной оценке различных видов газовых топлив, пригодных для применения в ДВС и их физико-химические и моторные свойства.

Особенности моделирования рабочего цикла газодизеля с внешним смесеобразованием по газовому топливу и внутренним по запальному жидкому позволяют обосновать использование методики синтеза рабочего цикла дизеля применительно к объекту исследования: газодизелю.

Разработанная принципиальная схема экспериментального стенда, позволяет с его помощью оценить погрешности измерений, сформулировать технические аспекты модернизации топливоподающей системы при эксплуатации газодизеля на жидком и двухкомпонентном топливах (в системе газовой – жидкой составляющих).

Показана эффективность разработанных мероприятий по совершенствованию рабочего цикла газодизеля и проверке работоспособности системы топливоподачи с точки зрения безопасности применения компримированного природного газа и газобаллонного оборудования, предложены схемы размещения баллонов и их конструктивные параметры, а также экономическая эффективность эксплуатации тракторов с газодизельным двигателем в условиях с/х работ.

6. Внедрение по курсу дисциплин: полученные материалы используются при изучении раздела Двигатели внутреннего сгорания дисциплины «Энергетические установки в АПК», разработанная экспериментальная установка для исследования ДВС в научно-исследовательской работе магистрантов направления «Агроинженерия» и студентов специальности «Наземные транспортно-технологические средства».

7. Влияние на качество подготовки специалистов – решается актуальная задача по развитию перевода ДВС энергетических средств и созданных на их базе строительных, дорожных и коммунальных машин, самоходных сельхозмашин, а также других мобильных и стационарных энергетических установок на альтернативные виды топлива, в первую очередь на сжатый и сжиженный природный газ.

8. Рекомендации - результаты исследований рекомендуется использовать в курсовом и дипломном проектировании при подготовке специалистов соответствующих программ и в магистерских диссертациях, выполненных по данной научной теме.

Зав. кафедрой  
сельскохозяйственных машин,  
тракторов и автомобилей, д.с.-х.н.,  
профессор

В.И. Оробинский

Протокол № 010122-01 от 02 сентября 2022 г.

Ответственный исполнитель

В.Г. Козлов

Соисполнители:

А.В. Димогло

**Принцип работы  
аппаратно-программного комплекса «Газодизель - Pro»**

Принцип работы аппаратно-программного комплекса «Газодизель - Pro» основан на свойствах работы шагового двигателя, ротор которого, делая один оборот в 3600, способен разбить его на 200 шагов, т.е. один шаг будет равен  $1,8^\circ$  ( $360/200$ ). А при помощи драйвера 2 шагового двигателя это значение можно уменьшить в 16 раз, таким образом вал двигателя может перемещаться с шагом 0,10 ( $1,80/16$ ) (рис. 3.2.). [53]

Скорость вращения вала двигателя составляет 0,06 с, а скорость перемещения на один шаг – 0,003 с.

Принцип действия основан на перемещении вилки тяги 12 регулятора топливного насоса при помощи шагового двигателя 11 по принципу «винт-гайка» от одного крайнего положения до другого с высокой точностью (рис. 3.2) [127].

Устройство включает собственно всережимный регулятор 10, состоящий из рейки 13 топливного насоса, связанной через рычаг 12 непосредственно с рычагом 21 управления, находящимся в кабине тракториста. Одновременно рычаг 12 взаимодействует с призмой обогатителя 3 (см. рис. 3.3), а рейка 13 посредством вала 29 - с электрическим шаговым двигателем 11, обеспечивающим дозированную подачу дизельного топлива. Центробежный регулятор 10 служит для изменения подачи топлива в зависимости от нагрузки (рис.3.2). В качестве винта выступает вал шагового двигателя 29, а в качестве гайки-вилка тяги регулятора 12.

На корпус всережимного регулятора 10 помощи специального крепления устанавливается шаговый двигатель, вал которого ввинчивается в вилку тяги регулятора 12. Все электронные составляющие помещены в корпус 17, драйвер соединен с шаговым двигателем проводами.

Рабочий процесс заключается в следующем:

Газодизельный процесс работы двигателя предусматривает ограничение впрыска дизельного топлива в цилиндры двигателя.

Управляя вращением вала шагового двигателя, можно обеспечить любую стабильную порцию запальной дозы дизельного топлива.

Нажатием кнопки №1 шаговый двигатель делает заданное число шагов по часовой стрелке, тем самым перемещая вилку тяги регулятора в положение, при котором к форсункам подается повышенная доза топлива, на дисплее отображается надпись, указывающая эту дозу в процентном соотношении от максимально возможной. При повторном нажатии кнопки №1 цикл повторяется. Если доза топлива, подаваемого к форсункам, достигает максимального значения и на дисплее высвечивается надпись 100 %, то при повторном нажатии кнопки №1 шаговый двигатель не запускается и цикл не повторяется.

Кнопка №2 запускает такой же цикл, как и кнопка №1, но двигатель вращается против часовой стрелки и вилка тяги рычага перемещается в обратную сторону, тем самым уменьшая дозу подаваемого к форсункам топлива. Если вилка тяги регулятора находится в крайнем положении, при котором подача топлива не производится, и на дисплее высвечивается надпись: «0 %», то при нажатии кнопки №2 цикл не запускается и шаговый двигатель не вращается [55].

Таким образом, экспериментальным путем определяются оптимальная доза, которая впоследствии будет фиксированной. Зная шаг резьбы пары «винт-гайка», используя настройки драйвера 2 и изменяя управляющий код, можно при помощи шагового двигателя очень точно и на небольшие расстояния перемещать вилку тяги регулятора. Это позволит с максимальной точностью отмерять дозу топлива, подаваемую к форсункам.

Утверждаю  
 Председатель сельскохозяйственной фирмы  
 ПК «Дружба» \_\_\_\_\_  
 В.П. Зачеса  
 «20» ноября 2021 г.



А К Т

передачи и использования результатов диссертационного исследования  
 по теме «Исследование энергетических и технико-экономических параметров дизельных  
 двигателей с использованием природного газа»

Настоящий акт составлен в том, что Приднестровским государственным университетом им. Т. Г. Шевченко передан, в сельскохозяйственную фирму ПК «Дружба» принят результат работы, выполненной на тему: «Исследование энергетических и технико-экономических параметров дизельных двигателей с использованием природного газа» на базе Аграрно-технологического факультета Приднестровского Государственного университета им. Т.Г. Шевченко.

Результаты данного исследования показали, что применение новой конструкции топливной системы дизельных двигателей с переводом ДВС на компримированный природный газ показал свою эффективность в отношении топливной экономичности и соответствия экологическим требованиям согласно ГОСТ 17.2.2.05-97 и не уступающим аналогичным показателям других разработок.

Отличительная особенность предложенной автором конструкции – это возможность перевода ДВС в режим «Газодизеля» без внесения технических изменений в конструкцию двигателя, что позволяет ему работать как в штатном режиме, так и в режиме газодизеля. Это достигается тем, что проведенными исследованиями изыскана оригинальная конструкция топливоприготовительной системы дизельного ДВС и определена минимальная величина «запальной дозы» дизельного топлива и оптимальный угол опережения его впрыска в цилиндры.

Показано также, что при внедрении новой конструкции газодизельного ДВС на тракторе ДТ-75М сохраняется тяговая характеристика трактора и комплект (шлейф) агрегируемых им сельхозмашин с сохранением рабочей скорости и производительности машинно-тракторного агрегата.

Результаты данного исследования приняты к использованию на сельскохозяйственную фирму ПК «Дружба» с целью дальнейшего внедрения и освоения участка по модернизации дизельных ДВС и оснащения ими тракторов применительно к условиям предприятия.

от СХПК «Дружба»  
 главный инженер  
 \_\_\_\_\_ Г.Л. Татарчук  
 \_\_\_\_\_ В.Н. Аноховский

от ПГУ им. Т.Г. Шевченко  
 Зам. декана Аграрно-технологического  
 факультета по научной работе, к.с.х.н., доцент  
 \_\_\_\_\_ Н.Н. Трескина  
 Заведующий кафедрой АТПК, к.т.н., доцент  
 \_\_\_\_\_ В. Г. Звонкий  
 Заведующий кафедрой ЭиРМТП, к.т.н., доцент  
 \_\_\_\_\_ Г.В. Клинок

Элементы системы подачи газа в цилиндры газодизеля

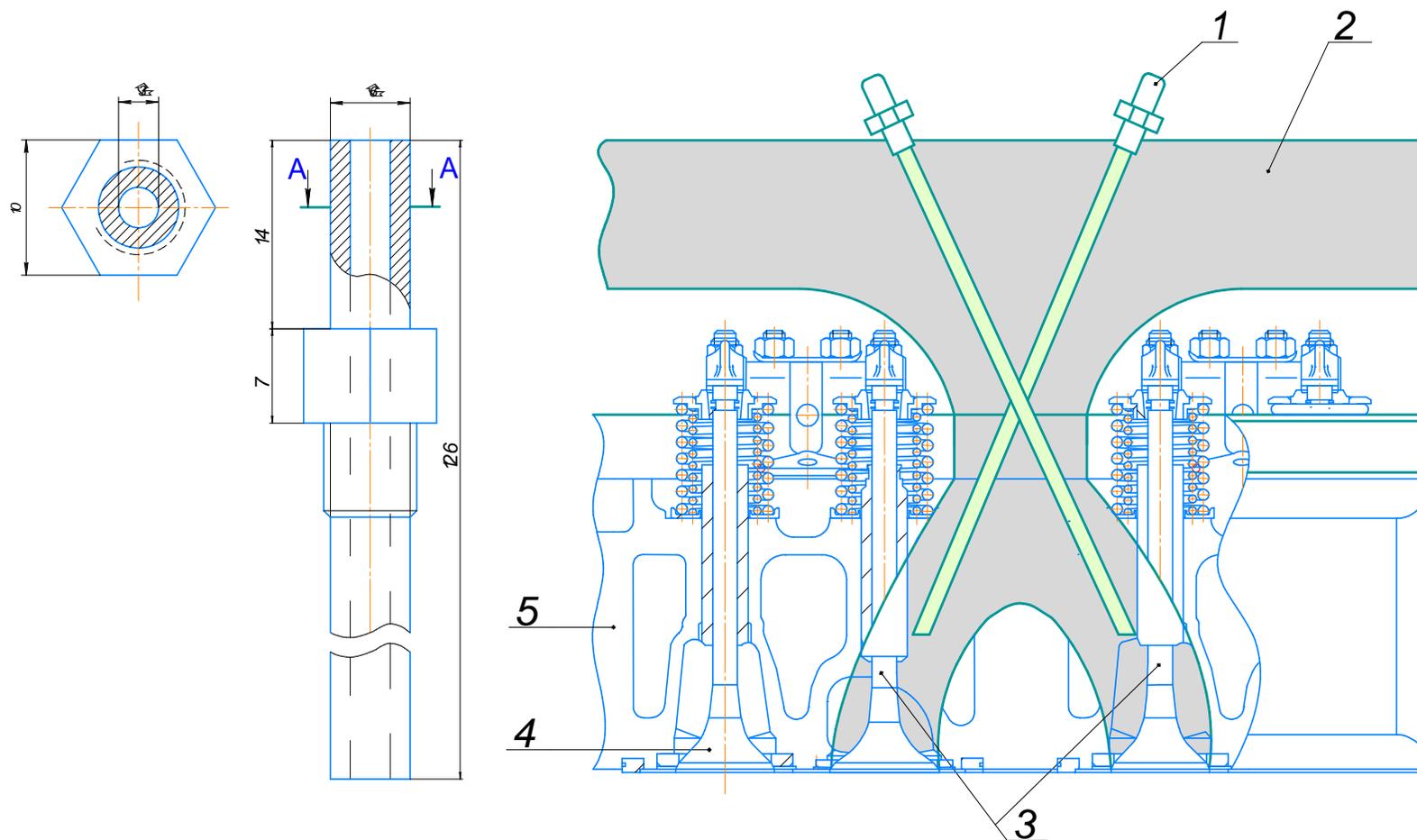


Рис. 1.

1 – удлинитель подачи газа; 2 – впускной коллектор; 3 – впускные клапана; 4 – выпускной клапан; 5 – головка блока цилиндров.

Вставка в цилиндр двигателя для измерения индикаторного давления

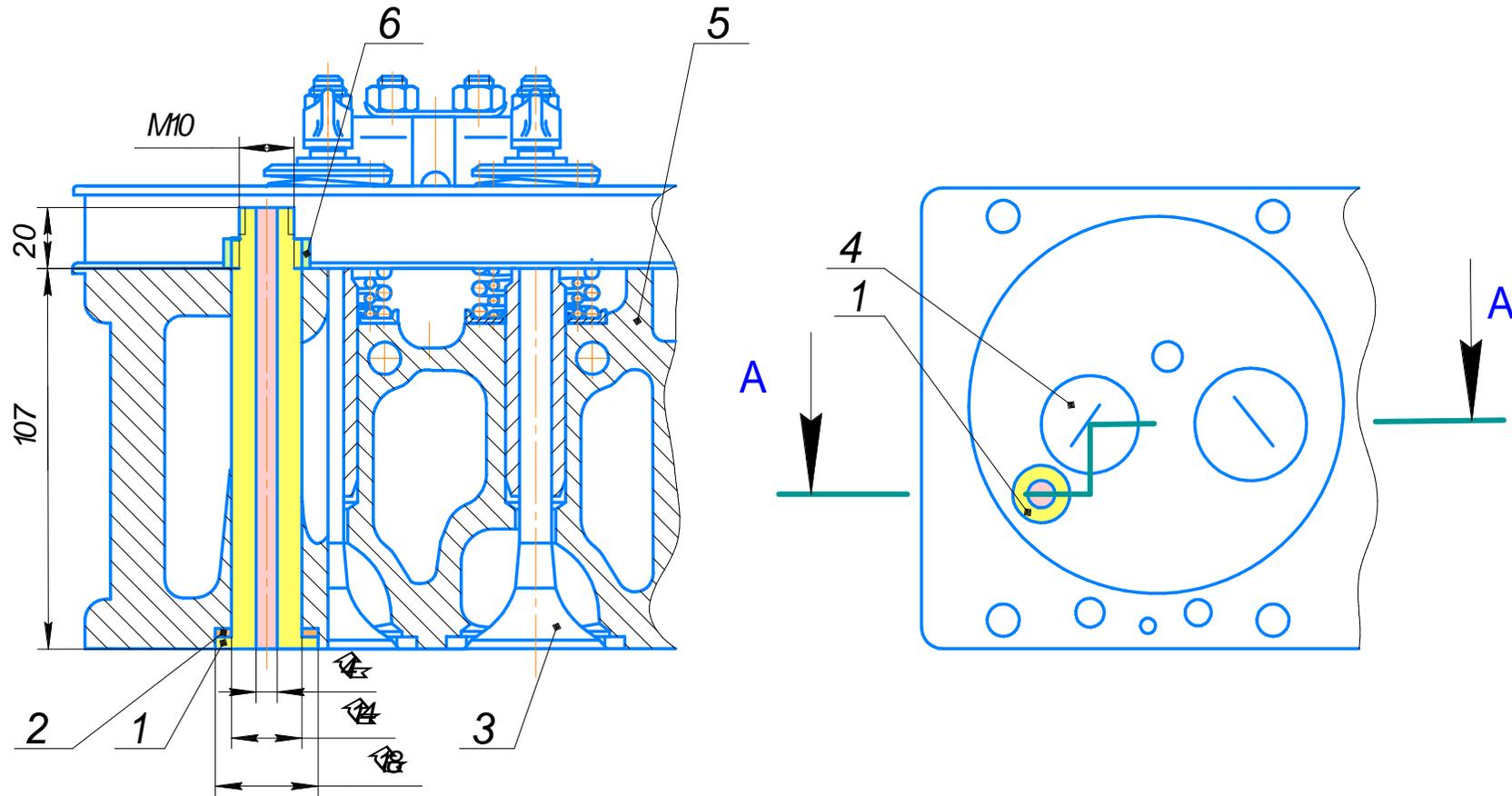
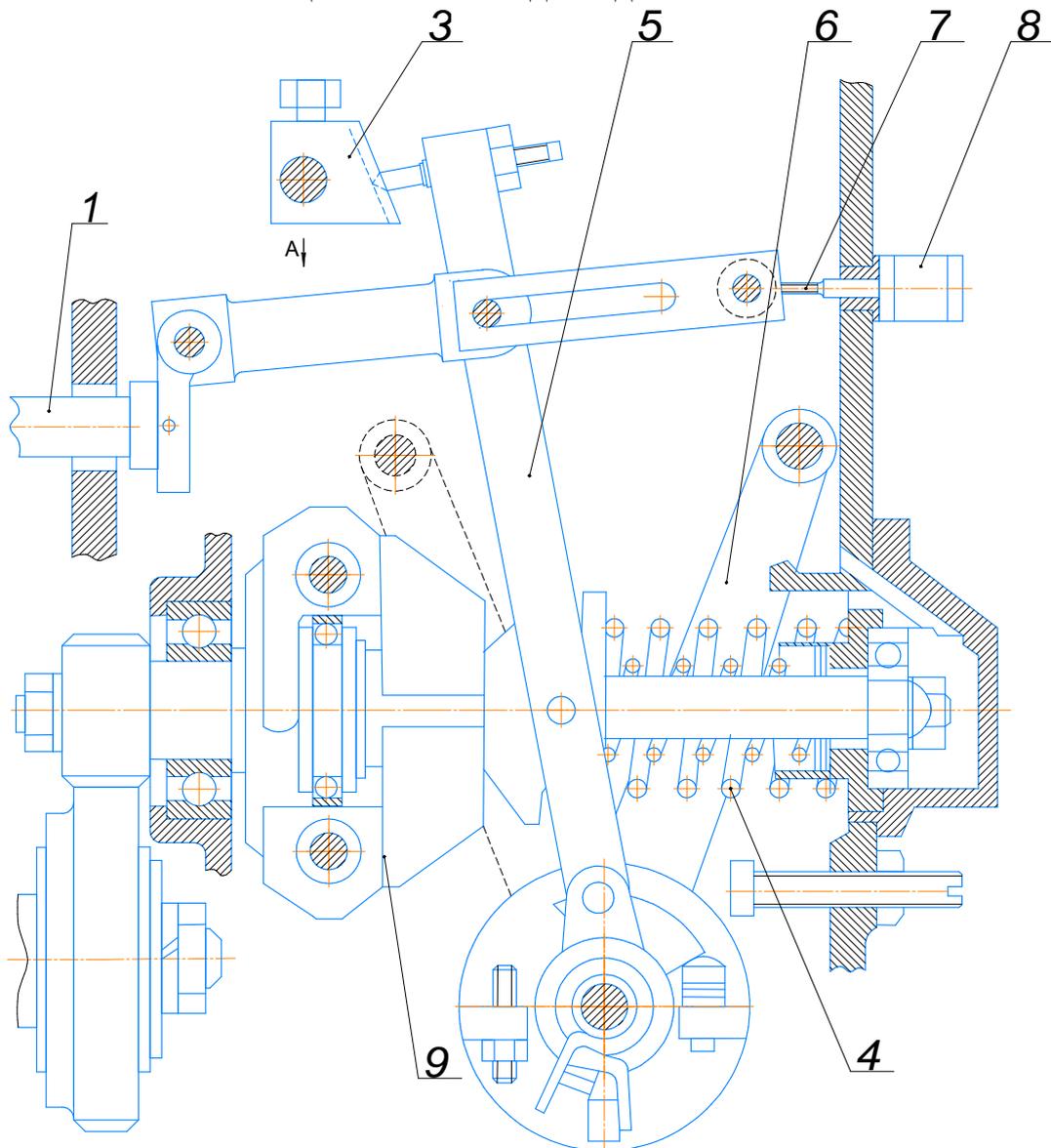


Рис.2.

1 – вставка; 2 – медное уплотнительное кольцо; 3 – впускной клапана; 4 – выпускной клапан; 5 – головка блока цилиндров; 6 - гайка

## Продолжение приложения 10

Кинематическая схема всережимного регулятора РВ – 850 с механизмом минимизации запальной дозы дизельного топлива



Вид А (М 1:1)

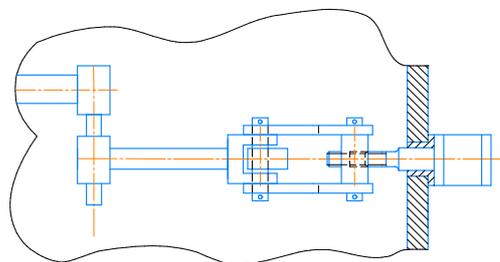


Рис. 3.

1 - топливная рейка ТНВД; 2 - вилка рычага регулятора; 3 – призма обогатителя; 4 – пружина регулятора; 5 – рычаг регулятора; 6 – рычаг управления; 7 - насадка на вал шагового двигателя с резьбой; 8 – шаговый двигатель; 9 – грузики регулятора; 10 – подвижная муфта