

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ,
НАУКИ И КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ

Учреждение образования
«БЕЛАРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«ВЯТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин, С. А. Плотников

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ГАЗОВЫЕ ВИДЫ ТОПЛИВА ДЛЯ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

Монография

Горки
Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия
2025

УДК 620.91/98.004.14:621.436.12(035.3)

Карташевич, А. Н. Альтернативные газовые виды топлива для автотракторной техники : монография / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин, С. А. Плотников; под общ. ред. А. Н. Карташевича. – Горки : Белорус. гос. с.-х. акад., 2025. – 217 с.: ил. – ISBN 978-985-882-742-7.

В монографии приведены данные по применению газовых видов топлив в различных энергетических установках и их влияние на основные процессы работы дизеля. Также подробно рассмотрены теоретические аспекты применения этих топлив и методика исследований по применению их в автотракторных двигателях. Описаны разработанные системы питания газовым топливом дизелей и результаты экспериментальных исследований по их влиянию на эффективные и экологические показатели, а также на эксплуатационные характеристики машинно-тракторного агрегата при выполнении наиболее энергоемких сельскохозяйственных работ.

Монография является научным изданием по результатам совместных исследований ученых Республики Беларусь и Российской Федерации в рамках договора о сотрудничестве Белорусской государственной сельскохозяйственной академии и Вятского государственного университета.

Авторами монографии являются ученые Белорусской государственной сельскохозяйственной академии: доктор технических наук, профессор А. Н. Карташевич, кандидат технических наук П. Ю. Малышкин и доктор технических наук, профессор Вятского государственного университета С. А. Плотников.

Для руководителей и специалистов сельскохозяйственных предприятий агропромышленного комплекса, слушателей повышения квалификации, специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией автотракторной техники, студентов магистрантов и аспирантов.

Табл. 20. Ил. 107. Библиогр.: 205 назв.

Одобрено Научно-техническим советом
Белорусской государственной сельскохозяйственной академии.
Протокол № 10 от 30 декабря 2024 г.

Под редакцией доктора технических наук, профессора А. Н. Карташевича

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Белорусской государственной
сельскохозяйственной академии В. Р. Петровец;
доктор технических наук, профессор ФГБНУ «Федеральный аграрный
научный центр Северо-Востока имени Н. В. Рудницкого» П. А. Савиных

ISBN 978-985-882-742-7

© Карташевич А. Н., Малышкин П. Ю.,
Плотников С. А., 2025
© Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия, 2025

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

CNG – сжатый природный газ;
CO – оксид углерода;
CO₂ – диоксид углерода;
C_nH_m – суммарные углеводороды;
H₂O – вода;
EURO – Европейский экологический стандарт;
LPG – сжиженный нефтяной газ;
NO_x – оксиды азота;
PM – твердые частицы;
PT – дымность отработавших газов;
АГЗС – автомобильная газозаправочная станция;
БГСХА – Белорусская государственная сельскохозяйственная академия;
БТ – бутан технический;
ВВ – вредные вещества;
ВМТ – верхняя мертвая точка;
ГРМ – газораспределительный механизм;
ГТ – газовое топливо;
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
ДГТ – дизельно-газовое топливо;
ДТ – дизельное топливо;
ЕК – Европейская комиссия;
КПД – коэффициент полезного действия;
КПГ – компримированный природный газ;
КС – камера сгорания;
МТА – машинно-тракторный агрегат;
НЗГА – Новогрудский завод газовой аппаратуры;
НМТ – нижняя мертвая точка;
ОГ – отработавшие газы;
ОНВ – охладитель надувочного воздуха;
ОС – окружающая среда;
ОЧ – октановое число;
ПАУ – полициклические ароматические углеводороды;

ПЗВ – период задержки воспламенения;
ПК – персональный компьютер;
ПГ – природный газ;
П.к.в. – поворот коленчатого вала;
РБ – Республика Беларусь;
РФ – Российская Федерация;
СНГ – сжиженный нефтяной газ;
СПБТЗ – смесь пропана и бутана техническая зимняя;
СПБТЛ – смесь пропана и бутана техническая летняя;
СУГ – сжиженный углеводородный газ;
ТНВД – топливный насос высокого давления;
ТНПА – технические нормативные правовые акты;
ТЧ – твердые частицы;
УО – учреждение образования;
УОВТ – угол опережения впрыска топлива;
УУОВТ – установочный угол опережения впрыска топлива;
ЦЧ – цетановое число;
ЭБУ – электронный блок управления;
 g_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВт · ч;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 $\theta_{впр}$ – угол опережения впрыска топлива, °;
 $\theta_{увлр}$ – установочный угол опережения впрыска топлива, °;
 n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;
 P_e – среднее эффективное давление, МПа;
 N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;
 M_k – крутящий момент двигателя, Н · м;
 $G_{дт}$ – расход дизельного топлива, кг/ч;
 P_{kp} – усилие на крюке трактора, кН.

ВВЕДЕНИЕ

Потребление основных ископаемых топлив увеличивается из года в год, при этом производство не может бесконечно расти из-за ограниченности запасов сырья во всем мире [65, 143]. По расчетам многих специалистов [86], запасов нефти хватит на 40...80 лет при неуклонном уменьшении ее добычи.

Многие страны, такие как КНР, США, Германия, Франция и др., обеспокоились проблемой загрязнения окружающей среды (ОС), особенно крупных городов. Одной из составляющих экологической проблемы в стране является колесный транспорт с двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Поэтому одним из актуальных вопросов современности является применение альтернативных топлив, способных частично или полностью заменить традиционные топлива для двигателей внутреннего сгорания. В числе таких возобновляемых топлив в настоящее время рассматриваются газовые топлива (сжатые, сжиженные газы, биогаз), водород, спирты, эфиры и др., которые позволяют не только улучшить экологические показатели двигателя, но и снизить зависимость от импортируемого топлива [3, 82, 111].

Улучшение эксплуатационных и экологических показателей автотракторной техники имеет для Республики Беларусь и Российской Федерации весьма важное значение [3, 6, 14, 16, 18, 22, 48, 62, 68, 84, 101, 103, 134].

Применение альтернативных источников энергии интересовало ученых и инженеров-конструкторов на протяжении всего развития и совершенствования ДВС. При этом с каждым годом расширяется сфера применения автотракторной и специальной техники, увеличивается единичная мощность и расширяется сфера применения машин. При этом конструкции ДВС должны подчиняться современным требованиям норм по охране окружающей среды. Эти требования касаются как самих двигателей, так и применяемых в них топлив [68].

Интерес к применению газообразных топлив в промышленном производстве стал известен с конца XVIII – начала XIX века, когда независимо друг от друга во Франции (Ф. Лебон) и в Австрии (Г. Мердак) применили газ, полученный пиролизом фракций нефти, получивший затем название «светильный» или городской газ, для освещения улиц, а также жилых и фабричных зданий [18]. В 1801 г. Ф. Лебон предложил использовать светильный газ, а в 1861 г. француз Ж. Ленуар стал использовать его в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. Первые попытки сжатия (компримирования)

светильного газа были предприняты в 1856 г. во Франции, а в 1872 г. попытались использовать для питания ДВС транспорта. Эти работы возродились в 1915–1916 гг., тогда на транспорте стал использоваться не только светильный, но и природный газ. Систематические и достаточно широкие работы по переводу автотранспорта на компримированный газ развернулись после 1925 г., многочисленные опыты дали такие положительные результаты, что вскоре в европейских странах начали крупносерийное производство газобаллонных автомобилей и строительство газонаполнительных станций, где газ сжимали до 20 МПа и подавали в баллоны, установленные на автомобилях. В этот период компримированный газ стал использоваться в качестве автомобильного топлива во Франции, Германии, Италии, Швеции, Финляндии, Норвегии, Югославии, Румынии, Дании [18].

В 1940 г. наибольших успехов добились в Италии, где использовали в основном природный газ (около 50 млн. м³) для питания грузовых автомобилей и автобусов. В послевоенный период в крупных городах Италии большое число автомобилей было оснащено сменными баллонами, т. е. на газонаполнительных станциях осуществлялась не заправка, а замена баллонов [18].

В СССР первый практический опыт использования газа на автотранспорте был связан с выпуском в 1939 г. газобаллонных автомобилей марки ЗИС-30 и ГАЗ-44, а в 50-х гг. – ЗИС-156 и ГАЗ-51Б, в которых применяется компримированный природный газ. Несколько тысяч этих автомобилей работали на Украине и в Поволжье, районах основной добычи природного газа. В 1954 г. было начато производство автомобилей ЗИС-156А и ГАЗ-51Ж, работавших на сжиженном пропан-бутановом газе [152].

Однако в 60-е гг. в связи с быстрым развитием нефтеперерабатывающей промышленности и производством больших количеств дешевого нефтяного моторного топлива применение газового топлива на автотранспорте было практически прекращено [18].

В 80-е гг. в связи с резким ухудшением экологической обстановки в крупных городах и требованием экономии нефтяных ресурсов, объективной необходимостью стала задача широкого использования газового моторного топлива и в первую очередь сжатого природного газа, что связано с развитой системой транспорта природного газа по трубопроводам, растущими объемами добычи природного газа, а также с тем, что сжиженные нефтяные газы с большей эффективностью могут быть переработаны в ценные химические продукты [59].

На сегодняшний день интерес к альтернативным топливам для ДВС увеличивается с каждым годом [3]. Причина тому – резкий рост цен на

энергоносители в последнее десятилетие. В то же самое время на территории Беларуси и России произрастает большое количество биомассы, пригодное для получения не только тепловой энергии путем сжигания, но и получения генераторного газа и биогаза для питания ДВС [177].

Снизить негативное воздействие выбросов ВВ тракторов на ОС и уменьшить зависимость Беларуси от импортируемого топлива можно при использовании газового топлива. Экологическую, энергетическую и экономическую эффективность использования ГТ доказывают исследования, проведенные как в РФ и РБ, так и за рубежом.

В связи с этим постоянно увеличивается научная и научно-исследовательская работа по применению альтернативных топлив [86, 68].

Для РБ и РФ приемлемым и альтернативным топливом, обеспечивающим питание автотракторных двигателей, является СУГ, так как, в отличие от других видов топлива, он не нуждается в глубокой переработке, широко распространен и доступен (в Республике Беларусь создано и функционирует более 300 заправочных станций, а в Российской Федерации более 1800) [111].

Анализ материала научно-исследовательских работ в области двигателестроения показывает, что большой вклад по применению альтернативных топлив принадлежит таким ученым, как С. А. Абрамов, В. С. Азев, Д. Г. Алексеев, Ю. П. Алейников, М. С. Ассад, В. И. Балакин, А. К. Болотов, Г. М. Камфер, А. Н. Карташевич, В. А. Лиханов, В. Льотько, Н. Н. Патрахальцев, С. А. Плотников, В. М. Попов, В. Ф. Смаль, А. С. Хачиян и др.

Вопросами улучшения экологических показателей автотракторных двигателей занимались такие ученые, как Л. А. Ашкинацзи, В. А. Белоусов, Е. В. Берштейн, И. Л. Варвавский, М. М. Вихерт, О. А. Гладков, С. Н. Гущин, В. Е. Емельянов, Я. Б. Зельдович, В. А. Звонов, А. Н. Карташевич, А. П. Картошкин, В. Н. Кондратьев, М. Г. Круглов, А. П. Кудряш, Г. М. Кухаренок, Е. Ю. Лерман, В. А. Лиханов, В. Н. Ложкин, Л. А. Новиков, Н. Ф. Разлейцев, А. М. Сайкин, Н. Н. Семенов, В. И. Смайлис, М. Л. Скрябин, В. П. Шкаликов и др.

Работы по применению ГТ на дизелях велись в различных институтах бывшего СССР: НАТИ, НАМИ, НИИАТ, ЦНИДИ, МВТУ им. Баумана, Кировской СХМ и в зарубежных исследовательских центрах Robert Bosch (Германия), Италии, Польши, Украины и других стран. Вместе с тем, очевидно, что исследования по применению газового топлива (ГТ) проводились без комплексного учета взаимосвязи эффективных и экологических показателей дизелей, недостаточно работ по исследованию применения ГТ для автотракторных дизелей с турбо-

наддувом [148], оптимизации процессов сгорания и тепловыделения дизелей.

Практически все исследователи пришли к выводу, что использование ГТ на тракторах позволяет улучшить экологические показатели и снизить расход чистого дизельного топлива трактора без ухудшения тяговых показателей. Дальнейшее улучшение эксплуатационных показателей тракторов при использовании газового топлива возможно путем регулирования его количества в зависимости от режима работы. Это обуславливается различной степенью влияния ГТ на показатели рабочего процесса энергетической установки при изменении режима работы МТА.

Назначение и область применения дизелей Минского моторного завода (ММЗ) серии Д-245 довольно разнообразно: тракторы, дорожно-строительная техника, автобусы общего назначения, самосвалы, шасси, грузовые автомобили полной массой до 12 т, автопоезда на их базе полной массой до 18 т [150, 151]. Двигатели зарекомендовали себя как надежные, экономичные и простые в эксплуатации силовые агрегаты, оснащенные газотурбинным наддувом, что позволяет обеспечить высокий крутящий момент в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала.

В мире наблюдается рост производства газов, что в свою очередь усиливает интерес к использованию как компримированного природного, так и сжиженного нефтяного газов в качестве топлива для двигателей, поскольку газ еще долго будет оставаться самым дешевым топливом в сравнении с другими малосернистыми топливами [127], не нуждается в глубокой переработке и его запасов достаточно на 70...80 лет [3].

В настоящее время использование альтернативных газовых топлив для питания дизелей становится приоритетом многих фирм Германии, Швеции, Норвегии, Японии и других стран [3, 86, 127].

Необходимо отметить, что исследования по применению ГТ в тракторных дизелях показывают значительное снижение содержания сажи в ОГ. Улучшение эффективных показателей дизелей тракторов путем применения газа и оптимизации процессов сгорания и тепловыделения, для снижения токсичности и дымности ОГ, экономии ДТ является актуальной научной задачей, имеющей важное народнохозяйственное значение [18, 54, 68, 86, 120].

На основании вышеизложенного научная проблема может быть сформулирована как улучшение эффективных и экологических показателей автотракторного дизеля путем использования системы питания газовым топливом.

1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

Энергетика современного транспортного комплекса базируется в основном на невозобновляемых источниках энергии – главным образом на нефти, природном газе и угле. Одним из потребителей углеводородного топлива и источником загрязнения окружающей среды на Земле являются двигатели внутреннего сгорания.

В современном мировой энергетическом балансе двигатели внутреннего сгорания занимают первое место как в количественном плане, так и по вырабатываемой суммарной мощности.

Традиционный подход к решению энергетических и экологических вопросов в области двигателестроения заключается в совершенствовании существующих конструкций двигателей и их систем с целью улучшения экономичности и снижения токсичности отработавших газов. Однако исследователи и инженеры приходят к выводу о необходимости адаптации двигателей на новые, доступные виды альтернативных топлив. Подобные исследования в данной области интенсивно ведутся во многих странах мира.

В ближайшие годы будет возрастать роль таких топлив, как сжиженные газы, спирты, эфиры и смесевые топлива.

Однако детальный анализ преимуществ и недостатков альтернативных топлив, с учетом достигнутого уровня развития двигателестроения и потребности современного общества в универсальном энергоносителе с высокими энергетическими, экологическими свойствами и достаточными сырьевыми ресурсами, показывает, что наиболее перспективным топливом является газовое.

Разработка эффективных способов комплексного применения газа в энергетике и других отраслях промышленности – актуальная научно-техническая задача, имеющая важное экономическое и экологическое значение. Можно полагать, что в будущем газовое топливо станет неотъемлемым элементом энергетики, и в значительной степени обеспечит потребности общества в дешевой энергии [6].

1.1. Перспективы применения альтернативных топлив в автотракторных дизелях

Энергетический комплекс современного общества представляет собой сложную систему, объединяющую совокупность процессов производства энергоносителей, их транспортировку и использования различными потребителями, в том числе тепловыми двигателями.

Источники энергии делятся на две группы: возобновляемые и невозобновляемые. К первой группе относятся энергетические системы, включающие три подгруппы – источники естественного происхождения: солнце, атмосфера и пиросфера Земли (механическая энергия возникает в результате гравитационных сил, вращения Земли и молекулярного движения, например, энергия воды, ветра, морских приливов, волн и т. д.); внутреннее тепло Земли. Главное преимущество этой группы – практическая неисчерпаемость, связанная с бесконечностью действия (непрерывная возобновляемость). Основные недостатки: неравномерность территориального распределения и прерывность действия.

Вторая группа включает две подгруппы: минеральные виды энергоносителей естественного происхождения – углеводороды (нефть и природный газ), уголь, горючие сланцы и др.; ядра атомов радиоактивных элементов (расщепление атомного ядра или термоядерный синтез). Основными недостатками минеральных энергоносителей являются ограниченность запасов, высокая токсичность продуктов сгорания в процессах энергоиспользования и относительно низкий КПД.

Ядерной энергии также присущ ряд недостатков: высокая стоимость топлива и оборудования, опасность радиоактивного и теплового загрязнения окружающей среды, трудоемкая и дорогостоящая технология утилизации радиоактивных отходов [6].

Основные виды традиционных топлив, применяемые в настоящее время для питания автотракторных двигателей, описаны многими авторами: В. Е. Емельянов, В. И. Ерохов, Е. С. Мельников, В. Н. Дашков, Н. Ф. Капустин, Ю. А. Пахомов и др. [59, 61, 169, 178]. К ним относятся дизельные топлива минеральные, синтетические, полусинтетические и бензины с различным октановым числом.

Спектр альтернативных видов топлива, применяемых для автотракторной техники, в настоящее время довольно широк и описан многими авторами: М. С. Ассад, О. П. Жегалин, Н. Г. Кириллов, А. М. Магомедов, А. Н. Карташевич, С. А. Плотников и др. [6, 62, 85, 86, 88, 104, 143, 181].

Во всем мире развитие мобильных энергетических средств происходит, прежде всего, в направлении улучшения их основных эксплуатационных свойств. В последнее время особое внимание уделяют экономическим показателям эффективности использования мобильных средств, во многом влияющим на эксплуатационные свойства [135, 180].

Кроме этого, мобильные энергетические средства должны отвечать широкому спектру эксплуатационных требований, базирующихся на научно обоснованных свойствах и показателях, обеспечивающих высокую производительность, экономичность и качественное выполнение сельскохозяйственных работ в определенные агротехнические сроки [43].

При этом, важное значение имеют требования агроэкологического характера, связанные с засорением атмосферы вредными компонентами, содержащимися в отработавших газах двигателей [131]. Согласно оценкам экспертов, до 75 % всех болезней человека напрямую связаны с состоянием окружающей среды и возможностью функционирования биологических связей в природе [196, 132, 202, 39]. Поэтому снижение отрицательного воздействия мобильными энергетическими средствами на окружающую среду – одно из важнейших эксплуатационных требований.

Достижение высоких эксплуатационных показателей автотракторных двигателей в значительной степени определяется характером и эффективностью процессов, протекающих в цилиндрах. Повышение удельной мощности ограничивается надежностью работы двигателя в связи с увеличением тепловой и механической нагруженности основных деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. Расширение области применения ДВС и ужесточение нормативных требований во всех странах мира требует решения вопросов ограничения дымности и токсичности отработавших газов, возможности работы на альтернативных видах топлива. Улучшение условий труда связано с обеспечением повышенных требований к уровню шумности и вибрации в кабине, а также к пусковым качествам двигателей при работе в различных климатических условиях. Потребление в возрастающих масштабах жидкого углеводородного (дизельного) топлива требует повышения топливной экономичности автотракторной техники [76, 85, 195].

При изменении химического состава и физических свойств применяемого топлива происходит изменение в протекании процессов смесяобразования и сгорания топлива, что повлечет за собой изменение крутящего момента энергетической установки и топливно-экономических качеств автотракторных двигателей.

При работе двигателя на газообразном топливе снижаются нагарообразование, расход и скорость старения моторного масла, шумность работы двигателя [59, 187].

На основе представленного материала можно сделать вывод, что газовое топливо является одним из наиболее перспективных источников энергии для ДВС наземных транспортных средств.

1.2. Газовое оборудование для автотракторной техники

Одним из крупнейших в Республике Беларусь предприятием по выпуску широкого спектра газового оборудования является Новогрудский завод газовой аппаратуры (ОАО «НЗГА»).

С 2007 г. на ОАО «Новогрудский завод газовой аппаратуры» начат выпуск газобаллонного оборудования с распределенным впрыском газа с применением европейских электронных компонентов [3].

Из Российских марок газобаллонного оборудования в первую очередь следует отметить разработку научно-производственной фирмы «САГА». Начиная с 1993 г., организовано серийное производство газобаллонного оборудования «САГА-6» на ОАО Пермское агрегатное объединение «Инкар», имеющем многолетний опыт по выпуску топливных систем для авиационных двигателей.

Конструктивные особенности и высокое качество изготовления в производственных условиях авиационного завода обеспечивают безопасность, высокую надежность и простоту эксплуатации.

При разработке системы «САГА-6» было учтено, что главным параметром газа в отличие от бензина является давление. Поэтому была разработана система редуктора-испарителя с одной системой подачи топлива, без остальных систем, которыми оснащен карбюратор. Редуктор поддерживает на выходе постоянное давление независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя и нагрузки. Этого оказалось вполне достаточно для работы двигателя в любом режиме.

Благодаря высочайшему качеству изготовления аппаратура позволяет формировать оптимальный состав газовоздушной смеси на всех режимах работы двигателя из-за высокой точности редуцирования и регулирования давления газа на выходе редуктора-испарителя.

Система «САГА-6» обеспечивает работу на сжиженном углеводородном газе как карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, так и двигателей с инжекторной системой питания без обратной связи.

По конструкции газобаллонное оборудование «САГА-6» не повторяет ни одну из существующих зарубежных или отечественных систем, прошла испытание временем и стала популярной.

Компания ООО «Славгаз» разработала редуктор «PeGAS», представляющий собой оригинальную разработку, в которой реализован механизм управления подачей топлива посредством разрежения на эжекторе, что позволяет достичь почти идеальной точности дозирования газа как для карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, так и двигателей с инжекторной системой питания.

Отличительными особенностями системы «ЭКОГАЗ» для карбюраторных двигателей внутреннего сгорания и двигателей с инжекторной системой питания являются:

- надежный пуск на газовом топливе как прогретого, так и холодного двигателя;
- стабильная частота вращения коленчатого вала двигателя при работе на холостом ходу в режиме прогрева и при рабочей температуре;
- высокая чувствительность газового редуктора, оснащенного сервоприводом клапана второй ступени, обеспечивающая качественный переход с холостого хода двигателя к нагрузочным режимам и динамичный разгон, приближенный к характеристикам двигателя при работе на бензине;
- стабильные, независимо от состава и качества газового топлива, температуры окружающего воздуха, засоренности воздушного фильтра и других изменяющихся условий, рабочие параметры и характеристики. Регулировки достаточно провести только при монтаже газобалонного оборудования.

Также для автомобилей с инжекторной системой питания компанией разработана и создана система «Фаворит». Для этой системы благодаря солидной научной базе были разработаны и производятся собственные газовые инжекторы, которые по своим основным характеристикам превосходят все известные на сегодняшний день мировые аналоги.

Выбор компоновочной схемы системы «Фаворит» с применением отдельных форсунок, в отличие от блока рампы, хотя и увеличивает себестоимость продукции, но резко упрощает настройки и удешевляет выявление неисправностей. Позволяет располагать их на минимальном расстоянии от впускного клапана цилиндра, достигая за счет этого максимального быстродействия системы.

Для установки на автомобиль с инжекторной системой питания без обратной связи возможна установка газобалонного оборудования без ЭБУ, разработанного Московской фирмой «СКИФ СЕРВИС ГАЗ».

Для установки на автомобиль с системой питания с обратной связью, оборудованный каталитическим нейтрализатором и лямбда-

зондом, комплект ГБО доукомплектовывается электронным блоком ТЕС-99 производства итальянской фирмы «Тартарини», электрическим дозатором газа с шаговым электродвигателем той же фирмы, электромагнитными форсунками и другими необходимыми деталями.

Электронный блок управления подает газ и регулирует его количество на основе данных, поступающих от лямбда-зонда, датчика положения дроссельной заслонки и датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Реле для отключения топливного насоса или эмулятор форсунок выбирают в зависимости от марки автомобиля и конструкции его системы питания.

Итальянская компания «LOVATO» – широко известный поставщик газобаллонных систем для двигателей внутреннего сгорания. Продукция «LOVATO» охватывает всю гамму силовых агрегатов как различных типов автомобилей, так и катеров, скутеров, мотогенераторов и т. д. Она позволяет переоборудовать двигатели для работы на экологически чистом топливе (сжиженном нефтяном и сжатом природном газе). Основным условием функционирования метановой топливной системы транспортных средств является использование баллонов минимального веса, рассчитанных на давление до 32 МПа и выше для увеличения пробега автомобилей.

В настоящее время компания «LOVATO» занимает лидирующие позиции на мировом рынке производства газобаллонного оборудования. Своего успеха «LOVATO» добилась в первую очередь благодаря высочайшему качеству продукции при сохранении наилучшего соотношения цена/качество. Высокое качество продукции «LOVATO» подтверждается сертификатом ISO 9001. Производить высокотехнологичное оборудование компании LOVATO позволяют постоянные исследования в собственном научно-испытательном центре. 75 % продукции LOVATO поставляется на экспорт в более чем 50 стран мира.

Голландская фирма «Prins Autogassystemen B.V.» является мировым лидером в развитии альтернативных топливных систем больше 25 лет. Это позволило создать репутацию поставщика инновационных решений для широкого диапазона машин, доступных на рынке сегодня. Система «ГБО PRINS VSI» разработана в тесном сотрудничестве с японской корпорацией «Keihin Corp.» – мировым лидером в изготовлении газовых форсунок. Стабильная работа форсунок «Keihin» гарантируется на протяжении 290 миллионов циклов. Это приблизительно соответствует ресурсу в 200 тысяч километров пробега. В комбинации

со специальной стратегией программного обеспечения «ГБО PRINS» позволяет достичнуть превосходных характеристик работы на газу для автомобилей мощностью до 300 кВт. В японских машинах устанавливается одна из самых современных в мире систем «Valve Care» которая сохраняет седла клапанов.

Польско-итальянская компания «D.T. GAS SYSTEM» – одна из лидеров на рынке разработчиков газобаллонного оборудования с 1992 г.

У компании «D.T.GAS SYSTEM» есть собственная научно-исследовательская лаборатория, которая разбирается с возникающими проблемами, совершенствует существующие системы ГБО и проводит перспективные исследования для будущих разработок. Исследования проводятся с помощью высокоточного мощностного стенда и других приборов.

Итальянская компания «LANDI RENZO» разрабатывает и производит автомобильное газовое оборудование уже несколько десятков лет. Она располагает научно-исследовательской лабораторией, одной из самых совершенных в Европе. Продукция «Landi Renzo» первой в Италии была сертифицирована по стандарту ISO 9001. Все это гарантирует хорошо продуманную конструкцию газовых установок для автомобилей, превосходное качество изготовления и сборки газового оборудования.

Компания M.T.M. S.r.l. является итальянской производственной компанией, объединенной с компанией из Соединенных штатов Америки, которая обладает известной торговой маркой «BRC Gas Equipment» и в настоящее время является мировым лидером в производстве компонентов и целостных систем ГБО для переоборудования автомобилей с бензина на пропан и метан и продолжает свое целенаправленное развитие. В производстве ГБО BRC сочетаются традиции, накопленные, более чем за 30 лет работы компании BRC в сфере разработки и производства газобаллонного оборудования, а также самые современные инновации. В исследовательских центрах «BRC Gas Equipment» постоянно происходит усовершенствование систем ГБО и разработка новых систем для перевода на газ различных двигателей, ведь автопромышленность не стоит на месте и двигатели постоянно совершенствуются.

Компания «LONGAS» была основана в 1963 г. и стала одним из современных лидеров газобаллонной индустрии. Совершенствуя систему заправки и подачи газа к редуктору, первая предложила монтировать на горловину баллона сконструированный им блок, состоящий из по-

плавка с индикатором уровня газа, заборной трубки, заправочного, расходного и скоростного клапанов. Производство «LONGAS» сертифицировано по международному стандарту качества ISO 9001.

STAG – польская система управления газовым инжектором, зарекомендовавшая себя надежным и качественно работающим комплексом оборудования. Как правило, в комплекте с электронным блоком управления STAG устанавливаются редуктор и блок форсунок итальянского производства (Veltek, Alex, Matrix). Благодаря расширению программного обеспечения блока управления дополнительными функциями, дающими возможность точно дозировать впрыск газа, STAG является оборудованием, удовлетворяющим норме эмиссии выхлопных газов Euro 5. Блок управления предназначен для всех автомобилей, оборудованных 1–8-цилиндровыми бензиновыми двигателями.

1.3. Системы питания газовым топливом двигателей с искровым зажиганием

Для питания двигателей с искровым зажиганием используются следующие типы газобаллонного оборудования:

- система питания газом карбюраторного двигателей с вакуумным управлением (1-е поколение);
- система питания газом карбюраторного двигателей с электромеханическим управлением (2-е поколение);
- система питания газом карбюраторных и инжекторных двигателей с электронным управлением имеющих датчик кислорода (3-е поколение);
- система питания газом инжекторных двигателей с электронным управлением (3-е поколение)
- инжекторная система питания бензиновых двигателей газом с шаговым дозатором (4-е поколение);
- инжекторная система питания бензиновых двигателей газом с электронным управлением адаптивного типа (4-е поколение);
- инжекторная система подачи газового топлива в бензиновый двигатель в жидком виде (5-е поколение).

Схема системы питания газом карбюраторных двигателей с вакуумным управлением (1-е поколение) представлена на рис. 1.1 и предназначена для установки на все виды карбюраторных автомобилей, в том числе грузовых и автобусов.

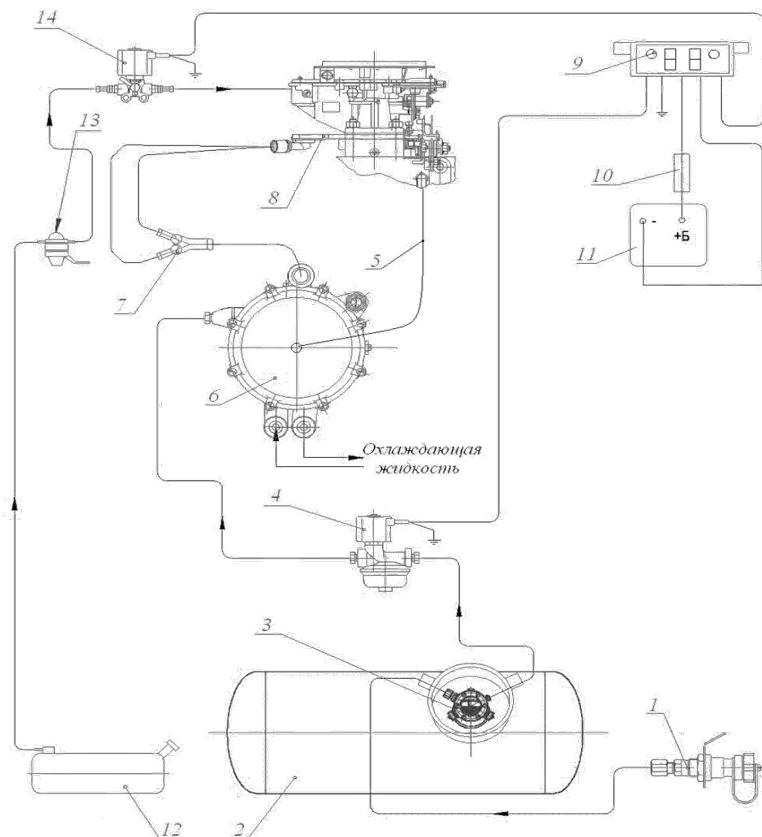


Рис. 1.1. Схема газобаллонной аппаратуры с вакуумной блокировкой:

1 – выносное заправочное устройство; 2 – баллон; 3 – блок запорно-контрольной и предохранительной арматуры; 4 – газовый клапан с фильтром; 5 – вакуумная трубка; 6 – редуктор-испаритель; 7 – дозатор газа; 8 – смеситель газа; 9 – переключатель вида топлива; 10 – предохранитель; 11 – катушка зажигания; 12 – бензобак; 13 – бензонасос; 14 – бензиновый клапан

Сжиженный нефтяной газ (СНГ) хранится в газовом баллоне под давлением 1,6 МПа. Баллон устанавливается в легковых автомобилях в багажном отделении, а в грузовых – на раме.

После прогрева двигателя на бензиновом топливе с помощью переключателя вида топлива 9, расположенного на приборной панели ав-

томобиля, переключаем на работу на газовом топливе. При этом подается напряжение на газовый клапан 4 и газ из баллона 2 поступает по газопроводу в подкапотное пространство через электромагнитный газовый клапан, фильтр 4 и затем – к редуктору-испарителю 6. В редукторе давление газа понижается до близкого к атмосферному. Дальнейший путь газа из редуктора – через дозатор газа 7 в смеситель 8.

Перевод с одного вида топлива на другой осуществляется из кабины переключателем вида топлива 9. Этот переключатель имеет три фиксированных положения: «газ», при котором напряжение подается на электромагнитный газовый клапан 4; «бензин» – напряжение подается на бензиновый клапан 14 и «нейтральное положение», при котором оба клапана обесточены. Одновременная подача бензина и газа в карбюратор невозможна.

Запускать и прогревать двигатель рекомендуется на бензине, а двигаться – на газе. Прежде чем перейти на газ, нужно выработать бензин из карбюратора. Для этого и существует «нейтральное положение» переключателя вида топлива 9.

В этом положении переключателя двигатель работает около одной минуты и дает первый сбой. Не дожидаясь, когда он заглохнет, переводят переключатель в положение «газ». Это можно сделать как на остановленном автомобиле, так и в движении.

На стоящем автомобиле перед переключением рекомендуется быстрым нажатием на педаль управления дроссельной заслонкой увеличить частоту вращения двигателя для выработки остатков бензина ускорительным насосом, а можно выработать бензин на повышенной частоте вращения двигателя около 2000 мин^{-1} до переключения на газ.

Если же перевод осуществляется в движении, то, расходуя остатки бензина не следует отпускать педаль управления дроссельной заслонкой.

При переходе с газа на бензин следует полностью перевести переключатель в положение «бензин».

Для сохранения эластичности прокладок, смазки движущихся частей и промывки жиклеров при работе на газе необходимо периодически (кратковременно) работать на бензине.

При кратковременной остановке двигателя в вакуумной трубке 5 не создается разряжения и осуществляется блокировка подачи газа в смеситель.

Заправку баллона 2 проводят через выносное заправочное устройство 1. Внутри присоединительного штуцера имеется обратный клапан,

препятствующий выбросу газа из системы при отсоединении заправочного устройства газонаполнительной станции.

Кроме этого, для грузовых автомобилей и автобусов, представленная система может быть переоборудована для работы на компримированном (сжатом) природном газе (КПГ, CNG) (рис. 1.2).

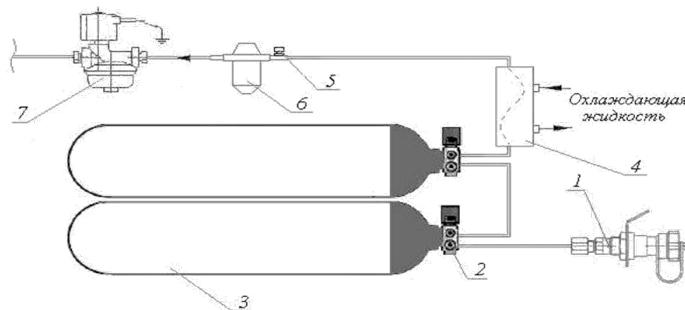


Рис. 1.2. Схема подключения газобаллонной аппаратуры высокого давления:
1 – наполнительный вентиль; 2 – расходный вентиль; 3 – газовый баллон; 4 – подогреватель газа; 5 – сигнализатор аварийной выработки газа; 6 – редуктор высокого давления; 7 – электромагнитный клапан с фильтром

КПГ содержится в газовых баллонах 3 под давлением 20 (32) МПа и общим количеством до 8 баллонов. Каждый баллон снабжен расходным вентилем 2. Заправка баллонов осуществляется через наполнительный вентиль 1.

Из баллонов 3 газ подается в подогреватель 4, в котором теплоносителем являются жидкость, подводимая из системы охлаждения (или отработавшие газы), затем – в редуктор высокого давления 6. В нем давление понижается до 1,0...1,6 МПа и далее через электромагнитный клапан 7, фильтр к редуктору низкого давления 6.

Схема системы питания газом карбюраторных двигателей с электромеханической блокировкой (2-е поколение) представлена на рис. 1.3 и предназначена для установки на все виды карбюраторных автомобилей, в том числе грузовых и автобусов.

Схема отличается от варианта установкой автоматического редуктора-испарителя 6 и переключателя вида топлива 9 со встроенной системой защиты и предпускового обогащения. Эту функцию выполняет электромагнитный запорный клапан 5, управляемый от блока управления, который при работающем двигателе открывает его, обеспечивая подачу газа.

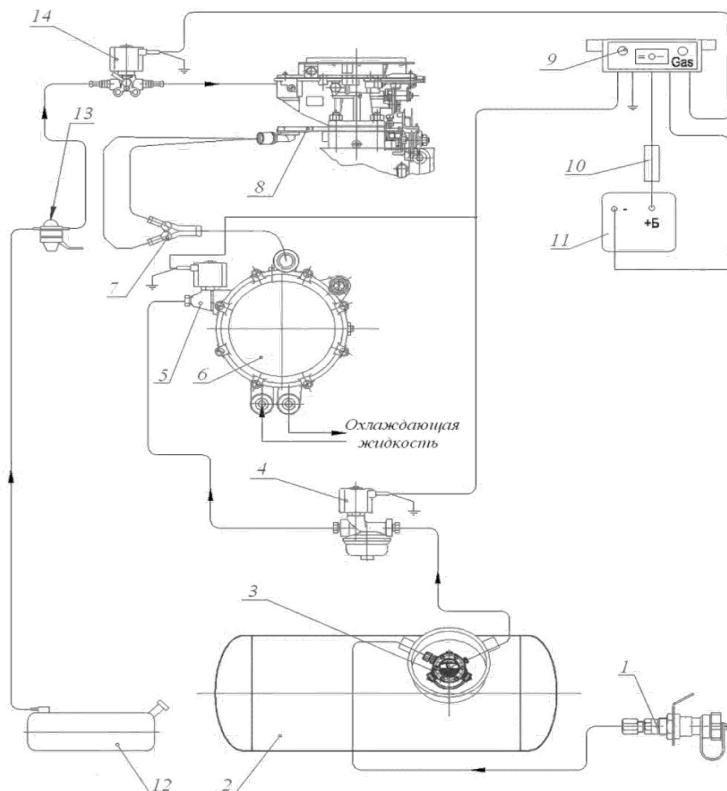


Рис. 1.3. Схема газобаллонной аппаратуры для редуктора с электромеханической блокировкой: 1 – выносное заправочное устройство; 2 – баллон; 3 – блок запорно-контрольной и предохранительной арматуры; 4 – газовый клапан; 5 – клапан запорный; 6 – редуктор-успиритель; 7 – тройник подвода газа; 8 – смеситель газа; 9 – электронный блок управления; 10 – предохранитель; 11 – катушка зажигания; 12 – бензобак; 13 – бензонасос; 14 – бензиновый клапан

Схема системы питания газом карбюраторных и инжекторный двигателей с электронным управлением (3-е поколение) представлена на рис. 1.4 и предназначена для установки на все виды карбюраторных и инжекторных автомобилей, в том числе и с нейтрализатором отработавших газов.

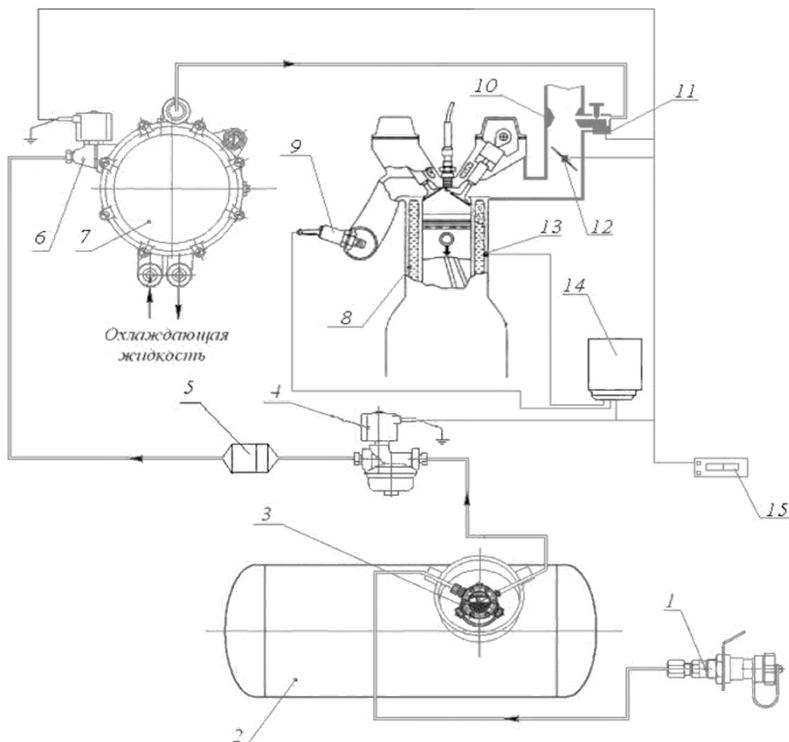


Рис. 1.4. Схема газобаллонной аппаратуры с электромагнитной блокировкой и клапаном регулирования качества смеси: 1 – выносное заправочное устройство; 2 – баллон; 3 – встроенное заправочное устройство; 4 – газовый клапан с фильтром; 5 – фильтр тонкой очистки газа; 6 – газовый кран; 7 – редуктор-испаритель; 8 – двигатель; 9 – кислородный датчик; 10 – смеситель; 11 – электромагнитный клапан смесителя; 12 – датчик положения дроссельной заслонки; 13 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 14 – электронный блок управления; 15 – переключатель вида топлива

Сжиженный нефтяной газ хранится в газовом баллоне 2, который заправляется газом посредством подключения заправочного выносного устройства 1. Блок запорно-контрольной и предохранительной арматуры крепится к фланцу, расположенному на баллоне (для легковых автомобилей блок арматуры крепится к фланцу с предварительно установленным на фланец корпусом системы вентиляции). От блока

арматуры газ поступает по газопроводу в подкапотное пространство к электромагнитному газовому клапану 4 и затем по газопроводу через фильтр тонкой очистки газа 5 к редуктору-испарителю 7. В редукторе-испарителе происходит снижение давления газа до величины, близкого к атмосферному. Для подогрева и испарения газа редуктор-испаритель подключен рукавами к малому кругу системы охлаждения двигателя. Затем газ по рукаву поступает к смесителю газа 10, и электромагнитный клапан 11 регулирования качества смеси.

Для прекращения подачи бензина во время работы двигателя на газовом топливе в бензопровод между бензонасосом и карбюратором устанавливается электромагнитный бензиновый клапан 12. В кабине водителя установлен переключатель вида топлива 15 и электронный блок управления 14.

Электронный блок управления (ЭБУ) управляет формированием оптимального состава смеси в зависимости от условий движения.

После запуска холодного двигателя до достижения нормальной температуры двигателя газовая система не принимает в расчет выходное напряжение кислородного датчика (λ -зонд). Управление ЭБУ, в зависимости от сигнала кислородного датчика, осуществляется только после прогрева двигателя, когда температура охлаждающей жидкости станет выше 40 °C и λ -зонд прогреется до температуры 300–350 °C.

Кислородный датчик обладает свойством резкого изменения выходного напряжения вблизи теоретического соотношения состава смеси и ЭБУ, получив сигнал кислородного датчика, изменяет значение количества газа и осуществляет точное управление вблизи теоретического соотношения состава смеси (для СНГ $\alpha = 15,5\text{--}15,7$). В ЭБУ определяет, что смесь обогащенная, медленно уменьшает значение количества газа и обедняет смесь. И когда смесь становится беднее теоретического состава (напряжение кислородного датчика ниже 0,45 В), наоборот, увеличивает значение подачи и обогащает смесь.

Таким образом, кислородный датчик определяет концентрацию кислорода (O_2) в отработавших газах и посыпает сигнал в ЭБУ, определяет состав смеси и управляет электромагнитным клапаном смесителя, установленным в системе, и корректирует состав смеси так, чтобы он был в зоне теоретического соотношения.

ЭБУ, который управляет работой электромагнитного клапана, включает или выключает его. В этом случае включение электромагнитного клапана означает, что, кроме главного канала обеспечения

смесителя топливом, в результате включения электромагнитного клапана открывается дополнительный канал, и во впускной коллектор поступает обогащенная смесь, а выключение означает, что перекрывается дополнительный канал и в коллектор поступает обедненная смесь.

Электромагнитный клапан включается или выключается в зависимости от импульсных сигналов частотой в 20 Гц, которые поступают из ЭБУ.

Когда электромагнитный клапан включен, в смеситель поступает топливо по дополнительному каналу и смесь обогащается. При этом топливо поступает и по главному каналу, и по дополнительному каналу.

Когда электромагнитный клапан отключен, перекрывается дополнительный канал и смесь обедняется. При этом топливо поступает только по главному каналу.

Величина подачи означает отношение времени включения к времени выключения в течение одного импульса и при больших значениях подачи смесь обогащается, при малых – смесь обедняется и означает объем топлива, проходящего через электромагнитный клапан.

В автомобилях с инжекторной системой питания для подачи топлива чаще всего используют электрический насос, поэтому в системах с механическими форсунками дополнительно устанавливается реле отключения топливного насоса при переходе на газовое топливо. В системах, оснащенных электрическими бензиновыми форсунками, при переходе на газ отключаются или насос, или форсунки.

Существует два способа отключения подачи бензина.

Первый способ предусматривает полное отключение подачи топлива. Для этого в цепь управления штатным реле бензонасоса устанавливают выключатель. Также в цепь управления форсунками устанавливают реле выключения. Таким образом, при переключении на газ одновременно отключаются бензиновые инжекторы и топливный бензонасос.

Второй способ не предусматривает отключение бензонасоса, так как должно поддерживаться соответствующее давление бензина, чтобы без помех перейти с газа на бензин, а также избежать усыхания резинотехнических изделий системы питания. При этом сохраняется режим охлаждения инжекторов циркулирующим по основной и сливной магистралям топливом.

При отключении форсунок они замещаются эмуляторами – электронными устройствами, имитирующими работу форсунок.

Необходимость такого решения обусловлено тем, что ЭБУ двигателем, не получая информации о срабатывании форсунок, отключает всю систему управления (в том числе и систему зажигания), предполагая, что произошло повреждение электрической цепи.

Кроме этого, устанавливается устройство для предотвращения повреждения датчика расхода воздуха и воздушного фильтра.

Введение элементов электронного регулирования в традиционные рычажно-мембранные системы, конечно, не устранило их основные недостатки (неравномерность дозирования газа по цилиндрям, большая инерционность газового потока, недостаточная надежность механических регуляторов давления). В то же время частичная электронизация позволила значительно увеличить стабильность работы оборудования при относительно невысокой стоимости.

От блока арматуры (рис. 1.5) газ поступает по газопроводу в подка-потное пространство к электромагнитному газовому клапану с фильтром 4 через фильтр тонкой очистки газа и затем по газопроводу к редуктору – испарителю 7. Из редуктора через шаговый дозатор 10 газ идет в смеситель 14.

Необходимое соотношение газовоздушной смеси обеспечивает шаговый дозатор 10 (аттуатор). Это устройство оснащено шаговым электродвигателем 1 (рис. 1.6), который по команде блока 13 изменяет проходное сечение трубки дозатора.

Аттуатор – это регулятор, устанавливаемый между редуктором-испарителем 7 (рис. 1.5) и смесителем 14. Аттуатор изменяет поток газа во время работы двигателя по сигналам ЭБУ, который использует сигнал от лямбда-зонда таким образом, чтобы газовоздушная смесь, поступающая в двигатель, имела состав, близкий к стехиометрическому. Это обеспечивает оптимальную и долговременную работу катализического нейтрализатора и гарантирует выполнение требований к выбросу отработавших газов на уровне, более низком, чем при работе данного двигателя на бензине.

Опыт эксплуатации систем, оснащенных управляемыми аттуаторами, показывает, что при работе двигателя в режиме холостого хода может возникать нестабильная подача газа.

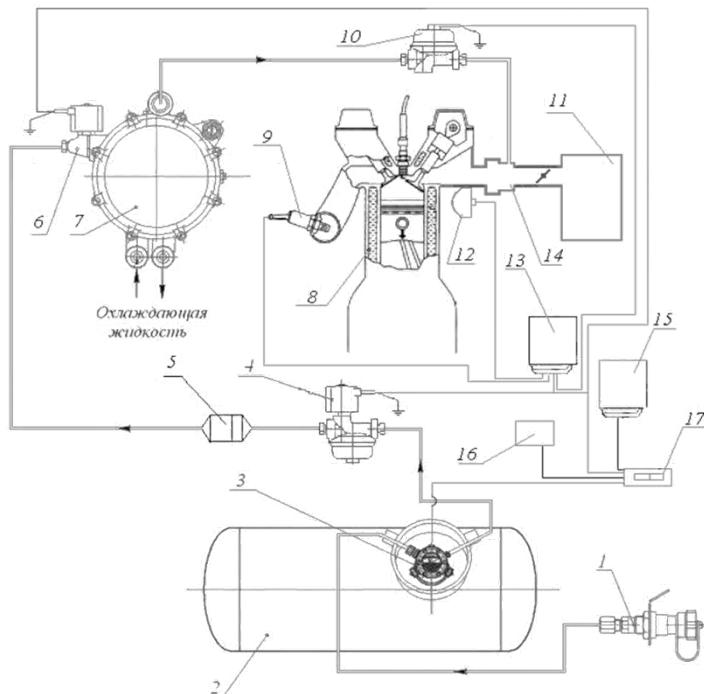


Рис. 1.5. Принципиальная схема газобаллонной аппаратуры с одноточечным впрыском:
 1 – выносное заправочное устройство; 2 – баллон; 3 – блок запорно-контрольной и предохранительной арматуры; 4 – газовый клапан с фильтром; 5 – фильтр тонкой очистки газа; 6 – клапан запорный; 7 – редуктор-испаритель; 8 – двигатель; 9 – лямбда-зонд; 10 – шаговый дозатор; 11 – воздушный фильтр; 12 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 13 – ЭБУ; 14 – смеситель; 15 – эмульсия; 16 – катушка; 17 – переключатель вида топлива

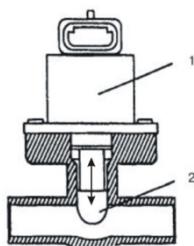


Рис. 1.6. Шаговый дозатор (аттуатор):
 1 – шаговый двигатель; 2 – шток

В штатном ЭБУ заложена программа для работы на бензине, т. е. для обеспечения соотношения 1:14,7, и это необходимо учитывать при переоборудовании инжекторных автомобилей на газ. Для обеспечения коэффициента $\lambda > 1$ должны соблюдаться соотношения между воздухом и газом 1:16,1 (для пропан-бутана) или 1:17,2 (для компримированного природного газа). Чтобы не выполнять дорогостоящего пере-программирования, для работы на газе применяют дополнительные согласующие электронные устройства 13 и 15. В случае отключения форсунок бензина и ряда датчиков, вместо них подключают эмуляторы 15 – электронные устройства, имитирующие работу бензиновых форсунок при переводе двигателя на газовое топливо (они имитируют работу двигателя, выдавая ЭБУ сигналы, что эти отключенные приборы работают нормально).

Однако, при работе на газе инжекторных систем повышается вероятность обратного распространения пламени во впускной трубопровод, расходомер и воздушный фильтр 11 из-за внезапного обеднения смеси $\lambda > 1$ на переходных режимах. Возможны хлопки, которые могут разрушить корпус воздушного фильтра и повредить расходомер воздуха, выполненный из платиновой проволоки толщиной 70 мкм. Для предотвращения этих явлений устанавливается дозатор, управляемый ЭБУ через согласующий блок. В корпусе воздушного фильтра устанавливают обратный предохранительный клапан, устройство, сбрасывающее излишнее давление во впускной трубе в момент хлопка газовоздушной смеси.

Для прерывания подачи бензина при работе на газовом топливе отключаются не насос, а форсунки. При этом они замещаются эмуляторами – электронными устройствами, имитирующими работу форсунок. Необходимость такого решения обусловлено тем, что ЭБУ двигателем, не получая информации о срабатывании форсунок, отключает всю систему управления (в том числе и систему зажигания), предполагая, что произошло повреждение электрической цепи.

Для подогрева и испарения газа редуктор-испаритель подключен шлангами к системе охлаждения двигателя.

Управление электромагнитными клапанами и другими электрическими элементами, являющимися составной частью ГБО, осуществляется электронный блок управления 13. ЭБУ газового оборудования подключается к штатному ЭБУ автомобиля.

Кроме этого, система имеет переключатели видов топлива, систему управления газовыми и бензиновыми клапанами в процессе пуска двигателя и систему управления углом опережения зажигания. При переходе с одного топлива на другое угол опережения зажигания автоматически меняется, при этом мощность искрового разряда при переходе на газ увеличивается на 35–40 %.

В блоке предусмотрена функция управления клапаном паровой фазы блока арматуры, что обеспечивает автоматическое включение и выключение клапана при достижении определенной температуры теплоносителя, обогревающего редуктор-испаритель. Блок снабжен индикатором, показывающим уровень газа в баллоне.

Переход с бензина на газ и с газа на бензин осуществляется водитель со своего места без остановки автомобиля.

Не рекомендуется устанавливать систему на автомобили с пластиковым впускным коллектором, с объемным коллектором изменяемой длины.

Системы 3-го поколения гарантируют поддержание экологических требований ЕВРО-1.

Голландская компания «KOLTEC» разработала систему впрыска сжиженного нефтяного газа MEGI (Multipoint Electronic Gas Injection).

Система с распределенной, одновременной подачей газа для инжекторных автомобилей на основе редуктора постоянного давления с блоком управления электромеханическим шаговым дозатором подачи газа, является полной, самостоятельной инжекторной системой подачи газового топлива и представлена на рис. 1.7

Для подачи газа используется газовая система питания, отличающаяся от предыдущей главным образом распределителем, который распределяет поток газа на каждый цилиндр двигателя.

Блок управления – управляет электромеханическим шаговым дозатором подачи газа на основе информации, полученной от штатных датчиков двигателя (лямбда зонд 7, датчик положения дроссельной заслонки), а также собственных датчиков (температуры редуктора, разрежения в впускном коллекторе). Имеет в памяти топливную и разгонную карту, а также адаптационный алгоритм работы. В зависимости от концентрации кислорода в выпускном коллекторе добавляет либо уменьшает подачу топлива в двигатель автомобиля. Топливная карта пишется индивидуально для каждого автомобиля с учетом износа двигателя, что требует больших временных затрат.

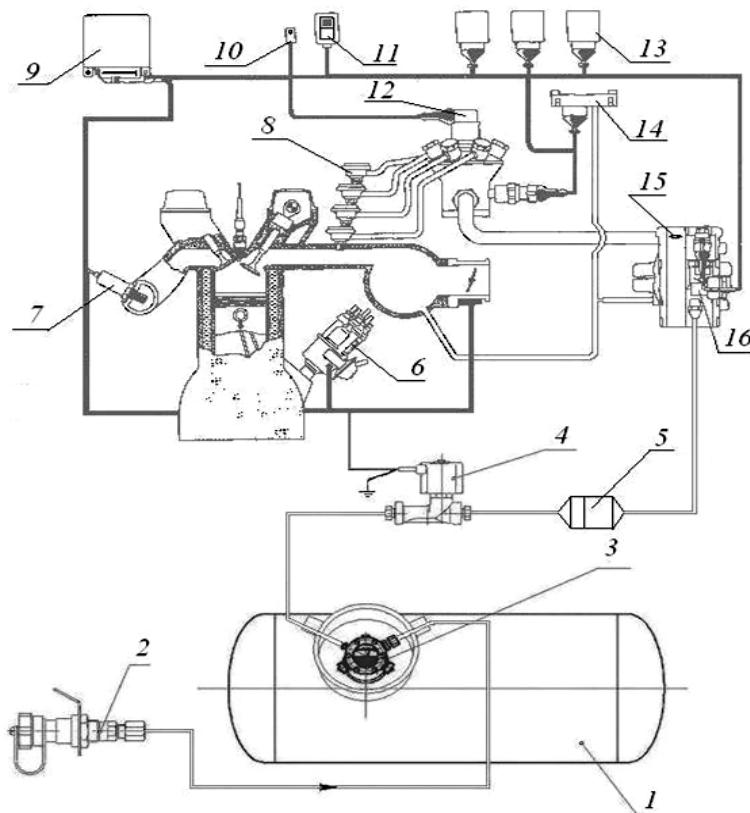


Рис. 1.7. Принципиальная схема газобаллонной аппаратуры с распределённым впрыском: 1 – баллон; 2 – выносное заправочное устройство; 3 – блок запорно-контрольной и предохранительной арматуры; 4 – газовый клапан; 5 – фильтр тонкой очистки газа; 6 – устройство для выработки сигнала, соответствующего частоте вращения коленчатого вала; 7 – лямбда-зонд; 8 – форсунки для впрыскивания газа; 9 – блок управления электронный; 10 – диагностический разъем; 11 – переключатель для выбора типа используемого топлива; 12 – распределитель с шаговым электродвигателем; 13 – реле; 14 – датчик давления воздуха; 15 – регулятор давления в испарителе; 16 – клапан перекрытия подачи газа

Индивидуальная подача топлива имеет следующие преимущества:

1. Топливо равномернее распределяется по цилиндрям, что дает возможность поддерживать одинаковый состав смеси в цилиндрах, вследствие чего повышается экономичность двигателя.

2. Достигается более точная, чем при наличии общего газового смесителя, коррекция состава смеси при переходе двигателя с одного режима на другой, чем обеспечивается лучшая экономичность и приемистость двигателя.

3. Выброс вредных веществ не превышает допустимого уровня токсичности отработавших газов по нормам ЕВРО-3.

4. Уменьшается пожарная опасность и вероятность обратных хлопков во впускном коллекторе, так как отсутствуют большие объемы, заполненные горючей смесью.

5. При электронном управлении впрыском облегчается возможность отключения подачи топлива на режимах принудительного холостого хода, что значительно уменьшает расход газового топлива.

Система распределенной подачи газа (рис. 1.8) может работать на сжиженном нефтяном газе, компримированном природном газе, для инжекторных автомобилей с каталитическим нейтролизатором на основе редуктора постоянного давления с блоком управления электромеханическими газовыми форсунками. Является инжекторной системой подачи газового топлива, работающей совместно со штатным блоком управления двигателем автомобиля. Предназначена для использования в любых инжекторных автомобилях и совместима с экологическими требованиями ЕВРО-3, а также системами бортовой диагностики OBD II и EOBD. Системы с фазированным распределенным впрыском используют вычислительные мощности и топливные карты, заложенные в штатный бензиновый контроллер машины, и вносят лишь необходимые поправки для адаптации газовой системы к бензиновой топливной карте. Системы отличаются от других наличием отдельных электромагнитных форсунок впрыска газа (газообразной фазы) в каждый цилиндр, т. е. полностью аналогично бензиновой системе. Фазу и дозировку впрыска определяет штатный бензиновый контроллер машины, имеющий сложные алгоритмы адаптации.

Блок управления DGI (Digital Gas Injection) – управляет электромеханическими газовыми форсунками на основе информации, полученной от штатного блока управления двигателем. Устанавливается в разрыве между штатным блоком управления и бензиновыми форсунками, отключает подачу импульса для бензиновых форсунок, принимает временной импульс от блока управления двигателем, корректирует длительность импульса и передает его на газовые форсунки. Блок управления двигателем сам управляет подачей газового топлива через блок управления системы.

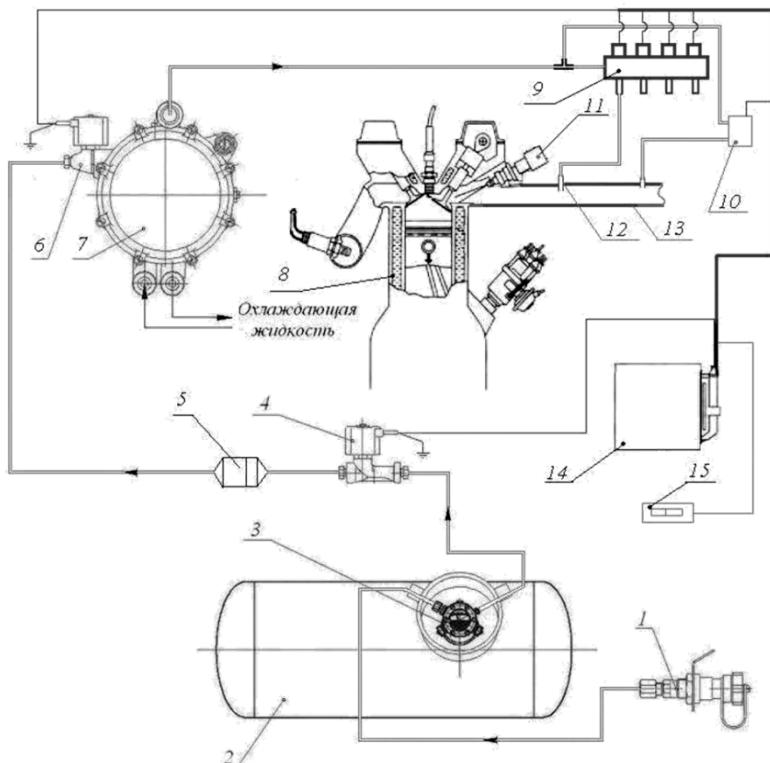


Рис. 1.8. Принципиальная схема газобаллонной аппаратуры с распределённым фазированным впрыском: 1 – выносное заправочное устройство; 2 – баллон; 3 – встроенное заправочное устройство; 4 – газовый клапан; 5 – фильтр тонкой очистки газа; 6 – клапан запорный; 7 – редуктор-испаритель; 8 – двигатель; 9 – рампа газовых форсунок; 10 – датчик давления и температуры газа; 11 – бензиновая форсунка; 12 – газовый штуцер; 13 – впускной коллектор; 14 – электронный блок управления; 15 – переключатель вида топлива

Газовый баллон монтируется в багажном отделении, либо снаружи автомобиля и подбирается индивидуально для каждого автомобиля.

Переключатель топлива – электронное устройство, предназначенное для переключения между двумя видами топлива, при остановке двигателя автоматически отключают подачу газового топлива. Поставляются в различном исполнении, устанавливаются в салоне авто-

мобиля в согласованном с заказчиком месте. Имеет звуковое дублирование команд.

Клапан газовый – устройство, которое устанавливается между баллоном и редуктором. Этот клапан открывает подачу газа на редуктор, обычно он находится в закрытом положении.

Редуктор постоянного давления – в испарителе сжиженный газ переходит из жидкого состояния в газообразное. Жидкость, поступающая из системы охлаждения двигателя, подогревает редуктор, при этом происходит полный переход из жидкого в газообразное состояние, при этом давление снижается до $1,25\ldots1,3$ кг/см².

Форсунки – электромеханическое устройство с калиброванными отверстиями, изменяя время открытия, изменяется количество топлива, поступающего в двигатель при постоянном давлении газа на выходе из редуктора.

Система распределенной подачи газа может работать только на сжиженном нефтяном газе, для инжекторных автомобилей с нейтрализатором отработанных газом и позволяет обеспечить поддержание экологических требований ЕВРО-4.

Инжекторная система подачи газового топлива в жидком виде и обеспечивает фазированный распределенный впрыск газа (рис. 1.9)

Система работает только совместно со штатным блоком управления двигателем автомобиля. Для этого в баллоне находится газовый насос, который обеспечивает циркуляцию жидкой фазы газа из баллона через рампу газовых форсунок с клапаном обратного давления обратно в баллон. Все остальное аналогично системам четвертого поколения.

К преимуществам системы 5-го поколения можно отнести отсутствие снижения мощности, отсутствие повышенного расхода газа, также возможность запуска двигателя на газе при любых отрицательных температурах, ввиду отсутствия необходимости испарять газ перед подачей в двигатель.

К недостаткам системы можно отнести её высокую чувствительность к загрязненному газу, низкую ремонтопригодность и высокую сложность.

Блок управления DGI (Digital Gas Injection) управляет электромеханическими газовыми форсунками на основе информации, полученной от штатного блока управления двигателем. Устанавливается в разрыве между штатным блоком управления и бензиновыми форсунками, отключает подачу импульса для бензиновых форсунок, принимает временной импульс от блока управления двигателем, корректирует

длительность импульса и передает его на газовые форсунки. Блок управления двигателем сам управляет подачей газового топлива через блок управления системы.

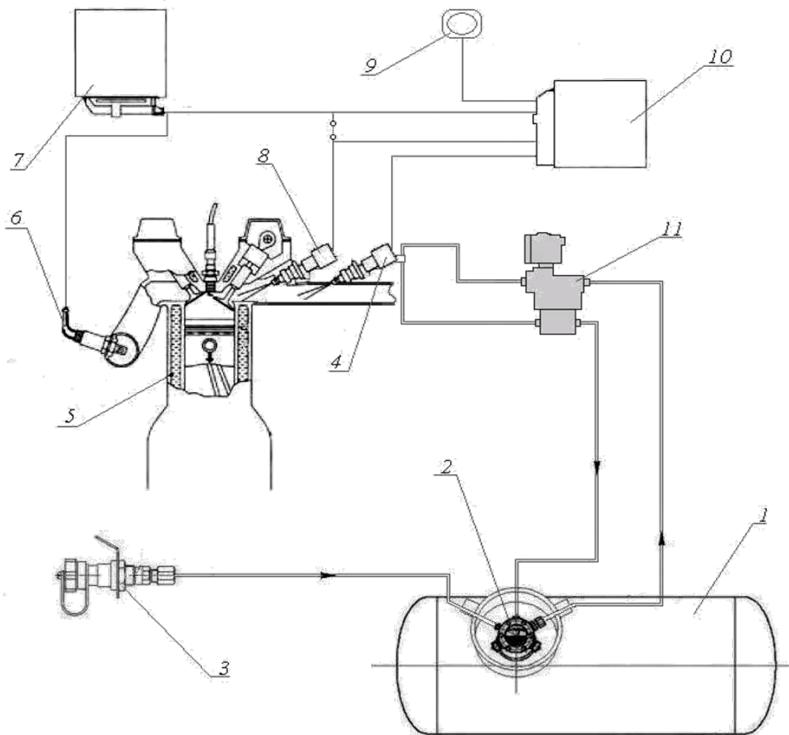


Рис. 1.9. Схема газобаллонной аппаратуры впрыска жидкого пропана:
 1 – газовый баллон; 2 – модуль подачи топлива; 3 – выносное заправочное устройство;
 4 – газовая форсунка; 5 – двигатель; 6 – лямбда-зонд; 7 – бензиновый блок управления;
 8 – бензиновая форсунка; 9 – кнопка включения; 10 – газовый блок управления;
 11 – стыковочный модуль трубопроводов

Прежде всего, следует отметить, что на одном газе дизельный двигатель работать не может, так как газ не может самовоспламеняться от сжатия, как дизтопливо, поскольку температура его самовоспламенения намного выше (около 700 °C против 320...380 °C у дизтоплива). Для того чтобы переоборудовать дизель для работы на газовом топли-

ве необходима подача в цилиндры некоторого количества дизтоплива, так называемой запальной порции. Подаваемая в конце такта сжатия, она будет воспламеняться и поджигать газовоздушную смесь, поступающую в цилиндры на такте впуска. Запальная порция составляет 10–30 % от обычной порции дизтоплива. Это то минимальное количество, которое, самовоспламенившись, гарантированно подожжет в цилиндрах газовоздушную смесь.

Преимущество заключается в том, что, когда газ заканчивается, двигатель может работать в своем обычном режиме на дизтопливе. При работе в таком режиме, когда 70...85 % топлива составляет природный газ, у дизеля снижается дымность. Кроме того, у газодизеля, по сравнению с обычным дизельным двигателем, возрастают ресурс (из-за уменьшения отложений на деталях цилиндро-поршневой группы, снижения нагрузки на кривошипно-шатунный механизм) и срок службы масла.

Для перевода дизеля на газодизельный цикл требуется не только установка газобаллонного оборудования (ГБО), но и определенная доводка имеющейся топливной аппаратуры. Прежде всего, это касается насоса высокого давления, который должен обеспечивать стабильную подачу небольших порций дизтоплива на всех режимах работы двигателя.

Принципы работы двигателя в газодизельном режиме:

- система подачи газа и электронный регулятор частоты вращения установлены на серийный дизельный дизель без изменения его конструкции;
- запуск двигателя происходит на дизельном топливе;
- по мере увеличения нагрузки увеличивается подача газа;
- дизельное топливо используется для воспламенения газовоздушной смеси;
- объем запальной дозы определяется в зависимости от состава газа и многих параметров двигателя;
- в случае необходимости обеспечения динамики электронный регулятор частоты вращения осуществляет дизельную поддержку за счет увеличения запальной дозы топлива;
- в случае аварии системы подачи газа двигатель переходит на классический (дизельный) режим работы.

Такие системы разрабатывают фирмы: Cummins, Woodward, GFI, AFS (Канада), Nippon (Япония); КамАЗ – МАДИ (Россия); Mercedes-Benz (Германия), VOLVO и SKANIA (Швеция).

1.4. Использование газовых видов топлив в автотракторных дизелях

Газ в качестве моторного топлива используется уже более чем в 80 странах мира. И с каждым годом мировой парк автомобилей на газе неуклонно растет [13]. Наибольшее распространение автомобили, работающие на газе, получили в таких европейских странах, как Австрия, Нидерланды, Италия, Польша, Украина, Франция и др. [18].

В Республике Беларусь имеется ряд фирм, которые занимаются переоборудованием дизельных автомобилей, таких как ГАЗ-3309, ЗИЛ-5301 «Бычок» и др.

Широкому внедрению альтернативных топлив в нашей стране способствует особенность энергетического рынка Российской Федерации, заключающаяся в большей разнице цен на газ и уголь, с одной стороны, и на моторное топливо – с другой, по сравнению с мировыми ценами [106].

В настоящее время первое место в мире по потреблению на транспорте среди альтернативных топлив занимают сжиженные нефтяные газы (пропан и бутан), получаемые при переработке нефтяного (попутного) газа [59].

Основным преимуществом газовых топлив является их экологическая чистота: отсутствие оксидов металлов, свинца, ароматических углеводородов, низкое содержание серы и др. [106].

В США на СУГ работают более 350 тыс. автомобилей, что составляет 28 % парка газобаллонных автомобилей [59].

В Российской Федерации СУГ также является наиболее распространенным видом альтернативного топлива, и его использование будет расширяться. Следует отметить и более низкую себестоимость производства газового вида топлива в Российской Федерации по сравнению с традиционными моторными топливами [126].

Потребление газового и дизельного топлив транспортными средствами в Республике Беларусь представлено на рис. 1.10, 1.11 [170, 171].

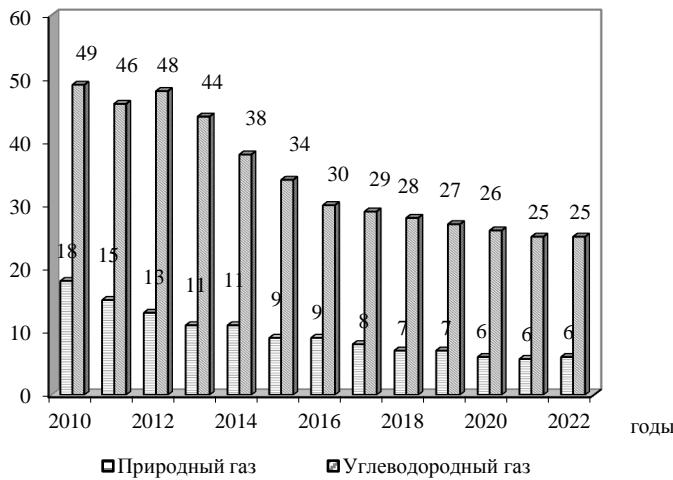


Рис. 1.10. Потребление газового топлива транспортными средствами в Республике Беларусь организациями всех видов экономической деятельности (тыс. тонн)

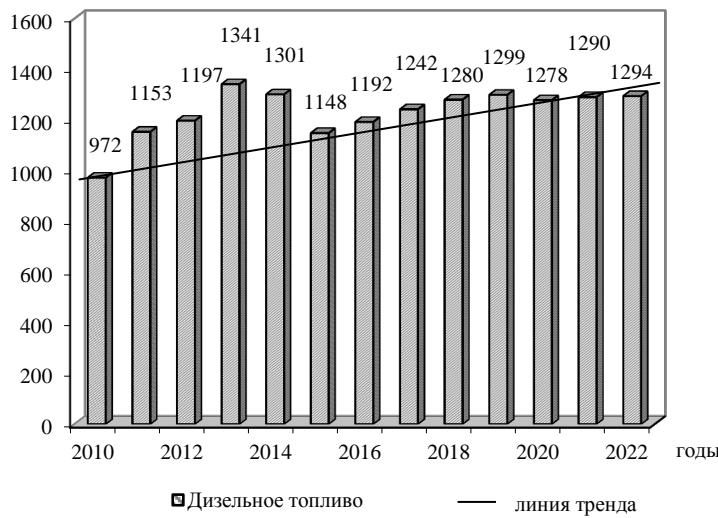


Рис. 1.11. Потребление дизельного топлива транспортными средствами в Республике Беларусь организациями всех видов экономической деятельности (тыс. тонн)

Следует отметить, что потребление ДТ имеет тенденцию к возрастанию. Так, с 2010 по 2020 гг. потребление ДТ транспортными средствами организаций Республики Беларусь всех видов экономической деятельности увеличилось на 31,5 %, потребление природного и углеводородного газов уменьшилось на 66,6 и 46,9 % соответственно. При этом потребление углеводородного газа не превышает 5 %, а природного газа – менее 2 % от потребления ДТ транспортными средствами организаций Республики Беларусь всех видов экономической деятельности [170].

В настоящее время во многих странах, в том числе и в Республике Беларусь, актуальным является вопрос применения альтернативных источников энергии и (или) перераспределение потребления топлив с целью обеспечения энергетической безопасности страны [3].

Наиболее эффективно и быстро транспорт, работающий на дизельном топливе, можно перевести на совместное питание дизельным и газовым топливом без глобальных изменений архитектуры двигателя и топливной системы [152].

Газожидкостный процесс известен давно и запатентован еще Рудольфом Дизелем. Практическое применение этот способ питания ДВС нашел на стационарных установках, работающих с небольшим диапазоном регулирования мощности. В начале 70-х гг., с наступлением первого нефтяного кризиса, стали предприниматься попытки перевода на двухтопливное питание и транспортных дизелей с использованием сжиженных нефтяных и сжатого или сжиженного природного газов. В СССР проблема практической газификации парка автомобилей и тракторов с дизелями начала решаться в 1980 г. специальной общесоюзной научно-технической программой. Разработками и испытаниями газодизельных автомобилей занимались НАМИ (Москва), ЦНИИДи, ЦНИИА (Ленинград), НПО «Казавтотранстехника» (Алма-Ата), КАДИ, Камского, Минского, Кременчугского автомобилестроительных заводов [10, 96]. Велись опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы по переводу тракторных дизелей на питание газовым топливом (Алтайский ПТИ, Омский, Кировский, Волгоградский, Рязанский СХИ и др.). С 1988 по 1993 г. кафедра тракторов и автомобилей ДГАУ принимала участие в разработке газодизельного трактора ЮМЗ-6 [10, 3].

По мере развития газовых систем питания для тракторов и автомобилей внедряются разноплановые системы подачи газового топлива (ГТ), различающиеся по способу, месту и моменту подачи топлива в цилиндры двигателей [110] (рис. 1.12).



Рис. 1.12. Классификация систем питания дизелей газовым топливом [110]

На сегодняшний день для питания дизельных двигателей существует более 5 разновидностей (поколений) газовых систем [3, 110].

Для питания дизеля ГТ требуется не только установка газобаллонного оборудования (ГБО), но и определенная доводка имеющейся топливной аппаратуры. Прежде всего, это касается насоса высокого давления, который должен обеспечивать стабильную подачу небольших порций ДТ на всех режимах работы двигателя [42].

Преимущество данного способа заключается в следующем: когда газ заканчивается, дизель может работать в своем обычном режиме на ДТ. При работе в таком режиме, когда 70...85 % топлива составляет природный газ, у дизеля снижается дымность ОГ [42].

Принципы работы двигателя в газодизельном режиме:

- система подачи газа и электронный регулятор частоты вращения установлены на серийный дизель без изменения его конструкции;
- запуск двигателя происходит на дизельном топливе;
- по мере возрастания нагрузки увеличивается подача газа;
- дизельное топливо используется для воспламенения газовоздушной смеси;
- объем запальной дозы определяется в зависимости от состава газа и параметров двигателя;
- в случае необходимости обеспечения динамики электронный регулятор частоты вращения осуществляет дизельную поддержку за счет увеличения запальной дозы топлива;

– в случае аварии системы подачи газа двигатель переходит на классический (дизельный) режим работы.

Подобные системы разрабатывают фирмы: AFS (Канада), GFI, Cummins, Mercedes-Benz (Германия), Nippon (Япония), VOLVO и SKANIA (Швеция), Woodward, Westport, КамАЗ – МАДИ (Россия) [34, 154].

Для питания дизелей используются следующие газовые системы [110] (рис. 1.13).

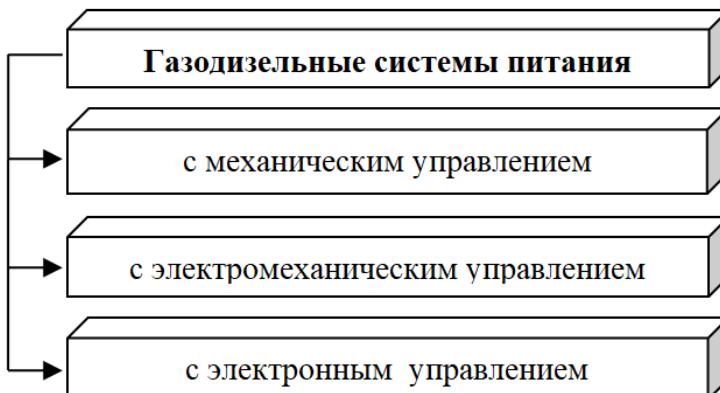


Рис. 1.13. Газодизельные системы питания

Газодизельная система питания с электромеханическим управлением (рис. 1.14) обеспечивает возможность работы дизеля как на смеси дизельного топлива и природного газа, так и на дизельном топливе.

Компримированный природный газ (КПГ) содержится в стальных баллонах от 2 до 8 шт. под давлением 20 МПа, которые последовательно соединены газопроводами. Газ по газопроводу направляется в подогреватель, использующий тепло из системы охлаждения или отработавших газов, и далее в редуктор высокого давления, который понижает давление до 0,8...1,2 МПа [181].

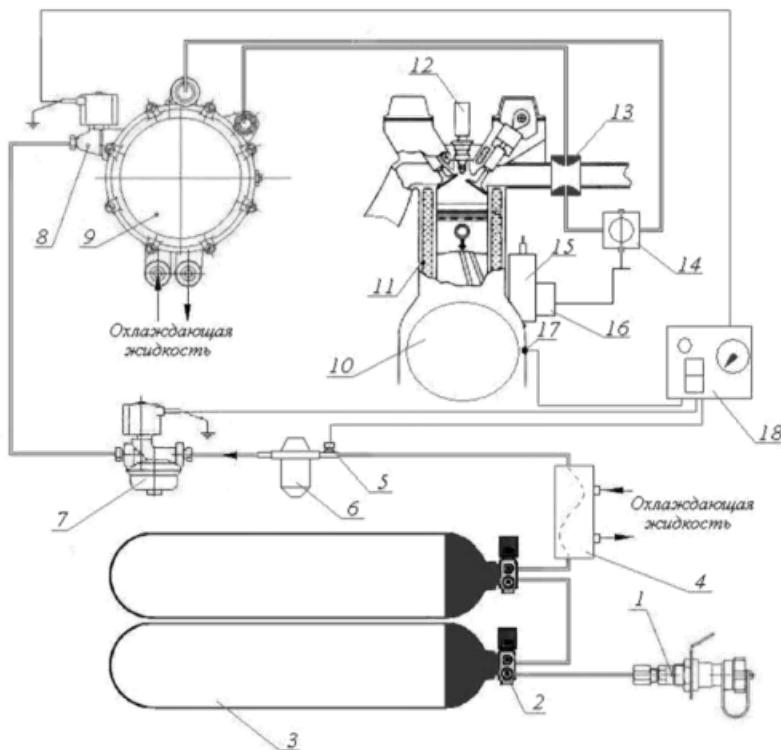


Рис. 1.14. Газодизельная система питания с электромеханическим управлением:
 1 – наполнительный вентиль; 2 – расходный вентиль; 3 – газовый баллон; 4 – подогреватель газа; 5 – сигнализатор аварийной выработки газа; 6 – редуктор высокого давления; 7 – электромагнитный клапан с фильтром; 8 – датчик давления газа; 9 – редуктор низкого давления; 10 – зубчатый диск; 11 – двигатель; 12 – форсунка; 13 – смеситель; 14 – дозатор газа; 15 – топливный насос высокого давления; 16 – ограничитель запальной дозы топлива; 17 – индуктивный датчик частоты вращения; 18 – панель управления с переключателем вида топлива

Далее газ поступает на вход двухступенчатого редуктора низкого давления, в котором давление на выходе дополнительно понижается до атмосферного и через дозатор газа поступает в диффузор смесителя, размещенный во впускном коллекторе дизеля после воздушного фильтра [187, 181].

В конце таха сжатия в газовоздушную смесь через форсунку

впрыскивается небольшое количество дизельного топлива с таким расчетом, чтобы оно воспламенилось раньше, чем газ, и подожгло всю массу газовоздушной смеси [187, 181].

На крышке ТНВД установлен ограничитель запальной дозы топлива и система, ограничивающая подачу газа при достижении двигателем максимальной частоты вращения 2600 мин^{-1} .

В системе питания газодизельного двигателя предусмотрена блокировка. Она исключает подачу одновременно газа и полной (неограниченной) дозы дизельного топлива и предусматривает автоматический переход с газодизельного режима на дизельный в случае внезапного прекращения подачи газа, которое при работе двигателя под нагрузкой может повлечь аварийную ситуацию [187, 181]. При падении давления ниже 0,45 МПа срабатывает датчик давления газа, и система отключает ограничитель запальной порции ДТ.

Особенности газодизельной системы питания заключаются в следующем:

- рабочая смесь поджигается не в одной точке, а в ядре заряда топливовоздушной смеси в нескольких точках одновременно;
- запальная доза впрыскивается не в воздух, а в обедненную газовоздушную смесь.

Рассмотренная система (рис. 1.14) серийно выпускалась с 1987 г. Камским автомобильным заводом и устанавливалась на модели КамАЗ-53208, -53217, -53218 и -53219 с двигателями КамАЗ-7409.10 [152, 187, 181, 3].

Производство инжекторных систем с распределенным впрыском является сегодня наиболее перспективным направлением в создании систем управления подачей газа в цилиндры двигателя внутреннего сгорания. Они позволяют получить самые совершенные рабочие характеристики двигателя.

Газодизельная система питания двигателя с электронным управлением (рис. 1.15) обеспечивает возможность работы дизеля как на смеси ДТ и нефтяного газа, так и на чистом ДТ [181, 3].

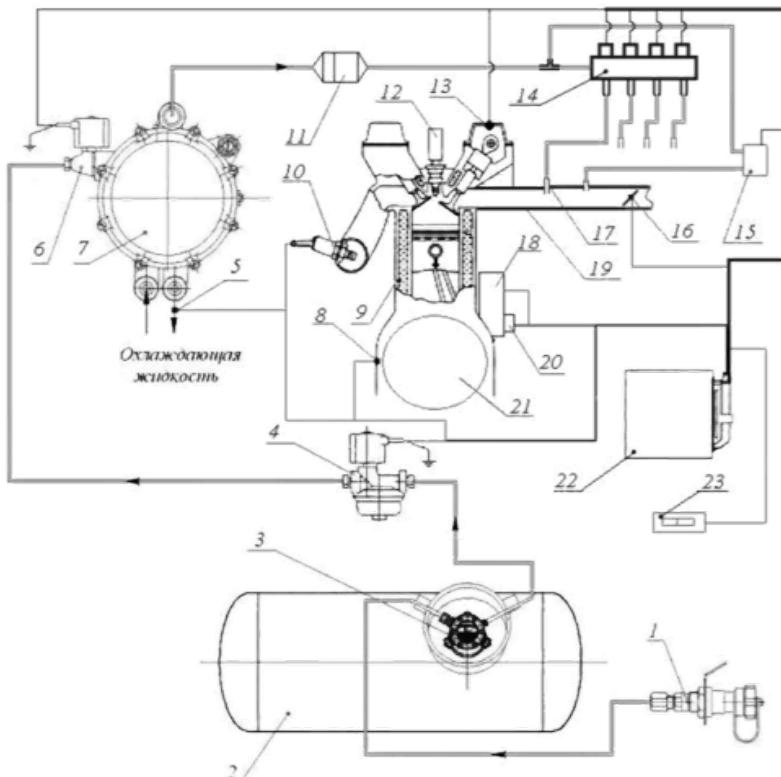


Рис. 1.15. Схема газодизельной системы питания с электронным управлением:

- 1 – выносное заправочное устройство; 2 – баллон; 3 – блок запорно-контрольной и предохранительной арматуры; 4 – газовый клапан с фильтром; 5 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 6 – впускной клапан; 7 – редуктор-испаритель; 8 – датчик положения коленчатого вала; 9 – двигатель; 10 – датчик температуры отработавших газов; 11 – фильтр тонкой очистки газа; 12 – форсунка; 13 – датчик синхронизации (положения распределительного вала); 14 – рампа газовых форсунок; 15 – датчик давления и температуры газа; 16 – датчик положения дроссельной заслонки; 17 – газовый штуцер; 18 – ТНВД; 19 – впускной коллектор; 20 – шаговый электродвигатель управления рейкой ТНВД; 21 – зубчатый диск; 22 – электронный блок управления; 23 – переключатель вида топлива

Для подогрева и испарения газа редуктор-испаритель подключен рукавами к малому кругу системы охлаждения двигателя. Форсунки обеспечивают подачу необходимого количества газа во впускной коллектор дизеля. Газовоздушная смесь, поступившая в цилиндры двигателя, сжимается поршнем, и в конце такта сжатия в нее через серийную форсунку впрыскивается небольшое количество ДТ.

В привод рычага управления подачей ДТ введен шаговый электродвигатель, управление которым осуществляется ЭБУ. Шаговый электродвигатель задает необходимое количество запальной порции ДТ [181, 3].

Коэффициент избытка воздуха при таком способе организации процесса сгорания должен соответствовать богатым смесям, близким к стехиометрическим. Для нейтрализации токсичных компонентов в данной системе предполагается использование трехкомпонентного окислительного нейтрализатора.

Переключатель вида топлива «Дизель – газодизель» расположен на приборной панели и позволяет переключать режимы. Кроме этого, система способна работать в автоматическом режиме, т. е. запуск и прогрев двигателя производятся на дизельном топливе и при достижении рабочей температуры ЭБУ автоматически переходит в газодизельный режим. При выработке газа система также переходит в дизельный режим [181, 10, 3].

Рассматриваемая система широко применяется на грузовых и легковых автомобилях концернов Volvo Truck/Bus Corporation.

Газодизельная система питания двигателя с электронным управлением (рис. 1.16) и распределительным впрыском обеспечивает возможность работы дизеля как на смеси ДТ и природного газа, так и на ДТ.

Представленная газодизельная схема предназначена для использования в дизельных двигателях с наддувом [181, 3].

Все инжекторные системы оснащены микропроцессорными блоками управления, обеспечивающими:

- дозированную подачу газа индивидуально в каждый цилиндр, что позволяет добиться наиболее полного сгорания смеси;
- минимальный расход газа – впрыск газа в каждый цилиндр производится только на такте впуска, индивидуально;
- максимальную динамику двигателя, так как практически сведена к минимуму инерционность системы (минимум «паразитных» объемов).

В газовых системах для большегрузных автомобилей и автобусов используются газовые клапаны HSV 3000 фирмы Servojet (США), а впрыск газа производится под самую кромку впускного клапана на такте впуска, фазировано [14].

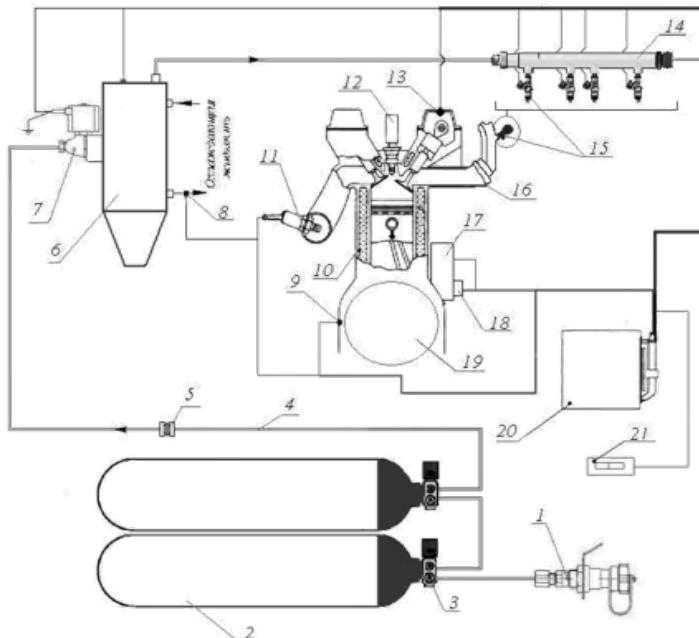


Рис. 1.16. Схема газодизельной системы питания с электронным управлением и распределительным впрыском КПГ: 1 – заправочная горловина со встроенным фильтром и обратным клапаном; 2 – газовый баллон с запорным клапаном; 3 – запорный клапан с клапаном отключения подачи газа, ограничителем потока, термическим предохранителем и запорным краном; 4 – трубопровод высокого давления; 5 – двойное зажимное кольцо; 6 – редуктор давления газа с датчиком давления газа; 7 – клапан высокого давления; 8 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 9 – датчик положения коленчатого вала; 10 – двигатель; 11 – датчик температуры отработавших газов; 12 – шатунная форсунка; 13 – датчик синхронизации (положение распределительного вала); 14 – газовая распределительная магистраль с датчиком давления газа; 15 – газовая форсунка; 16 – впускной коллектор; 17 – топливный насос высокого давления; 18 – шаговый электродвигатель управления рейкой ТНВД; 19 – маховик; 20 – электронный блок управления; 21 – переключатель вида топлива

Газ под низким давлением (0,5...0,6 МПа) поступает в газовую рампу, откуда через индивидуальные газовые клапаны подается к кромкам впускных клапанов цилиндров двигателя. Необходимая для поджига газовоздушной смеси доза ДТ (запальная доза) подается топливным насосом высокого давления через штатные форсунки.

Положением рейки топливного насоса высокого давления, т. е. величиной запальной дозы, управляет линейный электродвигатель. Обработку показаний датчиков, установленных на агрегатах двигателя, и управление рабочим процессом двигателя обеспечивает микропроцессорный блок управления [14, 181, 3].

К достоинствам такой системы можно отнести:

- снижение эксплуатационных расходов за счет замещения дизельного топлива более дешевым КПГ (замещение до 80 %);
- снижение дымности отработавших газов;
- значительное увеличение пробега на полной заправке топливом (газ + дизельное топливо);
- возможность настройки микропроцессорной системы под каждый конкретный двигатель;
- сохранение энергетических показателей базового дизельного двигателя.

Недостатками, присущими этой системе, являются:

- необходимость точной дополнительной регулировки ТНВД в области малых цикловых подач;
- снижение грузоподъемности транспортного средства;
- удорожание системы питания.

Основными компонентами комплекта являются газовый клапан (инжектор) HSV3000 фирмы Servojet (США), газовый редуктор «Шерекс», линейный двигатель фирмы Barber Colman (США) и блок управления [14, 181, 3].

Фирма AFS (Канада) внедряет модернизированный вариант газодизельной системы с микропроцессорным управлением Eagle и фазированным впрыском газа [14, 34].

Фирма Westport (Канада) поставляет газодизельную систему, с внутренним смесеобразованием и непосредственным впрыском газа в цилиндр (рис. 1.17).

Газ дополнительно сжимается в специальном компрессоре до 30 МПа, охлаждается и через газовый аккумулятор подается вместе с ДТ в цилиндр в такте сжатия через специально разработанную клапан-форсунку. Технические показатели такой системы очень высокие, а устойчивая работа двигателя на очень бедных смесях позволяет полу-

чить очень низкое содержание NO_x в отработавших газах без применения нейтрализатора [181, 3].

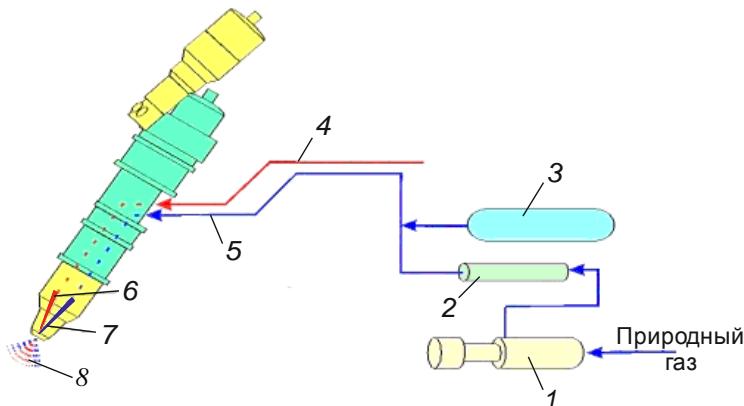


Рис. 1.17. Система непосредственного впрыска газа:
 1 – насос-компрессор; 2 – блок охлаждения; 3 – аккумулятор; 4 – дизельный тракт;
 5 – газовый тракт; 6 – дизельная игла; 7 – газовая игла; 8 – запальная доза дизельного
 топлива

Перспективность этой системы очевидна, так как в самом двигателе вместо штатной дизельной форсунки устанавливается специальная комбинированная форсунка, других изменений в самом двигателе нет. Впрыск газа производится вместе с дизельным топливом при закрытых клапанах (впускном и выпускном), что не приводит к замещению части воздуха метаном и обеспечивает высокую эффективность сгорания топлива [14].

Основой системы является комбинированная газодизельная электронно-управляемая форсунка, в которой происходит предварительное смешение ДТ и природного газа [181, 3].

Доработка самого двигателя заключается в установке специальной форсунки на место штатной [181].

Поскольку в данной системе не происходит вытеснения части воздуха газом (как в системах с внешним смесеобразованием), она обеспечивает наилучшие показатели по использованию ГТ.

Основные достоинства системы заключаются в следующем:

- при больших мощностях и высокой степени сжатия на очень бедных смесях при использовании запальной дозы ДТ обеспечивается устойчивая работа двигателя;

- ДТ запальной дозы одновременно выполняет функции охлаждения и смазки газового клапана;
- за счет оптимизации процесса сгорания содержание CO и углеводородов (за исключением метана) в ОГ соответствует требованиям *EURO-2*, а содержание несгоревшего метана значительно ниже, чем у газовых двигателей с искровым зажиганием;
- высокая степень замещения ДТ природным газом (до 85...90 %) [34].

Основной недостаток многотопливных двигателей при применении рассмотренного способа смесеобразования заключается в усложнении их системы питания, особенно в случае использования двух различных топлив, когда получается наибольший эффект [15, 181, 3].

В газовой системе [3] с воспламенением рабочей смеси от свечи предпускового прогрева впрыск газа осуществляется непосредственно в цилиндр с помощью специально разработанной магнитострикционной форсунки с очень высоким быстродействием (менее 200 мкс на открытие). При этом газ предварительно сжимается специальным насосом до 30 МПа и охлаждается в теплообменнике. Воспламенение газовоздушной смеси осуществляется специальными свечами накаливания. Преимуществами данной системы являются:

- увеличение крутящего момента на малых частотах вращения коленчатого вала двигателя по сравнению с прочими газовыми двигателями;
- практически полная ликвидация детонации;
- уменьшение на 40 % NO_x по сравнению с базовым дизелем;
- уменьшение количества твердых частиц и выбросов сажи на 75 % (по сравнению с базовым дизелем);
- уменьшение CO₂ на 25 % (по сравнению с базовым дизелем).

К недостаткам системы можно отнести необходимость достаточно сложного и дорогостоящего оборудования для поддержания давления газа (насос, теплообменник, аккумулятор газа).

Для питания газовым топливом современных дизельных двигателей, оснащенных наддувом и промежуточным охладителем надувочного воздуха (ПОНВ), предпочтительно использовать инжекторные системы питания, обеспечивающие точность момента впрыскивания и дозирование ГТ в цилиндры дизеля [3].

На основе представленного материала можно сделать вывод, что применение ГТ является достаточно эффективным средством для улучшения процесса сгорания в цилиндрах дизеля.

1.5. Физико-химические свойства газовых топлив

Газовое топливо в основном состоит из углеводородов, которые можно разделить на быстро и медленно сгорающие. К последним относятся предельные углеводороды малой молекулярной массы и, в первую очередь, метан, этан, пропан, бутан и др. [7].

В табл. 1.1–1.3 приведены некоторые показатели качества газообразных углеводородов [59, 18].

Таблица 1.1. Показатели качества газообразных углеводородов [59]

Углеводород	Относительная плотность по воздуху, кг/м ³	Критическая температура, °C	Низшая теплота сгорания, МДж/м ³	Октановое число*
Метан	0,554	-82,1	35,8	120
Этан	1,138	32,3	63,7	116,3
Пропилен	1,453	91,6	86	102,6
Пропан	1,523	95,7	91,2	111,6
Бутилен	1,937	144,0	113,5	91,4
Н-бутан	2,007	152,8	118,6	95,8
Изобутан	2,007	137,0	118,6	102,1

*Исследовательский метод.

Анализ табл. 1.1 показывает, что компоненты газообразных углеводородов, кроме метана, тяжелее воздуха, поэтому при утечках они скапливаются в низких местах (на полу, в канавах, приямках), образуя в закрытых непроветриваемых помещениях взрывоопасную смесь [83].

Природный газ – смесь газов, образовавшаяся в недрах земли при анаэробном разложении органических веществ, и относится к полезным ископаемым. Природный газ в пластовых условиях (условиях залегания в земных недрах) находится в газообразном состоянии – в виде отдельных скоплений или в виде газовой шапки нефтегазовых месторождений, либо в растворённом состоянии в нефти или воде. В стандартных условиях (101,325 кПа и 20 °C) природный газ находится только в газообразном состоянии.

Основную часть природного газа составляет метан (CH_4) – до 98 %. В состав природного газа могут также входить более тяжёлые углеводороды – гомологи метана: этан (C_2H_6), пропан (C_3H_8), бутан (C_4H_{10}), а также другие неуглеводородные вещества: водород (H_2), сероводород (H_2S), диоксид углерода (CO_2), азот (N_2), гелий (He).

Чистый природный газ не имеет цвета и запаха. Чтобы можно было определить утечку по запаху, в газ добавляют небольшое количество веществ, имеющих сильный неприятный запах – одорантов. Чаще всего в качестве одоранта применяется этилмеркаптан.

Компримированный природный газ (КПГ) ГОСТ 27577-2000 (сжатый природный газ, англ., Compressed natural gas CNG) – сжатый природный газ, используемый в качестве моторного топлива получают из природного газа (ПГ) непосредственно на газовых месторождениях или из попутных газов при разработке нефтяных месторождений. ПГ состоят в основном из метана (82–98 %) с небольшими примесями этана (до 6 %), пропана (до 1,5 %) и бутана (до 1 %).

По теплоте сгорания КПГ можно подразделить на высококалорийные ($Q_n = 23\text{--}37,7 \text{ МДж}/\text{м}^3$), среднекалорийные ($Q_n = 15\text{--}23 \text{ МДж}/\text{м}^3$) и низкокалорийные ($Q_n = 4,2\text{--}15 \text{ МДж}/\text{м}^3$). К высококалорийным газам относятся ПГ, канализационный или биогаз очищенный от углекислого газа; к среднекалорийным газам – коксовый газ, городской и некоторые промышленные газы; к низкокалорийным – доменный, генераторный газы.

Средне- и низкокалорийные горючие газы в настоящее время для автомобильного транспорта в компримированном (сжатом) виде не применяют. КПГ, кроме горючих составляющих, содержит некоторое количество негорючих компонентов – азот, углекислый газ, пары воды. Для выравнивания теплоты сгорания в КПГ могут вводиться добавки пропана и бутана.

По токсикологической характеристике КПГ в соответствии с ГОСТ 12.1.005-76 относят к веществам класса 4. Предельно допустимая концентрация ПГ на рабочих местах и в рабочих зонах не должна превышать $300 \text{ мг}/\text{м}^3$ (в пересчете на углерод).

Основной частью ПГ являются метан и группа более сложных углеводородов (этан, пропан, бутан).

Метан газ без цвета и запаха, мало растворим в воде, легче воздуха (относительная плотность по воздуху 0,55). Его относят к предельным углеводородам, молекулы которых состоят только из углерода и водорода. Высокое содержание водорода в КПГ обеспечивает более полное сгорание топлива в цилиндрах двигателя по сравнению с СНГ и бензином.

Метан представляет собой полноценное топливо для автомобилей с хорошими антидетонационными характеристиками и имеет достаточно высокий удельный термодинамический потенциал.

ПГ по своим свойствам пригоден для использования в качестве топлива для автомобильных двигателей без значительной технологической обработки. Однако, как и любое топливо, газ должен пройти предварительную подготовку не только для хранения на автомобиле, но и для регламентации параметров, влияющих на эксплуатационные качества автомобиля.

КПГ должен быть стабилен не только по компонентному составу, но и по содержанию различных примесей. Так, содержание жидкого остатка, представляющего собой группу тяжелых углеводородов, например, пентана, в газе, не прошедшем технологическую обработку, колеблется в широких пределах.

Наличие инертных газов в КПГ существенно влияет на стабильность показателей газовых двигателей. Зависимость теплоты сгорания горючей смеси от содержания в ней инертных газов имеет линейный характер. Если в горючей смеси содержится 1 % инертных газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$, то удельная теплота сгорания ее составляет 33 МДж/м³. Увеличение содержания инертных газов до 10 % обедняет состав горючей смеси ($\alpha = 1,12$), а теплота ее сгорания уменьшается на 10 %.

Заданные мощностные, топливо-экономические, экологические показатели двигателей, тягово-динамические качества автомобилей, а также их стабильность в эксплуатации могут быть достигнуты только при условии заправки автомобилей высококачественным газовым топливом.

Одна из наиболее важных проблем при применении ПГ на автотранспорте связана с содержанием влаги в природном газе и его осушкой, так как содержание влаги в ПГ, перекачиваемых по магистральным трубопроводам, может достигать больших величин. Наличие влаги в газовом топливе для автомобилей не должно превышать 9 мг/м³. Наличие влаги в ПГ вызывает образование ледяных пробок в системе питания двигателя. Опыт эксплуатации показывает, что подобные явления наступают при содержании 15–30 мг/м³ влаги. Точка росы водяных паров составляет –30 °С.

При заправке газового баллона в начальный период происходит охлаждение газа. Понижение температуры газа связано с дроссельным эффектом Джоуля – Томпсона в процессе расширения газа. При снижении давления на каждые 0,1 МПа температура газа снижается на 2,5 °С. Кроме того, в результате торможения струи газа, входящего в баллон, происходит интенсивный теплообмен между баллоном и га-

зом. По мере увеличения степени заполнения баллона дроссельный эффект снижается, в результате чего повышается теплосодержание газа в баллоне.

Хранение и транспортировка компримированного природного газа происходит в специальных баллонах под давлением 19,6...32 МПа. Температура газа, заправляемая в баллон, не должна превышать температуру окружающего воздуха более чем на 15 °С.

Пределы воспламенения газа (по метану) в смеси с воздухом при температуре 20 °С и нормальном давлении составляют 5...15 % (по объему). Предельно допустимая концентрация углеводородов газа в воздухе рабочей зоны должна быть не более 300 мг/м³ в пересчете на углерод, а сероводорода – не более 10 мг/м³.

Применение компримированных газов, особенно природных, наиболее выгодно в районах их добычи, переработки, вблизи газовых магистралей, а также в газифицированных городах.

Сжатые газы обладают повышенной испаряемостью, поэтому наблюдаются повышенные потери их. Кроме того, они имеют повышенную пожароопасность. При использовании сжатых газов особое внимание следует уделять содержанию влаги, так как она вызывает серьезные неполадки в работе системы питания.

К основным моторным свойствам газов относят детонационную стойкость и теплоту сгорания в смеси с воздухом и теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания стехиометрической смеси. СНГ и особенно КПГ по детонационной стойкости превосходят лучшие сорта автомобильных бензинов.

Максимальное октановое число КПГ в соответствии с компонентным составом на 18...20 % выше по сравнению с лучшими сортами бензинов. Это позволяет форсировать бензиновые двигатели при работе на КПГ по степени сжатия.

Генераторный газ – газ, который получают при перегонке твердого топлива с недостатком воздуха в специальных устройствах – газогенераторах. В качестве твердого топлива используют каменный или бурый уголь, дрова, торф, брикеты из различных сельскохозяйственных отходов (опилок, подсолнечной лузги, льняной костры и т. п.).

В зависимости от вида, применяемого для газификации твердого топлива, состав генераторного газа в процентах колеблется в следующих пределах: CO – 25...30; H₂ – 12...15; CH₄ – 0,5...3,5; CO₂ – 5...8; O₂ – 0,2...0,5; N₂ – 45...50.

Биогаз. Смесь метана и диоксида углерода при наличии небольшо-

го количества других газов называют биогазом. Его состав: 55...80 % CH_4 , 15...40 % CO_2 , 0...1 % H_2S , 0...1 % N_2 , 0...1 % H_2 .

Получают биогаз практически из любых отходов (солома, зерно, отходы жизнедеятельности животных, силос, подстилка для скота, пищевые и другие отходы ферм, твердые бытовые отходы, отходы предприятий, перерабатывающих сельскохозяйственную продукцию). В результате переработки в биогаз отходов сельского хозяйства и других отраслей промышленности можно дополнительно получить до 10 % производимой в мире энергии.

В качестве моторного топлива для ДВС используют не биогаз, а полученный из него биометан. Для хранения на борту автомобиля биометан сжимают до 20...40 МПа или сжижают. Сжижать газ наиболее перспективно. Состав сжиженного биометана и сжиженного природного газа практически одинаковы (95...98 % метана). По показателям работы двигателя биометан ничем не отличается от природного газа. И газобаллонное оборудование, работающее на этих видах топлива, полностью идентично.

При применении биометана в качестве топлива для дизелей снижаются дымность и выбросы CO и NO_x с ОГ. Но в связи с низким цетановым числом и соответственно плохой воспламеняемостью возникают значительные трудности при организации рабочего процесса.

Для организации рабочего процесса в дизеле с использованием биометана требуется применение двойной системы топливоподачи в которой порция газа воспламеняется с помощью запальной порции дизельного топлива. При этом замещается от 80 до 100 % ДТ.

Также двигатель может дополняться системами принудительного зажигания и внешнего смесеобразования. Форму КС двигателя при этом изменяют с целью снижения степени сжатия. Камера сгорания должна приблизиться к сферической за счёт изменения конструкции днища поршня и головки двигателя.

Следующий способ конвертации – применение форкамерно-факельного зажигания. Вместо форсунки устанавливается форкамера со свечей зажигания. Поступивший в форкамеру газ воспламеняется от свечи зажигания.

Возникшее пламя с большой скоростью выбрасывается в виде факела через сопло предкамеры в основную камеру. При наличии форкамеры в дизелях также требуется снижать степень сжатия.

Водородное топливо: водород H_2 [6, 86], биоводород [186].

Каждый из этих видов ГТ в большей или меньшей степени отличается по своим свойствам от традиционного ДТ. Эти изменения вызывают необходимость адаптации существующих дизельных двигателей и их топливных систем к новым видам топлива.

Газообразные топлива имеют температуру воспламенения порядка 415...630 °С и, таким образом, менее пожаро- и взрывоопасны (на открытом воздухе), чем пары бензина и ДТ, и обладают высокой теплотой сгорания.

Таблица 1.2. Сравнение газа с другими видами топлива по физико-химическим свойствам

Физико-химические свойства	Бензин	Дизельное топливо	Метанол	Этанол	Пропан	Природный газ	Водород
Состояние	Жидкость	Жидкость	Жидкость	Жидкость	Сжиженный газ	Сжатый газ	Сжиженный газ или жидкость
Молекулярная масса, кг/моль	100...105	200...300	32	46	44	16	2
Состав, %: углерод	85...88	84...87	39,5	52,2	82	75	0
водород	12...15	13...16	12,6	13,1	18	25	100
кислород	0	0	49,9	34,7	0	0	0
Плотность, кг/м ³	0,72...0,78	0,81...0,89	0,796	0,796	0,504	0,424	0,07
Температура кипения, °С	27...225	190...345	68	78	-2	-161	-252
Температура замерзания, °С	-40	-34	-97,5	-114	-187	-183	-260

Анализ табл. 1.2 показывает, что температура замерзания газового топлива находится ниже -180 °С, что способствует его широкому применению во многих точках земного шара.

Предельно допустимая концентрация в воздухе рабочей зоны (в пересчете на углерод) составляет для пропана – 300 мг/м³, непредельных углеводородов – 100 мг/м³ [32].

Сжиженный нефтяной газ (СНГ) (англ. *Liquefied petroleum gas (LPG)*) или сжиженный углеводородный газ (СУГ) – смесь сжатых под давле-

нием легких углеводородов с температурой кипения от -50 до 0 $^{\circ}\text{C}$. Состав может существенно различаться, основные компоненты – предельные углеводороды парафинового ряда с общей формулой $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$, такие как: пропан, пропилен, изобутан, н-бутан, изобутилен и бутилен [83]. Применяется для приготовления пищи, кипячения воды, отопления, используется в зажигалках и в качестве топлива на автотранспорте.

Сжиженные углеводородные газы являются наиболее высококачественным продуктом переработки нефти и нефтяного попутного газа. Как моторное топливо СУГ имеют важное преимущество при использовании в автомобильных двигателях. Эти газы обладают высокой теплотой сгорания и являются легко транспортабельными.

Элементарный состав СУГ относят к числу наиболее важных оценочных параметров газа. Он позволяет судить о качестве СУГ. Зная элементарный состав СУГ, можно расчетным путем определить теплоту сгорания газа и количество воздуха, необходимое для полного его сгорания. Теплота сгорания газа (кДж/кг) может быть рассчитана по формуле [33]

$$Q_{\text{и}} = 33210Q_{\text{C}} + 109060Q_{\text{H}}, \quad (1.1)$$

где Q_{C} – объемная доля углерода;

Q_{H} – объемная доля водорода.

Теплота сгорания характеризуется стехиометрическим составом смеси и теоретически необходимым количеством воздуха для ее полного сгорания.

Стехиометрический коэффициент представляет собой массу (объем) воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания топлива. При полном сгорании СУГ превращается в продукты полного окисления – углекислый газ и водяные пары [33].

При работе на сжиженных газах двигатели имеют высокие технико-экономические и санитарно-гигиенические показатели. Сжиженные газы переходят из газообразного состояния (паровой фазы) в жидкое (жидкую фазу) при относительно небольших давлениях.

Для автомобильного транспорта по ГОСТ 27578-87 выпускают сжиженный газ марок ПА – пропан автомобильный и ПБА – пропан-бутан автомобильный. Физико-химические показатели этих газов приведены в табл. 1.3 [35, 59, 83].

По ГОСТ 20448-88 [36] выпускают сжиженные газы следующих марок: СПБТЗ – смесь пропана и бутана техническая зимняя для коммунально-бытового потребления; СПБТЛ – смесь пропана и бутана техническая летняя для коммунально-бытового потребления и других

целей; БТ – бутан технический для коммунально-бытового потребления и других целей (табл. 1.4).

Изменяя компонентный состав, получают зимние и летние смеси. Так, зимняя смесь СПБТЗ содержит 75 % пропана и пропилена, а летняя смесь СПБТЛ – 60 % бутана и бутилена.

Бутановые углеводороды (бутан, изобутан, бутилен, изобутилен и др.) обладают наибольшей теплотой сгорания и легко сжимаются [83, 59].

Таблица 1.3. Физико-химические показатели сжиженных автомобильных газов [141]

Показатели	ГОСТ 27578-87		Фактически ПБА
	ПА	ПБА	
1. Массовая доля компонентов, %:			
метан			6,33
этана			0,38
пропана	85 ± 10	50 ± 10	5,95
2. Сумма углеводородов C ₄ и выше:			50,54
изобутан			43,13
норм. бутан			13,03
пентаны			29,74
			0,36
3. Избыточное давление насыщенных паров, МПа, при температуре:			
+45 °C, не более	–	1,6	1,6
-20 °C, не менее	–	0,07	0,29
-35 °C, не менее	0,07	–	
4. Плотность, кг/м ³ при температуре, °C			514 20

Таблица 1.4. Основные нормативные показатели сжиженных газов разных марок [36]

Показатели	СПБТЗ	СПБТЛ	БТ
Массовая доля компонентов, %:			
сумма метана, этана и этилена, не более	4	6	6
сумма пропана и пропилена, не менее	75	–	
сумма бутанов и бутиленов:			
не менее	–	–	60
не более	–	60	–
Жидкий остаток (в том числе углеводороды C ₅ и выше) при 20 °C, % по объему, не более	1	2	2
Избыточное давление насыщенных паров, МПа, при температуре:			
+45 °C, не более	1,6	1,6	1,6
-20 °C, не менее	0,16	–	–
Массовая доля сероводорода и меркаптановой серы, %, не более	0,015	0,015	0,015
В том числе сероводорода	0,003	0,003	0,003

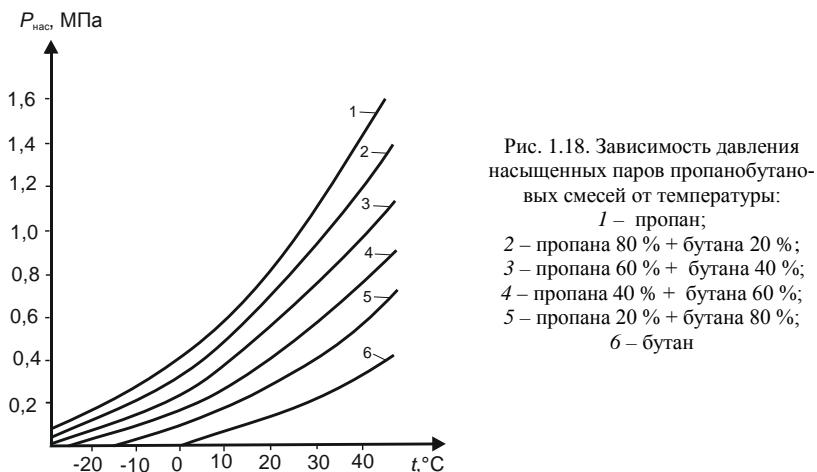
Основные компоненты сжиженного газа, обеспечивающие оптимальное давление насыщенных паров в газовом баллоне, – пропан и пропилен.

Давление насыщенных паров существенно влияет на работу газовой установки автомобиля, особенно при отрицательных температурах окружающего воздуха.

На рис. 1.18 показана зависимость давления насыщенных паров $P_{\text{нас}}$ пропанобутановых смесей от температуры t [33].

Давление паров растет с повышением температуры, причем у пропана значительно быстрее, чем у бутана. Чем больше в пропанобутановой смеси пропана, тем выше упругость паров смеси. Зная давление смеси при определенной температуре, можно определить процентное содержание в нем пропана и бутана.

По максимальному давлению насыщенных паров смеси определяют прочность газового баллона, а для обеспечения нормальной работы топливоподающей аппаратуры смесь должна иметь избыточное давление не менее 0,1 МПа.



По плотности жидкой фазы можно судить о концентрации энергии в единице объема сжиженного газа, относящегося к легким жидкостям, плотность которых составляет 0,45...0,65 кг/л (рис. 1.18). Отличительная особенность сжиженных газов – более высокий коэффициент объемного расширения, чем у жидких нефтепродуктов.

На рис. 1.19 показана зависимость изменения плотности сжиженных газов $\rho_{\text{сж}}$ от температуры t . Например, плотность пропана в сжиженном виде при -10°C равна 0,54 кг/л, а при 30°C уменьшается до 0,48 кг/л. При этом удельный объем увеличивается на 11 %. Данное свойство учитывают при заполнении баллона газом, оставляя около 10 % объема на паровую подушку.

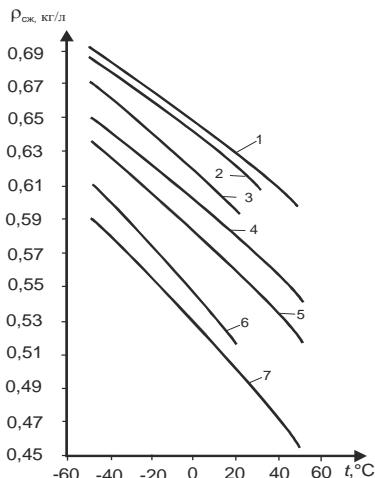


Рис. 1.19. Зависимость плотности сжиженных газов от температуры:
 1 – пентан; 2 – изопентан; 3 – бутилен и изобутилен; 4 – бутан; 5 – изобутан; 6 – пропилен; 7 – пропан

Важно отметить, если в баллоне будет отсутствовать паровая подушка, т. е. баллон будет полностью заполнен, то даже незначительное повышение температуры сжиженного газа приведет к резкому увеличению давления в баллоне. Приращение давления в баллоне составляет приблизительно 0,7 МПа на один градус повышения температуры сжиженного газа [32].

На организм человека токсичность компонентов сжиженных газов влияет косвенным образом. Эти газы не вызывают непосредственного отравления, однако при смешивании с воздухом уменьшают содержание в нем кислорода и тем самым обусловливают кислородное голодание человека. Сжиженные газы, попадая на тело человека, вызывают обморожение, напоминающее ожог.

Для ощущения присутствия газа в окружающем воздухе ему придают специфический запах, добавляя резко пахнущие вещества – одоранты. Из них наиболее широко применяют этилмеркаптан: 2,5 г на 100 л сжиженного газа. При такой степени одоризации можно по запа-

ху определить содержание 0,4…0,5 % газа в воздухе. Данная концентрация газа в воздухе невзрывоопасна, так как составляет всего лишь 20 % нижнего предела воспламеняемости [33].

Физические свойства сжиженных газов в значительной степени зависят от их химического состава. Основные физико-химические характеристики сжиженных газов (давление насыщенных паров, плотность газа, теплота сгорания, точка росы и элементарный состав) представлены в табл. 1.5 [152].

Таблица 1.5. Основные физико-химические свойства отдельных составляющих сжиженных газов

Свойства	Пропилен (C ₃ H ₆)	Пропан (C ₃ H ₈)	Бутан (C ₄ H ₁₀)	Бензин (C ₈ H ₁₈)
Молекулярная масса, кг/моль	42,08	44,10	58,12	114,5
Плотность, г/см ³ :				
жидкой фазы при 15 °С и 0,1 МПа	0,522	0,509	0,582	0,720
газовой фазы при 0 °С и 0,1 МПа	1,915	2,019	2,703	5,08
Относительная плотность газовой фазы (плотность воздуха принята за 1)	1,481	1,562	2,091	3,940
Температура кипения, °С	-47,7	-41,5	-0,50	>33,0
Объем паров при испарении 1 л жидкости, м ³	0,287	0,269	0,235	0,148
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	45,650	45,970	45,440	44,000
Температура воспламенения, °С	475…550	510…580	475…550	470…530
Предел воспламеняемости в смеси с воздухом, %:				
верхний	2,00	2,4	1,80	1,50
нижний	11,1	9,5	8,40	6,0

Примечание. Приведенные параметры получены при температуре газа 15 °С.

Этан, входящий в состав сжиженных газов в незначительных количествах, обладает достаточно высоким давлением насыщенных паров. Это способствует поддержанию необходимого давления в баллоне при отрицательных температурах внешней среды. Бутановая составляющая, которая включает нормальный бутан, изобутан, бутилен, изобутилен и другие изомеры, имеет высокую теплоту сгорания и легко сжижается. Сжиженные газы с большим содержанием бутана целесо-

образно применять при положительных температурах окружающей среды (+10...+40 °C) [152].

При небольшой частоте вращения, когда объем заряда смеси, поступающей в цилиндры двигателя, сравнительно невелик, заметного снижения мощности не происходит.

Подогрев горючей смеси в газовых двигателях оказывает вредное воздействие на характеристики рабочего процесса. Поэтому его нецелесообразно применять в современных газовых двигателях [9].

1.6. Особенности сгорания газовых топлив

Теоретически при сжигании любого топлива с коэффициентом избытка воздуха, равном единице, продукты сгорания будут состоять из CO_2 и H_2O , образовавшихся в результате реакции полного горения, и азота, перешедшего из воздуха и топлива. Содержание азота в продуктах сгорания различных топлив колеблется в довольно узких пределах (65...75 %) и для большинства топлив составляет в среднем 70 %. На долю CO_2 и H_2O приходится в сумме примерно 30 % [76].

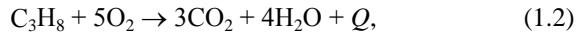
В реальных условиях происходит неполное сгорание топлива и отработавшие в цилиндре двигателя газы состоят из большого числа компонентов. В общем случае в ОГ могут содержаться следующие компоненты: O , O_2 , O_3 , C , CO , CO_2 , CH_4 , C_nH_m , $\text{C}_n\text{H}_m\text{O}$, NO , NO_2 , N , N_2 , NH_3 , HNO_3 , HCN , H , H_2OH , H_2O [66].

Основную долю среди них занимают неиспользованный азот воздуха (76...78 % по объему) и конечные продукты окисления углерода и водорода: углекислый газ (1...12 %), пары воды (0,5...5,5 %) и токсичные компоненты неполного окисления: окись углерода (0,01...10 %), альдегиды (0,001...0,009 %), несгоревшие углеводороды (0,009...3 %) и сажи (до 1,1 г/м³) [66, 179].

Дизели работают при значительном избытке воздуха, поэтому в них ОГ содержат, как правило, незначительное количество окиси углерода, но зато они характеризуются повышенной концентрацией окислов азота, альдегидов, а также сажи, которая является переносчиком канцерогенных веществ.

Однако состав ОГ меняется в зависимости от применяемого топлива, технического состояния двигателя и особенно его топливной аппаратуры, а также от режима работы. Увеличение концентрации ВВ наблюдается при полной подаче и в случае неисправной топливной аппаратуры.

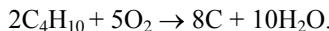
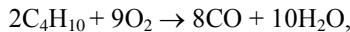
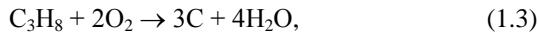
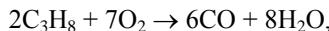
Реакции горения пропана и бутана в присутствии избытка ($\alpha > 1$) кислорода происходят с выделением тепла и образованием воды и углекислого газа:



где Q_1, Q_2 – теплота сгорания $Q_1 = 50,54 \text{ МДж/кг}$;

$$Q_2 = 45,75 \text{ МДж/кг}.$$

При недостатке кислорода ($\alpha < 1$) в местах локального переобогащения происходит реакция с образованием угарного газа, сажи и воды:



Для полного сгорания пропана (C_3H_8) на одну его молекулу приходится 5 молекул кислорода, а бутана (C_4H_{10}) – 6,5 молекул кислорода. Содержание кислорода в воздухе составляет 21,0 %. Поэтому для полного сгорания 1 м³ пропана требуется 24 м³ воздуха, а для бутана – 31 м³. При сгорании СУГ необходимая масса (объем) воздуха всегда будет больше по сравнению с массой ДТ. Верхний предел воспламеняемости пропан-бутановых смесей характеризуется содержанием 8,4...9,9 % газа в воздухе, а нижний предел – 1,8...2,4 %.

Выделение теплоты на единицу массы у СУГ несколько больше, чем у ДТ. Однако если сравнивать выделение теплоты на единицу объема горючей смеси, то при использовании СУГ оно снижается по сравнению с ДТ. С увеличением α теплота сгорания горючей смеси ГТ уменьшается в меньшей степени по сравнению с жидкими топливами [76]. Это создает предпосылки для проведения испытаний дизеля с подачей газа [107].

Применение ГТ, несомненно, окажет влияние на изменение эффективных и экологических показателей работы дизельного двигателя. При этом изменение эффективных показателей зависит от многих факторов, в основном от способа подачи и удельного содержания ГТ в ДТ.

Установлено, что при максимальных температурах цикла в дизелях (при $T_{\max} \geq 1800 \text{ К}$) из окислов азота практически образуется только NO с содержанием более 90 % [8].

Характер образования окислов азота в цилиндре дизеля представляет собой окисление атмосферного азота кислородом (атомарным и молекулярным) в зоне продуктов сгорания, и в процессе расширения происходит «закалка» («замораживание») на уровне максимальной концентрации NO [66].

После выхода из выпускной системы двигателя ОГ в атмосферу происходит окисление NO до NO₂ по реакции [66, 8]:



В условиях нормальной эксплуатации дизели работают при $\alpha > 1,3\dots2,6$, поэтому уменьшить концентрацию кислорода в зоне сгорания можно только локально, т. е. при организации расслоения смеси [66].

Для уменьшения температуры в процессе сгорания в дизелях могут быть применены различные методы регулирования (уменьшение угла опережения впрыска топлива, добавление к заряду инертной массы и др.) [66]. Кроме этого, известны методы физико-химического регулирования, т. е. изменение физико-химических свойств топлива, путем добавки к основному дизельному топливу различных альтернативных топлив в регулируемых количествах [167].

Легкие газообразные углеводороды C_nH_m , (метан, этан, пропан, этилен, ацетилен и др.) образуются в дизелях при термическом распаде топлива в зонах срыва пламени, в ядре струи, в топливной пленке на стенках камеры сгорания, в переднем фронте факела и в результате вторичного впрыскивания топлива. Механизм образования и окисления молекул углеводородов в дизелях зависит от ряда параметров рабочего процесса двигателя и конструктивных факторов: состава смеси, нагрузки, массы воздуха, степени завихрения заряда, угла опережения впрыска и др. [190].

В дизелях неполное сгорание топлива наблюдается даже в том случае, когда имеется избыток воздуха по сравнению с теоретически необходимым его количеством для полного окисления основных компонентов топлива. Это объясняется трудностью организации равномерного смешивания топлива с воздухом. Поэтому, хотя в камере сгорания имеется избыток воздуха, во многих местных зонах топливо не находит необходимого для полного сгорания кислорода. Своеобразие сгорания топлива в дизелях заключается еще и в том, что при местном недостатке воздуха углерод топлива почти не переходит в оксид углерода, а образует сажу. Это можно объяснить следующим. На поздних стадиях процесса смесеобразования и сгорания температура и давле-

ние рабочего тела повышаются. Вследствие неравномерного распределения топлива по объему воздуха во многих местных зонах камеры сгорания топливо сгорает лишь частично, концентрация продуктов сгорания увеличивается, а кислорода, наоборот, уменьшается.

Эти обстоятельства создают благоприятные условия для расщепления молекул топлива, т. е. для процесса пиролиза (кrekинга). Крекинг-процесс является мономолекулярной реакцией, при которой распад молекулы происходит вследствие внутреннего молекулярного движения. Сущность крекинг-процесса заключается в расщеплении молекул под воздействием высоких температур в зонах с недостатком кислорода, тяжелых высококипящих углеводородов с образованием более легких низкокипящих углеводородов, газообразного водорода и небольшого количества кокса.

Реакция пиролиза углеводородов может быть выражена следующим уравнением [66]:



где n, m – индексы, указывающие число атомов или молекул.

Чем выше отношение С/Н в топливе, тем больше молекулярная масса предельных и особенно непредельных углеводородов с прямыми цепями, тем выше скорость образования сажи.

Экспериментами установлено [190], что при давлении 5,0...7,0 МПа с повышением температуры выше 650...750 °С образование кокса увеличивается. Следовательно, с течением процессов сме-сеобразования и сгорания в камере сгорания дизеля могут создаваться благоприятные условия для крекинг-процесса с образованием сажевых частиц.

При относительно низких температурах (менее 1500 К) реакции полимеризации и конденсации преобладают над реакциями дегидрогенизации.

В этих условиях зародышами могут быть ароматические или поликлинические соединения. При температурах более 2000 К, соответствующих процессу сгорания в двигателе, происходит распад молекул, а при 3000 К и более – расщепление молекул [66, 199].

Температура воспламенения сажи – 900 °С. Частицы сажи раскаляются и излучают энергию, что сопровождается свечением.

Сажа является продуктом неполного сгорания топлива. Поэтому содержания сажи в ОГ связано с повышением g_e .

Кроме того, сажа, попадая в зазоры между кольцами и поршневыми канавками и смешиваясь с маслом, приводит к нагарообразованию с последующим пригоранием колец. Пригоранию способствует высокая (выше 200 °C) температура верхней кольцевой канавки. В особо неблагоприятных условиях находится верхнее поршневое кольцо, которое пригорает в первую очередь. Пригорание колец влечет за собой нарушение герметичности полости цилиндра. В результате этого нормальное протекание рабочего цикла становится невозможным. В конечном итоге мощность дизеля уменьшается, а удельный расход топлива еще более увеличивается. При неблагоприятных условиях пригорание поршневых колец может привести к задирам поршня и зеркала цилиндра, а иногда и к тяжелым авариям: заклиниванию поршня с обрывом шатуна, пробою шатуном картера или головки блока цилиндров, прогибу и поломке коленчатого вала [190].

При сгорании топлива происходит не только процесс образования сажи, но и процесс выгорания сажевых частиц за счет реакции углерода с радикалами OH или кислородом. Скорость выгорания частиц сажи зависит от размеров частиц и их поверхности [66].

Таким образом, все возрастающее насыщение атмосферы Земли отработавшими газами представляет собой серьезную опасность для здоровья и даже жизни людей и является весьма важной социальной проблемой [15].

1.7. Анализ экспериментальных исследований по применению газовых топлив на дизелях

Исследования по применению альтернативных топлив в области двигателестроения проведены многими учеными и отражены в трудах С. А. Абрамова, В. С. Азева, Д. Г. Алексеева, Ю. П. Алейникова, Е. Е. Арсенова, В. И. Балакина, А. К. Болотова, А. Б. Виппера, В. А. Гладких, Г. М. Камфера, С. Р. Лебедева, М. О. Лернера, В. А. Лиханова, В. Льотко, Р. В. Малова, М. Д. Мамедова, В. З. Махова, Н. В. Носенко, С. А. Плотникова, Н. Н. Патрахальцева, В. М. Попова, М. Ю. Ратьковой, А. С. Хачияна и др.

Теоретическими исследованиями рабочих процессов в дизелях и разработкой новых видов топлив занимались А. А. Абрамзон, А. А. Гуреев, А. М. Данилов, В. М. Иванов, Г. М. Камфер, А. Н. Карташевич, И. В. Ксенофонтов, В. А. Кудрявцев, Г. М. Кухаренок, В. А. Лиханов, В. М. Луканин, А. В. Николаенко, Р. М. Петриченко,

С. А. Плотников, П. А. Ребиндер, Ю. Б. Свиридов, Е. С. Семенов, Б. А. Энглин и другие ученые.

Улучшение экологических показателей дизельных двигателях с применением газового топлива в исследовали такие ученые, как В. А. Вагнер, Ю. Н. Васильев, Хосе Луис Гальдос Гомез, Р. Р. Деветьяро, С. Н. Девягин, В. И. Ерохов, Г. М. Камфер, О. Б. Леонов, Е. Б. Лисицын, В. А. Лиханов, О. П. Лопатин, П. Д. Лупачёв, М. В. Мазинг, Р. В. Малов, М. Д. Мамедова, В. А. Марков, В. З. Махов, Д. Д. Матиевский, М. А. Олейник, Н. Н. Патрахальцев, Л. В. Рудаков, А. М. Сайкин, Б. Н. Семёнов, В. И. Смайлис, В. А. Сомов, А. В. Шибанов, В.А. Шишков и др.

Подачей сжиженного нефтяного газа в цилиндры дизеля посвящены работы таких авторов, как В. Л. Виноградский, В. В. Горбунов, О. В. Камышников, Г. Л. Качо, А. В. Крылов, Л. А. Ластра, Л. В. А. Санчес и др.

Следует отметить, что к настоящему времени проведены значительные теоретические и экспериментальные работы по улучшению эффективных и эксплуатационных показателей работы дизелей. В то же время научно-исследовательские работы проводились только с целью определения возможности работы дизеля на газовых топливах, исследований процесса сгорания либо улучшения эффективных или экологических показателей работы дизелей [143]. Проведено недостаточно исследований направленных на разработку новых систем регулирования и подачи газовых топлив, элементов и агрегатов систем регулирования и топливоподачи. А также не все исследования по улучшению показателей ДВС завершаются проведением эксплуатационных испытаний.

К настоящему времени накоплен значительный опыт по применению газовых топлив в ДВС. Тем не менее, имеющиеся данные в значительной мере противоречивы. Кроме того, до сих пор нет четкого ответа на вопросы, связанные со способом подачи газового топлива, его дозированием, местом подачи и т. д.

Так, в исследованиях В. А. Шишкова [192, 191], проведенных на двигателе с искровым зажиганием, отмечена важность места и направления подвода газового топлива посредством электромагнитных форсунок. Указана важность выбора места и направления подвода газового топлива во впускной коллектор.

По исследованиям, проведенным М. А. Олейником [137], на дизеле с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.12С), который устанавливается

на автобус ПАЗ-32054-12, автомобиль ЗИЛ-5301 «Бычок», работающий по газодизельному циклу на номинальном режиме с подачей 80...85 % компримированного природного газа через газовый смеситель во впускной коллектор и 15...20 % запального дизельного топлива, установлено, что на номинальном режиме наблюдается снижение расхода топлива на 9,7 %. В ОГ снижается содержание сажи на 96 %, оксидов азота – на 8 % и количество угарного газа – в 1,2 раза, но увеличивается суммарное количество углеводородов примерно в 20 раз.

В. В. Горбуновым [40] проведены моторные испытания на дизелях ЯМЗ-238 и КамАЗ-740 с подачей смеси ДТ и сжиженного нефтяного газа через единую штатную форсунку. Массовая доля сжиженного газа в смесевом топливе находилась в пределах 7...27 %. При этом отмечено, что расход ДТ снизился на 11...21 %, дымность ОГ уменьшилась на 50...70 %, температура ОГ снизилась на 20...50 °С, минимально устойчивая частота вращения холостого хода снизилась на 130...150 мин⁻¹ по сравнению с работой дизеля на ДТ. Определена необходимость увеличения угла опережения впрыскивания топлива до 10° п.к.в.

По исследованиям, проведенным Л. В. Рудаковым [148] на дизеле с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.12С), работающем по газодизельному циклу на номинальном режиме с подачей 80...85 % компримированного природного газа через газовый смеситель во впускной тракт и 15...20 % запального ДТ, установлено, что повышение g_e при газодизельном процессе на малых нагрузках ($p_e < 0,5$ МПа), связанное с ухудшением процесса сгорания обедненных смесей, одинаково на средних и больших нагрузках g_e снижается на 1...10 % (при $p_e = 0,84$ МПа, $g_e = 195$ г/кВт ч), при этом эффективный КПД при работе на максимальной нагрузке в газодизельном режиме повышается с 0,38 до 0,4. Температура ОГ снижается во всем диапазоне частот вращения, содержание NO_x уменьшается в 1,06...1,53 раза, содержание сажи снижается в 18...25 раз, количество СО сокращается в 1,2 раза, а количество суммарных углеводородов увеличивается более чем в 20 раз [148].

Р. Р. Девятьюро экспериментальными исследованиями установлена минимальная величина запального ДТ, при работе дизеля 4Ч 11,0/12,5 (Д-240) по газодизельному процессу, которая составляет 2,51 кг/ч от номинального часового расхода топлива, подача природного газа составляет 8,91 кг/ч [54]. Установочный угол опережения впрыскивания топлива газодизельного процесса необходимо уменьшать до 23 градусов п.к.в. для снижения «жесткости» работы газодизеля. При переходе

на газодизельный процесс существенно снижается содержание сажи в ОГ на нагружочных режимах, особенно в области нагрузок более 0,35 МПа (с 2,0 до 0,3 единиц по шкале *Bosch*). Снижение содержания сажи по скоростным характеристикам достигает 80 %. Вместе с тем в ОГ наблюдается увеличение содержания продуктов неполного сгорания CO и C_nH_m , для уменьшения токсичности которых необходимо применять другие методы снижения токсичности.

Е. Б. Лисицын [99] на основании проведенных расчетно-экспериментальных исследований газодизельного рабочего процесса разработал оригинальную топливную систему для двигателей типа ЯМЗ-236НЕ, обеспечивающую устойчивую работу двигателя во всем диапазоне рабочих режимов с уменьшенной до 18...20 % от номинальной подачи запальной порции дизельного топлива (вместо шестиплунжерного топливного насоса применен восьмиплунжерный, в котором две секции предназначены для подкачивания топлива в аккумулятор регулятора начального давления, применение форсунок меньшей размерности и регулировки положения рейки ТНВД). Разработанные мероприятия позволили обеспечить показатели токсичности выпускных газов, соответствующие нормам *EURO-2*, а с нейтрализатором выпускных газов достигается характеристика токсичности, соответствующая нормам *EURO-3*.

При изучении исследований, проведенных Л. В. Рудаковым, Р. П. Деветьяровым и др. [148, 42, 54], выявлен ряд особенностей процесса смесеобразования и сгорания в цилиндре двигателя при работе по газодизельному процессу с использованием КПГ при изменении нагрузки в сравнении с дизельным режимом.

1. Наблюдается увеличение температуры отработавших газов на 20...50 °C.

2. Снижается расход воздуха вследствие замещения его природным газом, что влечет снижение α и уменьшение коэффициента наполнения цилиндров двигателя.

3. При газодизельном процессе характерно увеличение осредненной температуры газов в цилиндре на 15...18 % и смещение значения максимального давления и температуры газов в цилиндре в сторону от ВМТ на 1...3 градуса п.к.в. по сравнению с дизельным процессом [148] при работе на номинальном режиме.

4. Увеличивается максимальная скорость выделения тепла на 20...40 %, что обусловливает более эффективное использование тепла в начальный период сгорания основной части топлива.

5. Замечено повышение жесткости процесса сгорания на 10...15 %, которое может достигать значения 1,05...1,2 МПа/градус п.к.в.

В Вятской ГСХА накоплен большой опыт по исследованию работы дизельных двигателей (Д-240, Д-245.7, Д-245.9, Д-245.12С и др.), адаптированных для работы на компримированном природном газе. Созданы макетные образцы тракторов, работающих на природном газе, проведены тестовые испытания с системой регулирования подачи газа, которые показали снижение сажи на 42...96 % и оксидов азота – на 11...42 %, при этом замещение дизельного топлива газом составляло 80...85 % [101].

Х. Л. Гальдос Гомез исследовал возможности компенсации мощности и экономичности с одновременным снижением дымности ОГ путем добавки сжиженного нефтяного газа к основному топливу в условиях высокогорья [188]. Разработал систему топливоподачи малоразмерного быстроходного дизеля типа 2Ч 8,5/11, обеспечивающую использование сжиженного нефтяного газа как добавки к основному дизельному топливу непосредственно в линию высокого давления с целью регулирования рабочего процесса дизеля путем изменения физико-химических свойств топлива [188].

В 1987 г. начат выпуск КамАЗов с газодизельными двигателями, оборудованными системой питания с качественным регулированием газовоздушной смеси (разработка НАМИ). Запальная доза жидкого топлива имеет постоянную величину 20...25 % от номинальной подачи. На частичных нагрузках соотношение воздуха, газового и жидкого топлив сильно отличалось от стехиометрического и выбросы вредных веществ увеличивались. Так, по сравнению с дизельными режимами выбросы СО возрастают в 3,3 раза, C_nH_m – в 12,5 раз [70].

Применение системы питания, разработанной СЗПИ для газодизеля с количественным регулированием газовоздушной смеси, прошедшей испытания на автобусе «*Ikarus*» с газодизелем *RABA-MAN* и стендовые испытания газодизеля КамАЗ, позволило снизить выбросы вредных веществ по сравнению с системой «НАМИ-КамАЗ» C_nH_m в 2,4 раза, СО – на 25 % [70]. Замечено, что токсичность ОГ газодизеля уменьшается при управлении величиной запальной дозы жидкого топлива корректором. Содержание СО уменьшается на 40 %, а C_nH_m – на 70 %. Несколько возрастает содержание NO_x . При переводе дизеля КамАЗ на газовое топливо необходимо установить угол опережения впрыска (установочный, равный 16°) до ВМТ, что соответствует наименьшей токсичности. В результате проведенных испытаний установлено, что полученные значения выбросов вредных веществ у газодизельных

двигателей остаются выше предельных норм ОСТ.37.001.234.81 и Правил ЕЭК ООН № 49 [70].

В Саратовском ГАУ им. Н. И. Ворошилова и НПЦ «Авангард» проводились исследования газодизельной системы питания двигателя с электронным управлением, реализованной на тракторе РТМ-160, оснащенном восемью баллонами суммарной емкостью 640 л, обеспечивающей работу трактора в течение 12 ч. Главным нерешенным вопросом разработанной системы является неравномерность подачи ГТ по цилиндрам двигателя. Для снижения неравномерности подачи ГТ по цилиндрам была разработана система подачи ГТ по эжекционному принципу. Испытания проводились на тракторе К-700А с установленными в воздушный коллектор эжекционными смесительными устройствами для каждого цилиндра двигателя. Данное решение позволило снизить неравномерность дозирования топлива до 5 % и уменьшить расход ГТ по сравнению с существующими образцами на 20 %, при запальной дозе ДТ 18...20 % [63].

Фирма *Robert Bosch GmbH* проводила испытания газодизельной системы питания с 2006 г. и в 2012 г. представила результаты исследования 6-цилиндрового газодизельного двигателя с рабочим объемом 7,2 л, мощностью 160 кВт при 2200 мин⁻¹, оборудованного аккумуляторной системой подачи ДТ (*Common Rail System*), системой распределенного впрыска природного газа (2 инжектора на цилиндр), турбокомпрессором с электронным управлением. Данная система замещает ДТ природным газом до 90 %, при этом среднее давление впрыска газа составляет 0,9 МПа, что позволяет по результатам *ESC*-теста достичь исходных параметров дизельного двигателя [12]. В результате применения данной газодизельной системы на двигателе снизились выбросы ТЧ на 80 %, CO₂ – на 16 % и незначительно повысилось NO_x (до 1,5 %).

В Республике Беларусь стендовые испытания дизелей при работе на газовом топливе были проведены на Минском моторном заводе. Результатом исследований стало создание газодизельных двигателей (*MMZ-3LGDT*, ГД-243, ГД-245.7, ГД-245.9, ГД-260, ГД-260.1), работающих с использованием 30 % ДТ и 70 % природного газа [130].

1.8. Автотракторная дизельная техника, оборудованная системой подачи газа

В настоящее время отечественный производитель тракторной техники марки «Беларус» устанавливает системы подачи газового топлива с размещением газовых баллонов на верхней части кабины (рис. 1.20–1.23).



Рис. 1.20. Трактор «Беларус-320.4М» с системой подачи КПГ и ДТ



Рис. 1.21. Трактор «Беларус-92П» с системой подачи КПГ и ДТ



Рис. 1.22. Опытный образец трактора «Беларус-82.1» с системой подачи КПГ и ДТ



Рис. 1.23. Трактор «Беларус-1221.2» с системой подачи КПГ и ДТ

Кроме этого, ряд зарубежных производителей создали образцы тракторной и автомобильной техники с газо-дизельной системой подачи топлива представленной на рис. 1.24–1.31.



Рис. 1.24. Опытный образец трактора Кировец К7 с системой подачи КПГ



Рис. 1.25. Трактор АГРОМАШ 85ТК МЕТАН с системой подачи КПГ



Рис. 1.26. Трактор Fendt 824 Vario с системой подачи газа



Рис. 1.27. Трактор Valtra Dual Fuel с системой подачи КПГ и ДТ



Рис. 1.28. Магистральный тягач DONGFENG DFH4180 с газодизельной системой подачи топлива



Рис. 1.29. Магистральный тягач КАМАЗ М1945 с газодизельной системой подачи топлива



Рис. 1.30. ГАЗ Next 3010 GD с газодизельной системой подачи топлива



Рис. 1.31. Самосвал SHACMAN 8×4 SX331863366 с газодизельной системой подачи топлива

1.9. Выводы по главе 1

Проведенный анализ главы 1 позволяет сделать нижеприведенные выводы.

1. Основные тенденции улучшения эксплуатационных показателей двигателей связаны с использованием альтернативных топлив, получаемых из газового сырья (биогаз, природный газ, сжиженный углеводородный газ, синтез-газ), угля и сланцев, а также топлива растительного происхождения.

2. Рассмотренные системы питания дизеля в условиях Республики Беларусь и за рубежом зарекомендовали себя не с лучшей стороны, так как имеют главный недостаток в виде большого числа баллонов, что значительно увеличивают массу и габаритные размеры транспортного средства. Исследования подачи ГТ в дизель проводились в основном на природном газе и направлены на оптимизацию топливоподачи, процессов сгорания и тепловыделения. Недостаточно проведено исследований, направленных на разработку новых систем питания для работы на ДГТ, топливоподающих элементов с учетом процессов газообмена, режимов работы дизелей.

3. На основании анализа экспериментальных исследований по применению газовых топлив на дизелях, с учетом сложности и эффективности приготовления горючей смеси в цилиндре двигателя, замечено увеличение максимальной скорости нарастания давления в цилиндре дизеля, что требует дополнительной проверки и установления зависимости между дозировкой газа и жесткостью рабочего процесса дизеля.

4. На основании анализа научной литературы и сравнения результатов теоретических исследований дизелей при работе на ДГТ можно сделать вывод, что применение ГТ приводит к повышению эффективных показателей работы дизеля и уменьшению количества выбросов вредных веществ в ОС. Однако для получения лучших эффективных показателей работы дизеля требуется установление закономерности между дозировкой подачи ГТ и режимом работы дизеля. Данная закономерность может быть положена в основу создания системы подачи и дозирования ГТ в цилиндры тракторного дизеля.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА ДЛЯ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Анализ существующих к настоящему времени систем управления подачей ГТ [9, 32, 34, 40, 54, 99, 185, 148, 152, 181] показывает их недостаточную схематичную проработку. Принцип работы этих систем сводится к фиксации рейки топливного насоса в положении подачи запальной дозы жидкого топлива и переключении штатного регулятора конвертируемого дизеля на управление расходом газа. Фиксирование рейки не обеспечивает постоянства запальной дозы при изменении режима работы двигателя, приводит к нарушению установленного замещения дизельного топлива газом. Попытки установки малой запальной дозы жидкого топлива с целью повышения замещения ДТ газом на режимах частичных нагрузок приводят к возникновению проблем при переходе к режимам полной мощности. В частности, в результате малых расходов жидкого топлива имеет место перегрев и закоксовывание распылителей форсунок, работа двигателя становится недопустимо жесткой, у двигателей с повышенными степенями сжатия или оборудованных наддувом может возникать детонационное сгорание ГТ. Так как газодизель имеет смешанное смесеобразование, а форма камеры сгорания исходного дизеля оптимизирована для внутреннего смесеобразования, то требуется тщательное исследование рабочего процесса двигателя, конвертированного на ГТ [10].

При создании двигателей, работающих по газодизельному процессу, возникают трудности с организацией подачи двух видов топлива в цилиндр, причем необходимо при уменьшении цикловой дозы запального топлива до минимально возможной обеспечить гарантированное воспламенение топливно-воздушной смеси без пропусков зажигания. Наиболее отлаженный путь, применяемый в существующих в настоящее время газодизельных двигателях, – подача запальной дозы топлива через штатную форсунку в количестве 15…30 % от подачи топлива на номинальном режиме [99].

Работа штатной топливной аппаратуры двигателя с малыми цикловыми подачами, как правило, неудовлетворительна. Это связано с нестабильностью цикловой подачи по цилиндрам, от цикла к циклу и с уменьшением давления распыливания, ухудшением охлаждения распылителей форсунок, их перегревом и закоксовыванием, зависанием иглы форсунки. Совокупность перечисленных факторов приводит к ухудшению воспламенения и сгорания газового топлива. Дальнейшее умень-

шение цикловой подачи вызывает пропуски в подаче топлива в отдельные цилиндры, приводящие к неустойчивой работе двигателя [99].

Это связано с тем, что присутствие ГТ препятствует самовоспламенению дизельного топлива, поэтому необходимо, чтобы при малой запальной дозе дизельного топлива создать достаточную его концентрацию в одной точке, где после самовоспламенения дизельного топлива выделится достаточное количество энергии для сгорания газовоздушной смеси и дальнейшего распространения пламени [99].

Таким образом, несмотря на потенциальные способности дизелей к многотопливности, длительная работа их на ГТ возможна лишь при внесении определенных изменений в рабочий процесс и конструкцию двигателей, обеспечивающих в первую очередь снижение жесткости рабочего процесса, повышение надежности и долговечности работы топливной аппаратуры.

Принципиально снижение жесткости рабочего процесса можно достичь следующими путями:

- сокращением периода задержки воспламенения топлива;
- уменьшением количества топлива, участвующего в начальной стадии процесса сгорания [15].

В качестве одного из средств решения вопроса многотопливности в некоторых случаях применяется двухфазный впрыск, позволяющий значительно снизить жесткость работы дизелей за счет уменьшения количества топлива, участвующего в начальной стадии процесса сгорания [15].

Одной из разновидностей двухфазного впрыска можно считать также смесеобразование с предварительным введением небольшой части заряда топлива во впускной коллектор. При этом процессе используется высокая испаряемость и хорошая смешиваемость с воздухом, а слабая склонность их к самовоспламенению компенсируется большим промежутком времени, приходящимся на предпламенные процессы [192, 191].

Порция газового топлива во впускной коллектор может вводиться разными путями: специальными распылителями, карбюраторами, с помощью испарителей, смесителей (рис. 2.1), штуцеров, впрыском через форсунки и т. п.

ГТ транспортируют в баллонах в сжатом или сжиженном состоянии, а подаются они во впускной коллектор дизеля через смеситель (форсунки). При этом независимо от агрегатного состояния транспортируемого газа в цилиндры двигателя поступает газовоздушная смесь [3].

В многоцилиндровых двигателях при переходе к высоким нагрузкам возникает отклонение коэффициента избытка воздуха в различных цилиндрах от среднего значения. Неравномерное распределение смеси значительно увеличивает среднюю эмиссию продуктов неполного сгорания топлива [7]. Эффективным средством является улучшение распределения состава смеси по цилиндром. Этому принципу соответствуют системы впрыска строго заданных цикловых порций топлива непосредственно во впускной коллектор каждого цилиндра или непосредственно в полость цилиндра двигателя, что позволяет обеспечить равномерное распределение топлива по цилиндром.

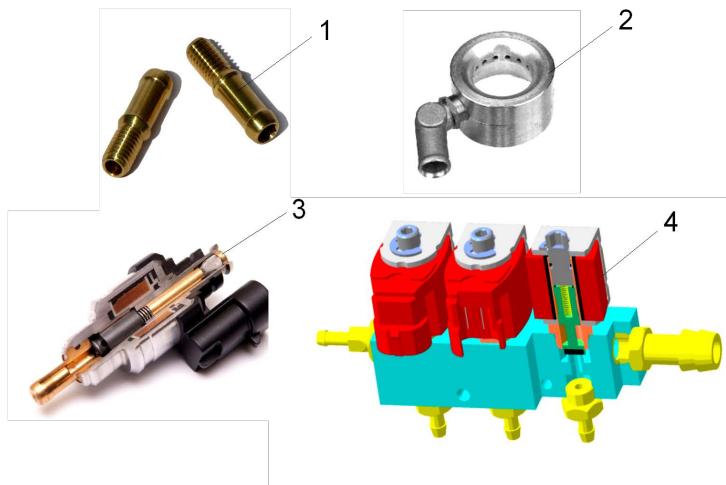


Рис. 2.1. Устройства подачи газового топлива во впускной коллектор двигателя:
 1 – газовый штуцер; 2 – газовый смеситель; 3 – газовая форсунка;
 4 – рампа газовых форсунок

Одновременно с этим из-за отсутствия контакта топлива с впускным трубопроводом (подогрев заряда) и уменьшения его гидравлического сопротивления возрастает коэффициент наполнения, а соответственно и максимальная мощность двигателя. Однако из-за переноса процесса смесеобразования внутрь цилиндров горючая смесь может получаться не вполне однородной [7]. Улучшение равномерности распределения топлива по цилиндром при впрыске позволяет снизить содержание токсичных компонентов в продуктах сгорания на основных эксплуатационных режимах.

2.1. Теоретическое обоснование способа подачи газового топлива в дизель с наддувом

Для питания ГТ современных дизельных двигателей, оснащенных наддувом и промежуточным охладителем наддувочного воздуха, предпочтительно использовать инжекторные системы питания, обеспечивающие высокую точность момента впрыскивания и дозирование массы ГТ в цилиндры дизеля [193, 194, 156].

Наряду с продолжительностью впрыскивания ГТ, другими параметрами, которые важны для оптимизации состава ОГ и расхода топлива, являются момент впрыскивания топлива по углу поворота коленчатого вала [164] и место впрыскивания ГТ во впускной коллектор.

Все системы подачи ГТ в дизельный двигатель можно классифицировать по приведенным ниже направлениям (рис. 2.2).

По замещению топливом (использованию топлива):

– газодизельные (подача газового топлива составляет более 50 % от ДТ);

– дизельные с добавкой газового топлива (подача газового топлива менее 50 % от ДТ).

Инжекторные газовые системы питания для дизельных двигателей классифицируются следующим образом.

По состоянию подаваемого газа:

- сжиженный (в жидком виде);
- компримированный, сжатый (в газообразном виде);
- комбинированный (хранятся в сжиженном, подаются в газообразном виде).

По расположению форсунок:

- центральный впрыск;
- распределенный впрыск;
- непосредственный впрыск.

По месту подачи газового топлива:

- во впускной коллектор (центральный, распределенный);
- в цилиндр (непосредственный впрыск);
- в магистраль низкого давления дизельной топливной системы;
- в магистраль высокого давления дизельной топливной системы.

По способу подачи топлива:

- непрерывный впрыск;
- циклический (прерывистый) впрыск.

По моменту впрыска топлива:

- несогласованный впрыск;
- согласованный впрыск [172, 110, 163].

Согласованный впрыск топлива привязан к определенной фазе цикла работы двигателя. В связи с этим, если несогласованный впрыск топлива может быть как непрерывным, так и циклическим, то согласованный – только циклическим [163].

Обозначению «центральный впрыск топлива» соответствуют также термины «одноточечный впрыск» и «моновпрыск». При центральном впрыске (рис. 2.2, *a*) топливо подается одной или несколькими форсунками, устанавливаемыми на участке до разветвления впускного трубопровода [163].

При данном способе подачи ГТ значительная часть впускного коллектора заполнена газовоздушной смесью.

При распределенном («многоточечном») впрыске топливо подается индивидуальными для каждого цилиндра форсунками (рис. 2.2, *б*, *в*, *г*) во впускной коллектор дизеля.

Индивидуальное синхронное (одновременное) впрыскивание ГТ (рис. 2.2, *б*) происходит без согласования момента впрыска с процессами впуска в каждый цилиндр (несогласованный впрыск). Все форсунки приводятся в действие в один и тот же момент (одновременно), поэтому время, отведенное на смешивание ГТ с воздухом, разное. Также следует отметить, что количество топлива, необходимое для сгорания, делится на две части и каждая из этих частей впрыскивается при каждом обороте коленчатого вала. При таком способе впрыскивания в некоторых цилиндрах ГТ накапливается не перед впускным клапаном, а впрыскивается через открытую клапанную щель прямо в цилиндр. Одной из разновидностей одновременного впрыскивания является индивидуальное асинхронное впрыскивание (рис. 2.2, *в*), в результате которого снижается амплитуда пульсации давления газа в газопроводе при открытии форсунки.

При групповом (попарно-параллельном) впрыскивании (рис. 2.2, *г*) форсунки объединены в две группы. За один оборот коленчатого вала форсунки одной группы впрыскивают полное количество топлива, требуемое для их цилиндров, а за следующий оборот коленчатого вала – форсунки другой группы. Такая работа форсунок позволяет выбрать момент впрыскивания ГТ в функции рабочего режима и избежать впрыскивания в открытые впускные окна.

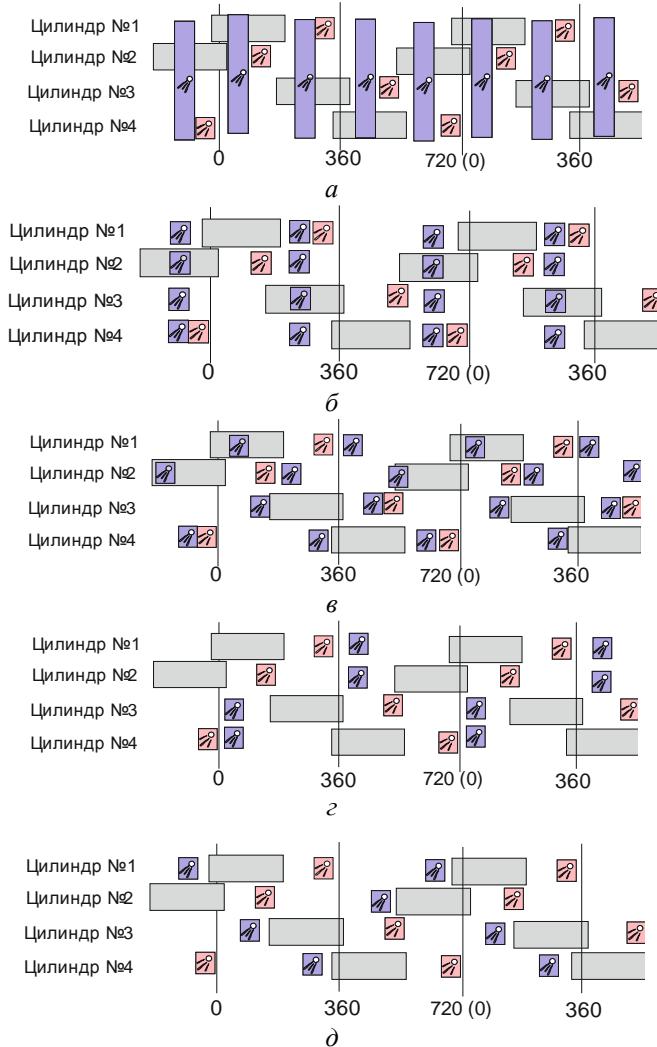


Рис. 2.2. Классификация способов подачи газового топлива для дизеля:

— выпускной клапан открыт;  — впрыск ДТ;  — впрыск ГТ во впускной коллектор; *a* — центральный впрыск (монарх); *б* — индивидуальное синхронное (одновременное) впрыскивание; *в* — индивидуальное асинхронное впрыскивание; *г* — групповое (параллельное) впрыскивание; *д* — последовательное впрыскивание (синхронизированное)

Кроме того, время, отведенное на смещивание ГТ с воздухом, имеет меньшую разницу по сравнению с «синхронным впрыском», но также остается разным.

Последовательное впрыскивание (рис. 2.2, *д*) обеспечивает впрыск с согласованием открытия впускных клапанов. Газовое топливо впрыскивается в каждый цилиндр отдельно. Форсунки приводятся в действие последовательно одна за другой в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Продолжительность и момент впрыскивания ГТ для каждого цилиндра одинаковы. В этом случае время, отведенное на смещивание ГТ с воздухом, одинаково для всех цилиндров двигателя.

Кроме рассмотренных выше способов подачи газового топлива в дизель, существуют и другие, обеспечивающие индивидуальное впрыскивание ГТ в каждый цилиндр [110, 190]. Впрыск топлива непосредственно в цилиндр двигателя имеет наибольшую степень свободы, выраженную в индивидуальном воздействии на момент впрыскивания газового топлива, позволяющем компенсировать неравномерность процессов при наполнении свежим зарядом цилиндров двигателя [163]. Однако этот способ требует применения специального оборудования, поддерживающего давление ГТ до 30 МПа, и специальных (квази, магнитострикционных, пьезоэлектрических и др.) форсунок, обладающих очень высоким быстродействием (0,1…5 мс) [181, 3].

Для двигателей, оснащенных наддувом, главной особенностью является место ввода газового топлива: во впускной коллектор, перед компрессором или после него, также непосредственно в цилиндр в начале такта сжатия после закрытия впускных клапанов, до момента значительного повышения давления в цилиндре. Эффективность представленных способов ввода газового топлива в цилиндры дизеля в достаточной мере еще не исследована.

Таким образом, наиболее целесообразным является циклический распределенный впрыск ГТ во впускной коллектор дизеля согласованный или не согласованный с открытием впускного клапана.

Важнейшими достоинствами систем с индивидуальными газовыми форсунками являются отсутствие обратных «хлопков» во впусканом трубопроводе [181, 3], а также высокая точность дозирования, безотказность и ремонтопригодность системы в целом.

Следовательно, предлагается осуществлять подачу газового топлива во впускной коллектор дизеля отдельной системой через газовые форсунки [106, 193, 155], обеспечивающие точное управление подачей ГТ.

2.2. Определение состава смеси для работы дизеля с добавками газового топлива

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

Зная элементный состав топлива, можно расчетным путем определить теплоту сгорания и количество воздуха, необходимое для его полного сгорания [3, 82].

Элементный состав жидкого топлива (бензина, ДТ) обычно выражается в единицах массы (кг), а газообразных – в объемных единицах (м³ или моль).

Для жидкого топлива:

$$C + H + O = 1, \quad (2.1)$$

где С, Н и О – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Для ДТ элементный состав следующий:

$$C = 0,86; H = 0,14; O = 0.$$

Для газообразных топлив:

$$\Sigma C_n H_m O_r + N_2 = 1, \quad (2.2)$$

где $C_n H_m O_r$ – объемные доли каждого газа, входящего в 1 м³ или в 1 моль ГТ;

N_2 – объемная доля азота.

Для пропан-бутановой смеси элементный состав следующий:

$$C = 0,822; H = 0,178; O = 0.$$

В дизельном двигателе впрыснутое в цилиндр топливо вызывает цепочку сложных химических превращений. Реагируют два вещества: нагретый воздух и углеводородное топливо (дизельное и газовое). В качестве окислителя выступает кислород, которого в воздухе по массе содержится приблизительно 23,2 %, а по объему – 20,8 %. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг жидкого топлива рассчитывается по формуле

$$l_o = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right). \quad (2.3)$$

Для дизельного топлива $l_0 = 14,7$ кг воздуха/кг топлива.

Для пропан-бутановой смеси $l_0 = 15,5$ кг воздуха/кг топлива [141].

Низшая теплота сгорания дизельного топлива равна 42500 кДж/кг [76, 82, 111] и определяется по формуле Д. И. Менделеева:

$$H_u = 33,91C + 125,6H - 10,89(O-S) - 2,51(9H + W) .$$

Для газообразных топлив:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r ,$$

где L_0 – теоретически необходимое количество воздуха (в моль или m^3 для сгорания 1 моль или $1 m^3$ топлива (моль воздуха/моль топлива или m^3 воздуха/ m^3 топлива));

0,208 – объемное содержание кислорода в 1 кмоль воздуха.

Низшая теплота сгорания газа (кДж/кг) может быть рассчитана по формуле:

$$H_u = 33210Q_C + 109060Q_H . \quad (2.4)$$

Зная процентное соотношение и низшую теплоту сгорания компонентов газа, низшая теплота сгорания может быть рассчитана более точно.

В качестве газового топлива для работы дизеля применим СУГ марки ПБА, имеющий состав, представленный в табл. 2.1.

Состав газа ПБА, представленный в таблице, имеет низшую теплоту сгорания 45,81 МДж/кг. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг пропан-бутановой смеси равно 15,5 кг воздуха/кг топлива [67].

Теплота сгорания, введенная в двигатель с топливом, обеспечивающая совершение полезной работы, несколько увеличится при замещении ДТ газом (рис. 2.3) [82].

Однако для сохранения мощности двигателя на уровне, установленном заводом-изготовителем при работе дизеля на ДТ и газе, с достаточной точностью должно выполняться следующее условие:

$$\frac{G_r}{G_{dt}} \approx \frac{H_u^{dt}}{H_u^{rt}} , \quad (2.5)$$

где G_r – часовой расход ГТ, кг/ч;

G_{dt} – часовой расход ДТ, кг/ч;

$H_{ii}^{\text{ДТ}}$ – низшая теплота сгорания ДТ, МДж/кг;
 $H_{ii}^{\text{ГТ}}$ – низшая теплота сгорания ГТ, МДж/кг.

Таблица 2.1. Расчетные показатели теплоты сгорания СУГ марки ПБА [141]

Компонент	Химическая формула	Суммарная плотность, кг/м ³ (при $t = 20$ °С, $P = 0,1$ МПа)	Содержание компонента, %	Низшая теплота сгорания компонента H_{ii} , МДж/кг	Низшая теплота сгорания, МДж/кг
Метан	CH ₄	0,0025	0,38	50	0,190
Этан	C ₂ H ₆	26,54	5,95	42	2,499
Пропан	C ₃ H ₈	253,71	50,54	46,35	23,425
Нормальный бутан	C ₄ H ₁₀	171,90	29,74	45,75	13,606
Изобутан	(CH ₃) ₃ CH	75,31	13,03	45,75	5,961
Пентаны	CH ₃ (CH ₂) ₃ CH ₃	2,25	0,36	35	0,126
Итого...		529,7	100		45,81

H_{ii} , МДж/кг

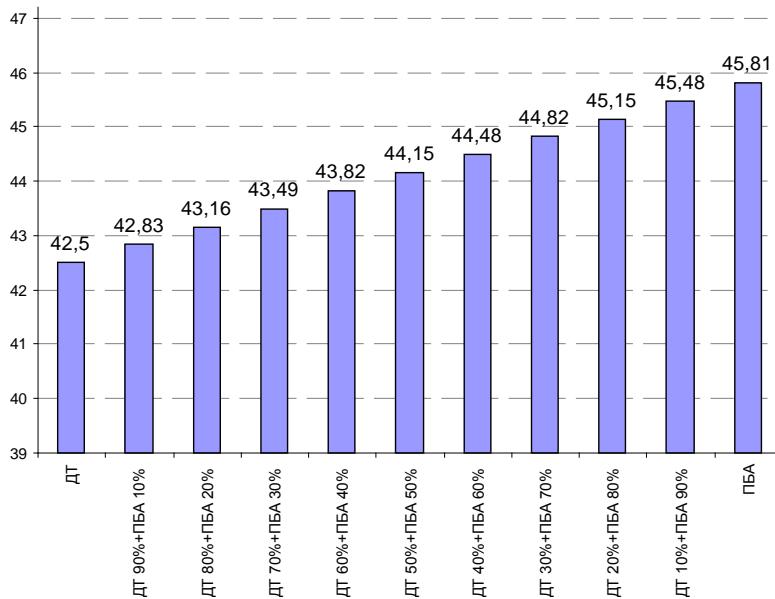


Рис. 2.3. Диаграмма теплоты сгорания ДТ с СУГ марки ПБА

В зависимости от условий работы двигателя, способа регулирования мощности, типа смесеобразования и условий сгорания топлива на каждую массовую или объемную единицу топлива приходится количество воздуха, которое может быть больше, равно или меньше теоретически необходимого для полного сгорания топлива.

Рассмотрим процесс сгорания топлива в цилиндре дизеля, при этом зададимся рядом некоторых ограничений. Представим камеру сгорания дизеля как закрытую термодинамическую систему. Для получения основных уравнений воспользуемся законами сохранения массы и энергии. Масса рабочего тела изменяется с течением времени за счёт впрыскивания топлива. Тогда уравнение сохранения массы рабочего тела для камеры сгорания запишем в следующем виде:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{\text{вп}}}{d\varphi} + \frac{dm_{\text{вир}}}{d\varphi}, \quad (2.6)$$

где $\frac{dm}{d\varphi}$, $\frac{dm_{\text{вп}}}{d\varphi}$, $\frac{dm_{\text{вир}}}{d\varphi}$ – скорость изменения массы рабочего тела в камере сгорания дизеля трактора топлива, поданного во впускной коллектор и впрыснутого в камеру сгорания, соответственно, кг/с.

Так как масса топлива, поданного во впускной коллектор, остаётся величиной постоянной, то $\frac{dm_{\text{вп}}}{d\varphi} = 0$. Тогда, принимая во внимание зависимость изменения массы рабочего тела и тепловыделения в камере сгорания, запишем:

$$\frac{dQ_X}{d\varphi} = \frac{dm}{d\varphi} (H_u^{\text{гт}} + H_u^{\text{дт}}), \quad (2.7)$$

где $\frac{dQ_X}{d\varphi}$ – скорость тепловыделения, МДж/град;

$H_u^{\text{гт}}$, $H_u^{\text{дт}}$ – низшая расчётная теплота сгорания газового и дизельного топлива, МДж/кг.

Согласно первому закону термодинамики для закрытой термодинамической системы уравнение сохранения энергии имеет вид:

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} - \frac{dL}{d\varphi}, \quad (2.8)$$

где $\frac{dU}{d\varphi}$ – изменение внутренней энергии рабочего тела в камере сгорания дизеля, МДж/град;

$\frac{dQ}{d\varphi}$ – количество теплоты, затраченной на изменение внутренней энергии рабочего тела камеры сгорания дизеля, МДж/град:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dQ_X}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi}, \quad (2.9)$$

где $\frac{dQ_W}{d\varphi}$ – теплоотдача в стенки камеры сгорания, МДж/град:

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{\alpha_m \left(\pi D_n \left(\frac{D_n}{4} + R_k \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_k}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k \lambda_k \sin \varphi \right] + F_{kc} \right) \right)}{6n} (T_{max} - T_w), \quad (2.10)$$

где α_m – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

π – число Пи;

D_n – диаметр поршня, м;

R_k – радиус кривошипа, м;

φ – угол поворота коленчатого вала дизеля, град;

λ_k – кинематический показатель;

k – величина относительного смещения дезоксиального механизма;

F_{kc} – площадь камеры сгорания цилиндра дизеля, м².

n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин⁻¹;

T_{max} – осредненная температура цикла, К;

T_w – температура стенок камеры сгорания дизеля, К.

$\frac{dL}{d\varphi}$ – механическая работа, выполняемая рабочим телом, МДж/град:

$$\frac{dL}{d\varphi} = P \frac{dV}{d\varphi}, \quad (2.11)$$

где P – текущее давление в камере сгорания дизеля, МПа;

$\frac{dV}{d\varphi}$ – изменение объёма рабочего тела, м³:

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{\pi^2 D_n^2 n R_k}{2} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi - k \lambda_k \cos \varphi \right). \quad (2.12)$$

Подставляя выражения (2.8) в (2.9) и преобразовав его, получим:

$$\frac{dQ_X}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + \frac{dL}{d\varphi}. \quad (2.13)$$

Известно, что скорость тепловыделения имеет два основных экстремума [203]. Один из которых находится в кинетической фазе процесса сгорания, а второй – в диффузионной. Для отыскания условия, при котором тепловыделение во второй диффузионной фазе

процесса сгорания полностью исключается, будет соответствовать только лишь одному экстремуму скорости тепловыделения. Это и будет означать переход процесса сгорания дизеля к внешнему смесеобразованию. Для этого приравняем первую производную скорости тепловыделения к нулю, т. е. $\frac{d^2Q_X}{d\varphi^2} = 0$. Преобразуем выражение (2.7) с учётом сказанного в следующем виде:

$$\frac{d^2m}{d\varphi^2} (H_u^{\text{гр}} + H_u^{\text{дт}}) = 0. \quad (2.14)$$

Анализ выражения (2.14) показал, что произведение двух членов будет равно нулю в случае равенства нулю одного из членов, а именно $\frac{d^2m}{d\varphi^2} = 0$. Тогда находим производную выражения (2.6):

$$\frac{d^2m_{\text{вп}}}{d\varphi^2} + \frac{d^2m_{\text{впр}}}{d\varphi^2} = 0. \quad (2.15)$$

Так как $\frac{dm_{\text{вп}}}{d\varphi} = 0$ то и $\frac{d^2m_{\text{вп}}}{d\varphi^2} = 0$, отсюда следует, что $\frac{d^2m_{\text{впр}}}{d\varphi^2} = 0$.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что необходимым условием для исключения диффузионной фазы процесса сгорания в дизеле необходимо, чтобы скорость впрыскивания дизельного топлива была постоянной. Согласно дифференциальному закону впрыскивания топлива, характерного для многих тракторных дизелей, постоянная скорость впрыскивания топлива соответствует периоду задержки воспламенения дизеля трактора. Поэтому минимальной порцией впрыскиваемого дизельного топлива будет та часть цикловой подачи, которая необходима для начала процесса видимого сгорания. В связи с этим в зависимости от нагруженно-скоростного режима работы дизеля, действительного угла опережения впрыскивания топлива, а также давления и температуры, при которых начался процесс впрыскивания топлива, можно определить вид и количество подаваемого газового топлива необходимого для продолжения процесса сгорания [68].

Многочисленными экспериментальными исследованиями [7, 25, 65, 66] установлены концентрации, при которых начинается выделение сажи. Эти концентрации оценивают коэффициентом избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха определяется по формуле

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0}, \quad (2.16)$$

где l – действительное количество воздуха, участвующего в сгорании 1 кг топлива (кг воздуха/кг топлива);
 L – действительное количество воздуха, участвующего в сгорании 1 кг топлива (моль воздуха/моль топлива);
 l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива (кг воздуха/кг топлива);
 L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива (моль воздуха/моль топлива) [111].

Расчет количества ДТ при заданном количестве СУГ с суммарной теплотой сгорания 42,50 МДж/кг с учетом формулы (2.5), представлено в табл. 2.2.

Таблица 2.2. Расчет количества ДТ при заданном количестве СУГ

ДТ	Газ ПБА
Количество топлива, % по массе	
100	–
89,22	10
78,45	20
67,66	30
56,88	40
46,11	50
35,33	60
24,55	70
13,78	80
2,99	90
–	92,77

Связь между действительным и стехиометрическим количеством воздуха выглядит следующим образом:

$$l_0 = \mu_b L_0, \quad (2.17)$$

где μ_b – молярная масса воздуха ($\mu_b = 28,96$ кг/кмоль) [111].

Любое топливо имеет пределы воспламеняемости в смеси с воздухом. Для рассматриваемого ГТ марки ПБА верхний предел воспламеняемости в смеси с воздухом составляет 2,4 %, а нижний – 8,4 % [3, 82].

Следовательно, коэффициент избытка воздуха (α), соответствующий нижнему (α_{\min}) и верхнему (α_{\max}) пределам воспламеняемости, составляет для СУГ 0,35...1,7 и для метана – 0,6...2,0 [67].

Работа современных дизелей происходит при $\alpha = 1,2 \dots 2,0$, а максимальная скорость распространения пламени газа при $\alpha = 0,84 \dots 0,95$

[6], поэтому проведем расчет теплоты сгорания газового топлива при подаче его в диапазоне $\alpha = 1,0 \dots 2,0$.

При работе дизеля на режимах холостого хода вследствие снижения температуры стенок камер сгорания происходит увеличение задержки воспламенения, поэтому успевают образовываться зоны с переобедненной смесью, не способной гореть. А разбавление таких зон избыточным количеством воздуха приводит к полному прекращению химических реакций и соответственно к увеличению выхода C_nH_m в ОГ [7].

Теплота сгорания газового топлива неэквивалентна теплоте сгорания горючей смеси, поэтому законы аддитивности при расчетах не применимы [3]. Для ГТ теплота сгорания горючей смеси при $\alpha > 1$ может быть выражена следующими образом:

$$Q_{cm} = \frac{H_u}{M_1}, \quad (2.18)$$

где H_u – удельная теплота сгорания единицы объема (массы) топлива, $\text{кДж}/\text{м}^3$ ($\text{кДж}/\text{кг}$);

M_1 – количество горючей смеси, необходимой для сгорания 1 кг топлива, ($\text{кмоль}/\text{кг}$).

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T}, \quad (2.19)$$

где m_T – молярная масса топлива.

С целью упрощения расчетов и в связи с незначительностью $1/m_T$ этой величиной можно пренебречь [111].

Тогда теплота сгорания горючей смеси:

$$Q_{cm} = \frac{H_u}{\alpha L_0} \cdot$$

Так как в цилиндрах реального двигателя участвует не горючая смесь, а так называемая рабочая, которая состоит из свежего заряда (горючей смеси) M_1 и остаточных газов M_r , т. е. части продуктов сгорания, не удаленной из цилиндра в процессе выпуска, то целесообразно теплоту сгорания топлива относить к общему количеству рабочей смеси.

Для газообразных топлив теплота сгорания рабочей смеси при $\alpha > 1$ ($\text{МДж}/\text{кмоль}$ рабочей смеси) определяется по формуле

$$Q_{\text{раб см}} = \frac{H_u}{M_1 + M_r} = \frac{H_u}{\left[M_1 (1 + \gamma_r) \right]} = \frac{H_u}{\left[\alpha l_0 (1 + \gamma_r) \right]}, \quad (2.20)$$

где M_r – количество остаточных газов, кмоль;

γ_r – коэффициент остаточных газов, для двигателей с наддувом;

$\gamma_r = 0,03 \dots 0,04$ [76].

Коэффициент остаточных газов определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}. \quad (2.21)$$

Теплота сгорания рабочей смеси при $\alpha > 1$ (МДж/кг) определяется с учетом молярной массы воздуха по формуле

$$Q_{\text{раб см}} = \frac{H_u \mu_b}{\left[\alpha l_0 (1 + \gamma_r) \right]}. \quad (2.22)$$

Проведем расчет теплоты сгорания рабочей смеси дизельного, ГТ и их смеси в зависимости от коэффициента избытка воздуха (табл. 2.3).

Таблица 2.3. Термодинамические свойства рабочей смеси

Топливо	Термодинамические свойства рабочей смеси, МДж/кг раб. смеси										
	Коэффициент избытка воздуха (α)										
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
ДТ	81,73	74,30	68,11	62,87	58,38	54,49	51,08	48,08	45,41	43,02	40,87
ДТ 90 %+ ПБА 10 %	81,87	74,43	68,23	62,98	58,48	54,58	51,17	48,16	45,49	43,09	40,94
ДТ 80 %+ ПБА 20 %	82,01	74,55	68,34	63,08	58,58	54,67	51,25	48,24	45,56	43,17	41,01
ДТ 70 %+ ПБА 30 %	82,15	74,68	68,46	63,19	58,68	54,77	51,34	48,32	45,64	43,24	41,08
ДТ 60 %+ ПБА 40 %	82,29	74,80	68,57	63,30	58,78	54,86	51,43	48,40	45,72	43,31	41,15
ДТ 50 %+ ПБА 50 %	82,43	74,93	68,69	63,41	58,88	54,95	51,52	48,49	45,80	43,39	41,22
ДТ 40 %+ ПБА 60 %	82,56	75,06	68,80	63,51	58,97	55,04	51,60	48,57	45,87	43,46	41,28
ДТ 30 %+ ПБА 70 %	82,70	75,18	68,92	63,62	59,07	55,13	51,69	48,65	45,95	43,53	41,35
ДТ 20 %+ ПБА 80 %	82,84	75,31	69,03	63,73	59,17	55,23	51,78	48,73	46,03	43,60	41,42
ДТ 10 %+ ПБА 90 %	82,98	75,43	69,15	63,83	59,27	55,32	51,86	48,81	46,10	43,68	41,49
ПБА	83,12	75,56	69,26	63,94	59,37	55,41	51,95	48,89	46,18	43,75	41,56

Из данных, приведенных в табл. 2.3, установлено, что теплота сгорания рабочей смеси ДТ и воздуха меньше теплоты сгорания рабочей смеси газа и воздуха на 0,15...1,54 % во всем представленном диапазоне.

Из уравнения (2.12) следует, что теплота сгорания рабочей смеси меняется пропорционально изменению теплоты сгорания горючей смеси. При одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха теплота сгорания рабочей смеси увеличивается при уменьшении коэффициента остаточных газов [82].

Теплота сгорания рабочей смеси ГТ марки ПБА выше, чем с ДТ во всем представленном диапазоне, и с увеличением избытка воздуха теплота сгорания рабочей смеси топлива имеет убывающую тенденцию.

Зависимости изменения теплоты сгорания рабочей смеси топлив от коэффициента избытка воздуха α представлены на рис. 2.4.

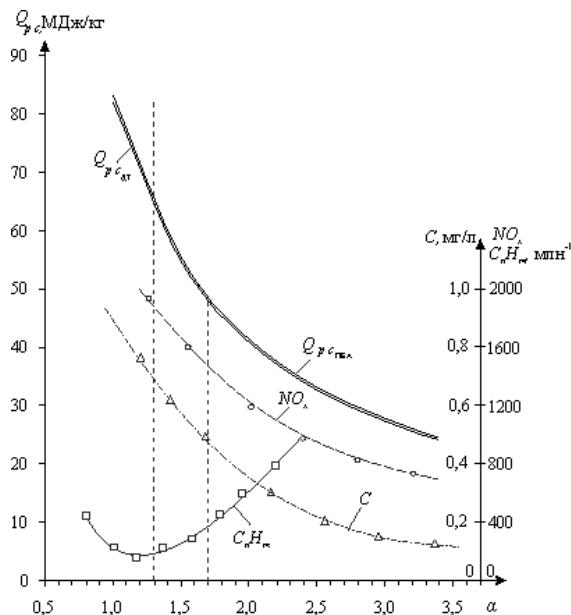


Рис. 2.4. Зависимости теплоты сгорания рабочей смеси топлив и экологических показателей в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха

Таким образом, с учетом экологических показателей нужно стремиться обеспечить работу дизеля с подачей ПБА при $\alpha = 1,3...1,7$ [82].

2.3. Влияние применения сжиженного нефтяного газа на регулировки, рабочий процесс и тепловыделение тракторного дизеля

Одним из этапов исследований является анализ влияния сжиженного углеводородного газа [141, 82] на регулировку, рабочий процесс и тепловыделение тракторного дизеля с охладителем надувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2). Для выполнения вычислений применялась программа ДИЗЕЛЬ-РК, использующая метод расчета смесеобразования и сгорания профессора Н. Ф. Разлейцева, доработанного А. С. Кулешовым [93, 94], при использовании дизельного топлива (ДТ) и добавки газового (85 % ДТ + 15 % СУГ и 70 % ДТ + 30 % СУГ) с учетом конструктивных параметров дизеля [151].

Для получения регрессионных зависимостей использовалась программа *Microsoft Excel*, а построение графиков осуществлялось в программе *Corel Draw*.

На рис. 2.5 показаны результаты расчетов по изменению эффективных и экологических показателей дизеля при изменении угла опережения впрыска топлива и количества СУГ при номинальной частоте вращения коленчатого вала 1800 мин⁻¹.

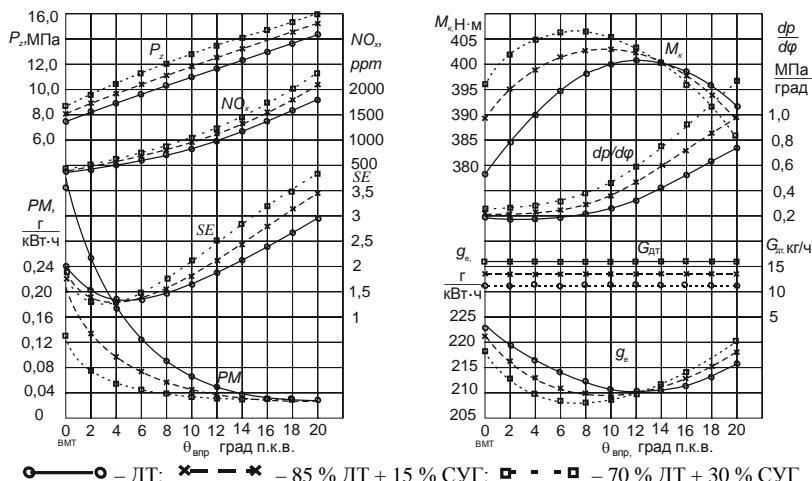


Рис. 2.5. Зависимости изменения эффективных, экономических и экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2) при изменении угла опережения впрыска топлива и количества СУГ при частоте вращения коленчатого вала 1800 мин⁻¹

Анализ полученных графиков показывает, что при работе дизеля на ДТ оптимальным углом опережения впрыска топлива (УОВТ) является $\theta_{впр} = 12,2^\circ$, обеспечивающий $g_{e\ min} = 210$ г/кВт · ч на номинальном режиме. Увеличение или уменьшение УОВТ от этого значения приводит к снижению крутящего момента дизеля (M_k) и увеличению удельного эффективного расхода топлива (g_e). Так как скоростной режим и цикловая подача топлива не меняется, то и часовой расход топлива ($G_{дт}$) остается постоянным.

Основной особенностью дизеля является соответствие его выбросов отработавших газов (ОГ) экологическому уровню *Stage II*. Так как основными токсичными компонентами ОГ дизелей являются оксиды азота (NO_x) и сажа (твердые частицы – PM) [111], то для достижения наименьшего значения PM при работе на ДТ и $n = 1800$ мин⁻¹ УОВТ составляет $\theta_{впр} = 16\dots20^\circ$, однако это сопровождается увеличением максимального давления цикла (P_z), NO_x и максимальной скоростью нарастания давления ($dp/d\varphi$).

При этом достижение наименьшего значения NO_x при работе на ДТ и $n = 1800$ мин⁻¹ УОВТ происходит при $\theta_{впр} = 0\dots2^\circ$ и менее, однако это сопровождается увеличением значения PM .

Суммарная эмиссия твердых частиц PM и оксидов азота NO_x (SE) рассчитывается по уравнению [146]:

$$SE = C_{pm} (PM / 0,15) + C_{no} (NO_x / 7), \quad (2.23)$$

где C_{pm} – эмпирический весовой коэффициент для эмиссии твердых частиц (0,5);

C_{no} – эмпирический весовой коэффициент для эмиссии оксидов азота (1,0);

PM – концентрация твердых частиц;

NO_x – концентрация влажных оксидов азота.

Анализ суммарной эмиссии NO_x и PM представленных на рис. 2.5 имеет наименьшее значение, которое достигается при $\theta_{впр} = 4\dots8^\circ$ на ДТ.

Учитывая лучшую топливную экономичность работы дизеля на ДТ и максимальное значение достигаемого крутящего момента $M_{k\ max}$ при $\theta_{впр} = 12^\circ$, его можно считать наилучшим углом опережения впрыска топлива. Однако, учитывая экологический класс двигателя, оптимальным углом опережения впрыска топлива необходимо считать $\theta_{впр}^{opt} = 4 \pm 1^\circ$, что соответствует значению установочного угла опере-

жения впрыска топлива (УУОВТ) $\theta_{\text{впр}} = 4 \pm 0,5^\circ$ рекомендуемого заводом-изготовителем [151].

В результате проделанных расчетов получены зависимости для определения удельного эффективного расхода топлива (g_e), твердых частиц (PM), оксидов азота (NO_x) и суммарной эмиссии (SE) для дизеля на номинальном режиме в зависимости от угла опережения впрыска топлива:

$$g_e = 8,37 \cdot 10^{-5} \cdot \theta_{\text{ДТ}}^2 - 0,00204 \cdot \theta_{\text{ДТ}} + 0,22246, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (2.24)$$

$$PM = 0,2719 \cdot e^{-0,215 \cdot \theta_{\text{ДТ}}}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (2.25)$$

$$NO_x = 2,4589 \cdot \theta_{\text{ДТ}}^2 + 22,45 \cdot \theta_{\text{ДТ}} + 348, \text{ ppm}, \quad (2.26)$$

$$SE = -0,0004 \cdot \theta_{\text{ДТ}}^3 + 0,0211 \cdot \theta_{\text{ДТ}}^2 - 0,2 \cdot \theta_{\text{ДТ}} + 1,6686, \quad (2.27)$$

где $\theta_{\text{ДТ}}$ – угол впрыска ДТ в градусах поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки ($0 \dots 20^\circ$).

Характер относительного изменения удельного эффективного расхода топлива (Δg_e), твердых частиц (ΔPM), оксидов азота (ΔNO_x) и суммарной эмиссии (ΔSE) от угла опережения впрыска топлива для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 может быть описан следующими зависимостями:

$$\Delta g_e = 0,0396 \cdot \theta^2 - 0,0206 \cdot \theta, \%, \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned} \Delta PM = & 0,0006 \cdot \theta^5 + 0,0145 \cdot \theta^4 - 0,1497 \cdot \theta^3 + \\ & + 18685 \cdot \theta^2 - 21,797 \cdot \theta + 4,4473, \%, \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\Delta NO_x = 0,2386 \cdot \theta^2 + 8,5148 \cdot \theta + 0,5785, \%, \quad (2.30)$$

$$\Delta SE = -0,0247 \cdot \theta^3 + 0,4017 \cdot \theta^2 + 8,4 \cdot \theta + 1,4163, \%, \quad (2.31)$$

где θ – угол впрыска ДТ ($-15 \dots 0 \dots +15^\circ$).

За нулевую точку принят УОВТ обеспечивающий наилучшую топливную экономичность работы дизеля (рис. 2.6).

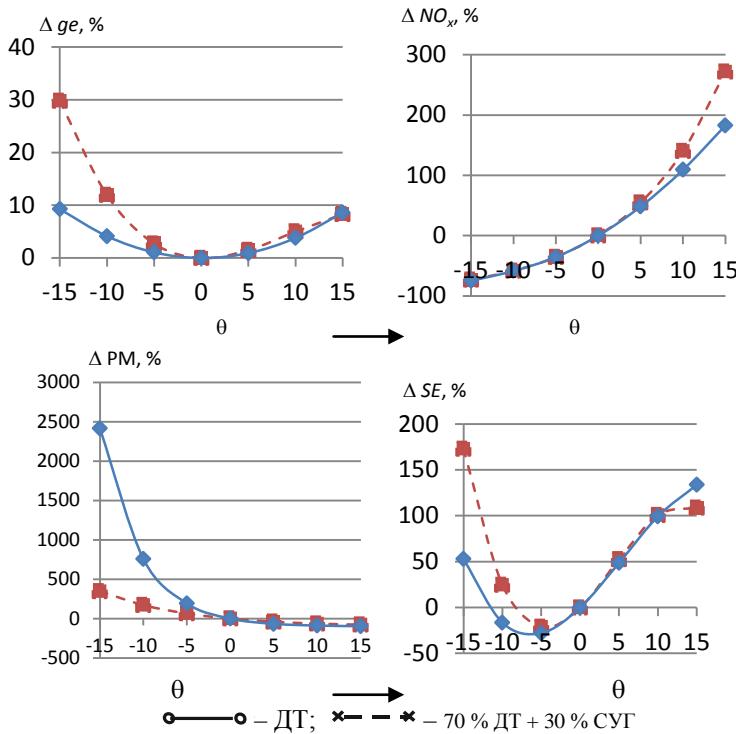


Рис. 2.6. Зависимости относительного изменения эффективных, экономических и экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2) при изменении угла опережения впрыска топлива и количества СУГ при частоте $n = 1800$ мин⁻¹

Уменьшением УОВТ на $6,35^\circ$ поворота коленчатого вала (по сравнению с УОВТ, обеспечивающим наилучшую топливную экономичность работы дизеля) можно уменьшить NO_x на 43 % и на 29 % SE , до минимального значения 1,14. Однако это сопряжено с увеличением g_e на 1,7 % и увеличении PM в 2,9 раза.

При работе дизеля на ДТ с добавкой СУГ характер изменения кривых крутящего момента дизеля, удельного эффективного расхода топлива, концентрации NO_x , PM и комплекса суммарной эмиссии $NO_x + PM$ несколько изменяется. Максимальные значения M_k достигаются при меньших значениях $\theta_{вп}$ при увеличении количества подаваемого СУГ. При работе дизеля на ДТ и 30 % СУГ минимальное рас-

четное значение $g_e \text{ min} = 207 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$ достигается при $\theta_{\text{вп}} = 6 \dots 10^\circ$, а суммарная эмиссии SE имеет минимальное расчетное значение 1,23 при $\theta_{\text{вп}} = 2 \dots 4^\circ$ и частоте вращения коленчатого вала 1800 мин⁻¹.

Оптимальным углом опережения впрыска топлива для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2) работающего на ДТ с добавкой 15 % сжиженного углеводородного газа (СУГ) и учетом экологического класса необходимо считать $\theta_{\text{вп}}^{\text{опт}} = 3,5 \pm 1^\circ$, а с добавкой 30 % СУГ необходимо считать оптимальным УОВТ $\theta_{\text{вп}}^{\text{опт}} = 3 \pm 1^\circ$.

Работа дизеля с добавкой более 30 % СУГ приводит к увеличению P_z , $dp/d\phi$, а главное, суммарной эмиссии твердых частиц и оксидов азота (SE), поэтому нецелесообразна с точки зрения выбросов вредных веществ в окружающую среду.

Проведенные расчеты позволили получить зависимости для определения удельного эффективного расхода топлива (g_e), твердых частиц (PM), оксидов азота (NO_x) и суммарной эмиссии (SE) для дизеля на номинальном режиме при работе дизеля на ДТ и 30% СУГ в зависимости от УОВТ:

$$g_e = -6,11 \cdot 10^{-6} \cdot \theta_{\text{ДТ}}^3 + 0,0003188 \cdot \theta_{\text{ДТ}}^2 - 0,003983 \cdot \theta_{\text{ДТ}} + 0,2211, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (2.32)$$

$$PM = 0,0281 \cdot e^{-0,1\theta_{\text{ДТ}}}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (2.33)$$

$$NO_x = 500 \cdot e^{0,0875 \cdot \theta_{\text{ДТ}}}, \text{ ppm}, \quad (2.34)$$

$$SE = -0,0004 \cdot \theta_{\text{ДТ}}^3 + 0,0294 \cdot \theta_{\text{ДТ}}^2 - 0,1698 \cdot \theta_{\text{ДТ}} + 1,5905. \quad (2.35)$$

Характер относительного изменения удельного эффективного расхода топлива (Δg_e), твердых частиц (ΔPM), оксидов азота (ΔNO_x) и суммарной эмиссии (ΔSE) от угла опережения впрыска топлива для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 может быть описан следующими зависимостями:

$$\Delta g_e = -0,003 \cdot \theta^3 + 0,0846 \cdot \theta^2 - 0,0508 \cdot \theta, \%, \quad (2.36)$$

$$\begin{aligned} \Delta PM = & -9 \cdot 10^{-6} \cdot \theta^5 + 0,0005 \cdot \theta^4 - 0,0166 \cdot \theta^3 + \\ & + 0,4964 \cdot \theta^2 - 10,001 \cdot \theta + 0,036, \%, \end{aligned} \quad (2.37)$$

$$\Delta NO_x = 0,4447 \cdot \theta^2 + 10,862 \cdot \theta - 1,691, \% , \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned} \Delta SE = & 4 \cdot 10^{-16} \cdot \theta^4 - 0,0475 \cdot \theta^3 + \\ & + 0,6261 \cdot \theta^2 + 8,5572 \cdot \theta, \% . \end{aligned} \quad (2.39)$$

Зависимость изменения угла опережения впрыска ДТ с добавкой 0...30 % СУГ для дизеля (Д-245.5С2) на номинальном режиме представляется в виде прямой, описываемой выражением вида:

$$\theta_{\text{впрыг}} = -3,33 \cdot G_r + \theta_{\text{впрыг}}^{\text{опт}}, \text{°}, \quad (2.40)$$

где G_r – количество подаваемого сжиженного углеводородного газа от расхода ДТ, доли;

$\theta_{\text{впрыг}}^{\text{опт}}$ – оптимальный угол опережения впрыска на дизельном топливе, град.

Характер изменения крутящего момента (M_k), удельного эффективного расхода топлива (g_e), максимальное давление в цилиндре (P_z), жесткости рабочего процесса ($dp/d\phi$), твердых частиц (PM), оксидов азота (NO_x) и суммарной эмиссии (SE) от количества подаваемого СУГ для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на номинальном режиме описывается следующими регрессионными зависимостями:

$$M_k = -17,754 \cdot G_r^2 + 38,968 \cdot G_r + M_{k\text{ДТ}}, \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (2.41)$$

$$g_e = -7,7778 \cdot G_r^2 - 21,833 \cdot G_r + g_{e\text{ДТ}}, \text{г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (2.42)$$

$$P_z = -3,3333 \cdot G_r^2 + 5,8333 \cdot G_r + P_{z\text{ДТ}}, \text{МПа}, \quad (2.43)$$

$$dp/d\phi = 0,7778 \cdot G_r^2 + 0,1967 \cdot G_r + dp/d\phi_{\text{ДТ}}, \text{МПа/град}, \quad (2.44)$$

$$NO_x = 168,67 \cdot G_r^2 + 176,5 \cdot G_r + NO_{x\text{ДТ}}, \text{ppm}, \quad (2.45)$$

$$PM = 0,3556 \cdot G_r^2 - 0,4667 \cdot G_r + PM_{\text{ДТ}}, \text{г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (2.46)$$

$$SE = -1,037 \cdot G_r^2 - 0,3175 \cdot G_r + SE_{\text{ДТ}}, \quad (2.47)$$

где $M_{k\text{ДТ}}$ – крутящий момент при работе двигателя на ДТ, Н · м;
 $g_{e\text{ДТ}}$ – удельный эффективный расход топлива при работе двигателя на ДТ, г/кВт · ч;

P_z ДТ – максимальное давление в цилиндре при работе двигателя на ДТ, МПа;

$dp/d\phi$ ДТ – жесткость рабочего процесса при работе двигателя на ДТ, МПа/град;

NO_x ДТ – содержание оксидов азота в ОГ при работе двигателя на ДТ, ppm;

PM ДТ – содержание твердых частиц в ОГ при работе двигателя на ДТ, г/кВт · ч;

SE ДТ – суммарная эмиссия $NO_x + PM$ (2.23) при работе двигателя на ДТ.

Исследование показателей процесса сгорания и тепловыделения при работе дизеля на ДТ с добавкой СУГ производилось на номинальном режиме в программе ДИЗЕЛЬ-РК. Индикаторная диаграмма (рис. 2.7) и характеристики тепловыделения (рис. 2.8) строились при определенных ранее оптимальных углах опережения впрыска топлива.

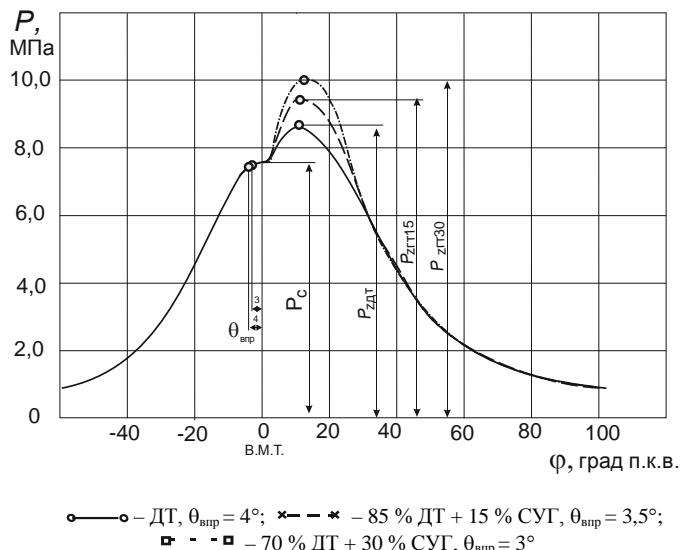


Рис. 2.7. Индикаторная диаграмма дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) при $n = 1800$ мин⁻¹

При этом работа дизеля с добавкой СУГ сопровождается некоторым увеличением максимального давления P_z , так при $\theta_{впр} = 4^\circ$,

$P_{\text{зДТ}} = 8,68$ МПа, при $\theta_{\text{вир}} = 3,5^\circ$, $P_{\text{зГТ15}} = 9,48$ МПа, а при $\theta_{\text{вир}} = 3^\circ$, $P_{\text{зГТ30}} = 10,13$ МПа и быстрым ростом температуры в зоне сгорания, в тоже время максимальные значения T_{max} практически не изменяются и достигаются при угле поворота коленчатого вала $\varphi = 13\ldots18^\circ$, а к концу сгорания, при $\varphi = 90^\circ$ несколько снижаются.

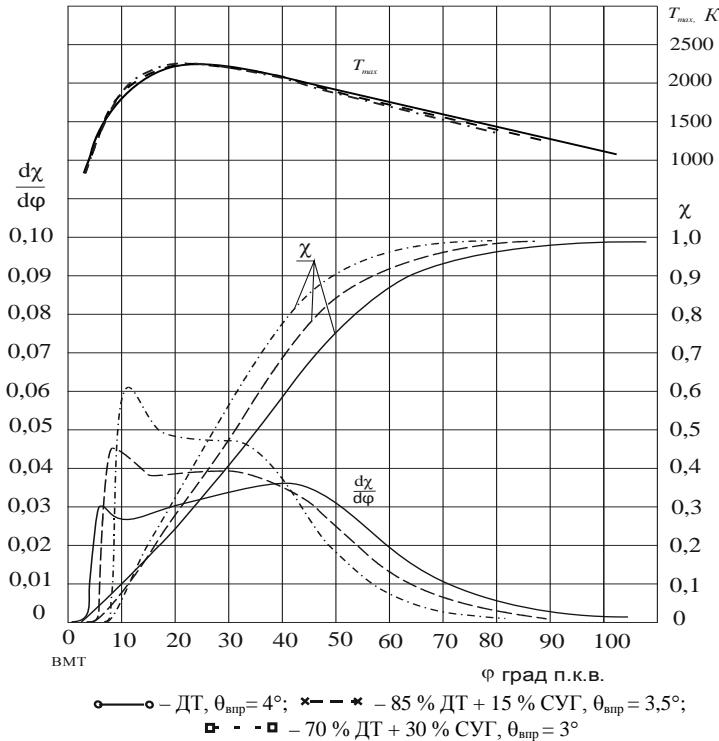


Рис. 2.8. Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) при $n = 1800$ мин $^{-1}$

Сравнение кривых выделения теплоты χ и динамики использования теплоты $d\chi/d\varphi$ позволяют отметить, что сгорание ДТ с добавкой СУГ начинается позднее, чем ДТ, но проходит быстрее. Однако, уже при $\varphi > 40^\circ$ скорость тепловыделения снижается.

Увеличение максимальной скорости тепловыделения обусловлено увеличением периода задержки воспламенения, в течение которого

впрыскивается больше количества ДТ и сгорающее впоследствии более интенсивно.

Сгорание заканчивается несколько раньше при $\varphi = 80\ldots90^\circ$ против $\varphi_{\text{дт}} = 94\ldots104^\circ$ на ДТ (рис. 2.8).

Оценка разработанных зависимостей и полученных данных может быть осуществлена на основании сравнения и анализа результатов экспериментальных и теоретических исследований.

2.4. Теоретическая модель процесса движения воздуха во впускном коллекторе дизеля

Скорость перемещения смеси (воздуха) по впускному тракту зависит от скоростного режима двигателя: чем выше частота вращения коленчатого вала, тем быстрее движется поршень, обусловливая большую скорость перемещения воздушного потока по впускному коллектору [25].

Известно, что цикл работы четырехтактного двигателя проходит за два оборота, т. е. 720° поворота коленчатого вала. Время совершения цикла четырехтактного двигателя определим по формуле:

$$t_{\text{ц}} = 1,2 \cdot 10^5 \cdot n_{\text{д}}^{-1}, \quad (2.48)$$

где $n_{\text{д}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Следовательно, время, за которое совершается впуск воздушного заряда в цилиндры двигателя, составит:

$$t_{\text{вп}} = 166,67 \cdot n_{\text{д}}^{-1} \cdot \varphi_{\text{вп}}, \quad (2.49)$$

где $\varphi_{\text{вп}}$ – фаза впуска, град.

Для двигателя Д-245.5S2 имеющего фазу впуска $\varphi_{\text{вп}} = 238^\circ$ и работающего при частоте вращения коленчатого вала $n_{\text{д}} = 1800 \text{ мин}^{-1}$, время, за которое совершается наполнение цилиндров воздушным зарядом, составит 22 мс [79].

Средняя за процесс впуска скорость свежего заряда в клапанной щели $\omega_{\text{вп}}$ связана со скоростью поршня следующей зависимостью:

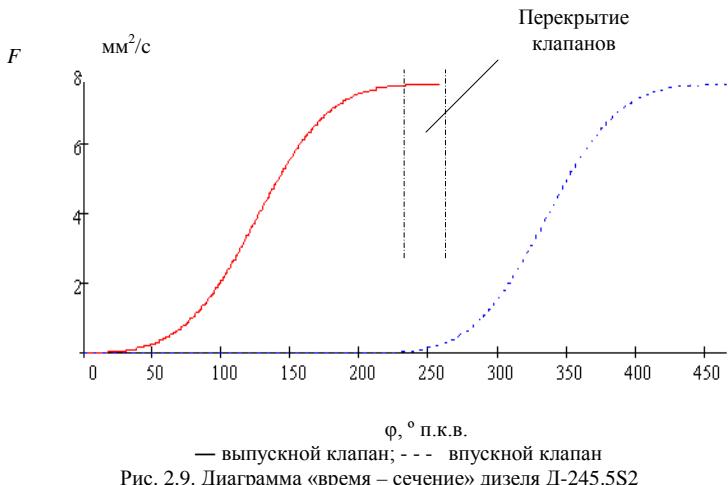
$$\omega_{\text{вп}} = v_{\text{п}} \cdot \frac{F_{\text{п}}}{f_{\text{кл}}}, \quad (2.50)$$

где $v_{\text{п}}$ – средняя скорость поршня, м/с;

$F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м^2 ;

$f_{\text{кл}}$ – площадь проходного сечения клапанной щели, м^2 [22, 20, 60, 76].

Однако максимальные величины подъема и проходного сечения клапана, а также фазы газораспределения недостаточны для суждения о пропускной способности клапана и работе механизма газораспределения в целом. Для этого необходим параметр, позволяющий судить не только о величине проходного сечения клапана, но и о продолжительности его открытия. Таким параметром является «время – сечение» [69] (рис. 2.9).



Величина «время – сечение» клапана за такт впуска ($\text{м}^2 \cdot \text{с}$) находится по формуле [145]:

$$F = \frac{1}{\omega} \int_0^\phi f_k d\phi, \quad (2.51)$$

где $\omega = d\phi/dt$ – угловая скорость, равная углу поворота точки вокруг центра вращения за единицу времени;

f_k – функция изменения площади проходного сечения клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

За точку отсчета взят момент начала открытия выпускного клапана.

Величина «время – сечение» ($\text{м}^2 \cdot \text{с}$) в момент перекрытия (на протяжении 34°) клапанов дизеля Д-245.5S2 при номинальной частоте вращения коленчатого вала (1800 мин^{-1}) и перемещении впускного клапана с 216 по 250° (рис. 2.9) составляет:

$$F_{\text{вп}} = \frac{1}{188,5} \int_{216}^{250} f_k d\phi = 0,14374 \text{, m}^2 \cdot \text{с.} \quad (2.52)$$

Именно в этот промежуток «время – сечение» и производится пропускка камеры сгорания двигателя.

Наряду с величиной «время – сечение» большое значение имеет характер изменения подъема (хода) клапана. Изменение подъема влияет на наполнение цилиндра, а также на скорость и ускорение звеньев механизма.

Основными параметрами клапана и связанного с ним кулачкового механизма являются диаметр d клапана (рис. 2.10), определяющий проходное сечение горловины, диаметр $d_{\text{топ}}$, который обычно близок по величине к d , и ход клапана h_k , определяющий проходное сечение между фаской клапана и седлом [89].

Площадь проходного сечения в клапане определяют при условии неразрывности потока несжимаемого газа по условной средней скорости в сечении седла при максимальном подъеме клапана на режиме номинальной частоты вращения:

$$F_k = v_{\text{п.ср}} F_{\text{п}} / (i_{\text{кл}} \omega_{\text{вп}}), \quad (2.53)$$

где $v_{\text{п.ср}}$ – средняя скорость поршня, м/с;

$F_{\text{п}}$ – площадь поршня, см²;

$i_{\text{кл}}$ – число одноименных клапанов;

$\omega_{\text{вп}}$ – скорость газа в проходном сечении клапана, м/с.

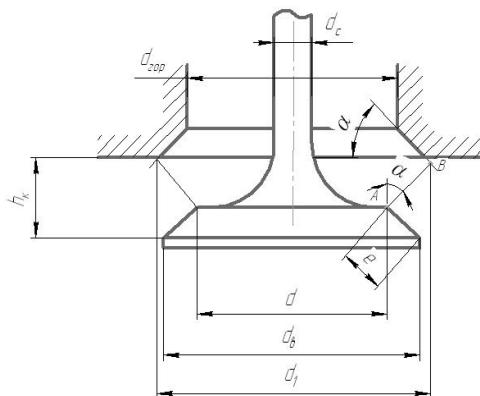


Рис. 2.10. Расчетная схема для определения проходного сечения клапана

Текущее значение площади проходного сечения клапана (мм^2) приближенно равно площади боковой поверхности усеченного конуса, длина образующей которого равна длине перпендикуляра AB , опущенного из конца диаметра клапана на образующую фаски седла или ее продолжение [49]:

$$F \approx \pi d h_k \cdot \cos \alpha, \quad (2.54)$$

при $\alpha = 45^\circ$

$$F \approx \pi d h_k \cdot \cos 45.$$

Проходное сечение клапана с коническим уплотнением (мм^2) при высоте подъема клапана h_k в рассматриваемый момент времени [89]:

$$F = \pi h_k (d_{\text{роп}} \cos \alpha + h_k \sin \alpha \cos^2 \alpha), \quad (2.55)$$

при $\alpha = 45^\circ$

$$F = 2,22 h_{\text{кл}} d_{\text{роп}} + 1,11 h_{\text{кл}}.$$

Из представленных зависимостей можно определить, что в момент перекрытия клапанов высота их подъема не превышает 2,5 мм.

Рассчитаем текущее значение площади проходного сечения клапанного механизма по формуле (2.54), (2.55) и представим в виде табл. 2.4.

Таблица 2.4. Расчет площади проходного сечения впускного клапана дизеля Д-245.5С2

№ п. п.	$h_k, \text{мм}$	Площадь проходного сечения $F, \text{мм}^2$			Отклонение, %
		По формуле (2.54)	По формуле (2.55)	Среднее значение	
1	0,1	9,4	9,4	9,4	0,00
2	0,5	47,2	47,2	47,2	0,00
3	1	94,4	94,4	94,4	0,00
4	1,5	141,5	141,6	141,6	-0,07
5	2	188,7	188,8	188,8	-0,05
6	2,5	235,9	236,0	236,0	-0,04
7	3	283,1	283,2	283,2	-0,04

Полученные данные по формулам (2.54) и (2.55) показывают достаточно точный расчет, а отклонение площади проходного сечения отличается не более чем 0,1 %, следовательно, для расчетов можно использовать любую из представленных формул [79].

В результате проведенных исследований определен и проанализирован момент перекрытия клапанов, равный 34° .

Рассмотрены параметры, позволяющие судить о пропускной способности клапанов, высота подъема их в момент перекрытия не превышает 2,5 мм, величина «время – сечение» в момент перекрытия клапанов составляет $0,14374 \text{ mm}^2 \cdot \text{с}$, а площадь проходного сечения впускного канала дизеля Д-245.5С2 при высоте подъема клапана на 2 мм составляет $188,8 \text{ mm}^2$ [79].

2.5. Расчет координат оптимальной точки подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля

Момент и место подачи газового топлива во впускной коллектор имеют важные значения [191]. Наиболее целесообразно для рассматриваемого дизеля осуществлять индивидуальное впрыскивание ГТ во впускной коллектор перед впускным клапаном.

Однако впрыск ГТ слишком близко к впускному клапану целесообразен только в период открытого состояния впускного клапана. При этом необходимо учесть период продувки цилиндра (перетекание газовоздушной смеси в выпускной коллектор, когда одновременно открыты впускной и выпускной клапаны), впрыск газового топлива в этот момент увеличит количество углеводородов (C_nH_m) в отработавших газах. Следовательно, необходимо учитывать количество воздуха, участвующего в продувке и осуществлять впрыск газового топлива после закрытия выпускного клапана [15].

При слишком далеком расположении места подачи газового топлива от выпускного клапана дизеля газ будет впрыскиваться и находиться во впускном коллекторе, контактируя со стенками коллектора, клапанами. Негерметичность выпускного клапана приведет к воспламенению газовоздушной смеси во впускном коллекторе, что может привести к разрушению впускного коллектора, охладителя наддувочного воздуха и турбокомпрессора. Кроме этого, нагретый газ уменьшает наполнение цилиндров свежим зарядом, что снижает эффективность системы ОНВ и равномерность распределения газа по цилиндрам двигателя.

Чтобы определить место и роль каждого функционального элемента в системе двигателя, необходимо, прежде всего, выявить последовательную цепь взаимодействий элементов, составляющих изучаемый объект [92]. Наглядно эта цепь взаимодействий иллюстрируется функциональной схемой (рис. 2.11).

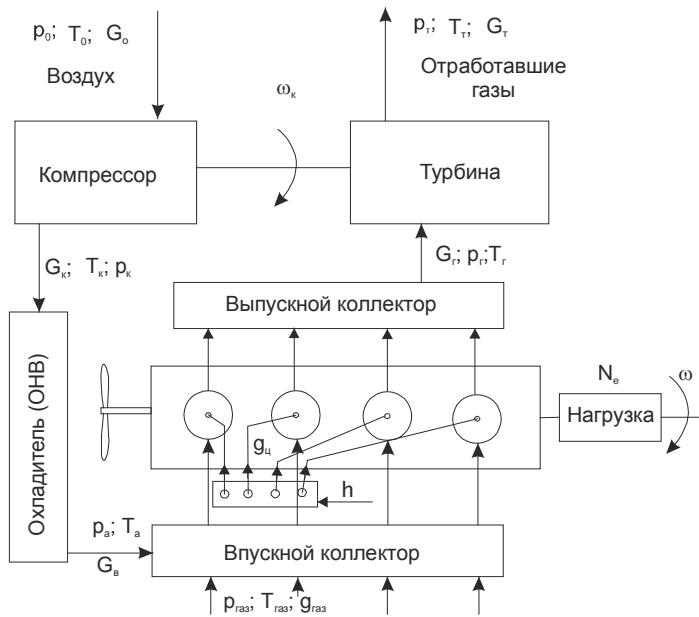


Рис. 2.11. Схема двигателя с газотурбинным наддувом, системой подачи дизельного и газового топлива

Постоянство давления в выпускном коллекторе обеспечивается при выполнении следующего условия:

$$G_r - G_t = 0, \quad (2.56)$$

где G_r – количество отработавших газов, поступивших в единицу времени из цилиндров двигателя в выпускной коллектор;

G_t – количество газа, прошедшего через газовую турбину постоянного давления в ту же единицу времени.

Установившийся режим работы турбокомпрессора, характеризуемый постоянством угловой скорости ω_k его ротора, может поддерживаться в процессе работы при равенстве крутящего момента M_t турбины моменту сопротивления M_h нагнетателя (компрессора) [82, 111]:

$$M_t - M_h = 0. \quad (2.57)$$

Если принять, что условия окружающей среды остаются неизменными ($T_0 = \text{const}$ и $p_0 = \text{const}$), то производительность компрессора G_k определяется следующей функциональной зависимостью:

$$G_k = f(\omega_k; n_k), \quad (2.58)$$

где ω_k – угловая скорость ротора компрессора;
 n_k – степень повышения давления в нагнетателе.

Однако производительность компрессора G_k определяется потребностью двигателя в воздухе, поэтому при теоретическом равновесном режиме выполняется условие статического равновесия, определяемого уравнением (2.56). Зная основные параметры цилиндра двигателя, можно определить производительность компрессора [92]:

$$G_k = G_b = \frac{\eta_v \cdot \varphi_n \cdot i \cdot V_h \cdot \rho_k \cdot \omega}{\pi \cdot \tau_d}, \quad (2.59)$$

где η_v – коэффициент наполнения цилиндров двигателя;
 φ_n – коэффициент продувки;
 i – число цилиндров двигателя;
 V_h – рабочий объем цилиндра, м^3 ;
 ρ_k – плотность воздуха на впуске, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 ω – угловая скорость коленчатого вала, с^{-1} ;
 τ_d – тактность двигателя.

Продолжительность открытия $\varphi_{отк}$ впускного и выпускного клапанов по углу поворота коленчатого вала определим по следующим формулам [145]:

$$\varphi_{отк вп} = \varphi_1 + 180 + \varphi_2; \quad (2.60)$$

$$\varphi_{отк вып} = \varphi_3 + 180 + \varphi_4. \quad (2.61)$$

Для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 фазы газораспределения φ и продолжительность открытия клапанов $\varphi_{отк}$ по углу поворота коленчатого вала (п.к.в.) представлены в табл. 2.5.

Таблица 2.5. Фазы газораспределения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (в градусах п.к.в.)

Впускной клапан			Выпускной клапан			Угол перекрытия клапанов $\varphi_1 + \varphi_4$
Начало открытия φ_1 до ВМТ	Конец закрытия φ_2 после НМТ	Продолжительность открытия $\varphi_{отк вп}$	Начало открытия φ_3 до НМТ	Конец закрытия φ_4 после ВМТ	Продолжительность открытия $\varphi_{отк вып}$	
16	42	238	52	18	250	34

Давление в цилиндре во время впуска определяется давлением наддува и сопротивлением впускного клапана. При достаточно высоком КПД турбины и компрессора давление наддува p_k превышает давление в выпускном трубопроводе p_r . Однако газодинамические потери в клапанах приводят к повышению давления выпуска p_r по сравнению с p_t и снижают давление впуска p_a по отношению к p_k [15].

Зная высоту подъема клапана и закон подъема, построим диаграмму перемещения выпускного и выпускного клапанов газораспределительного механизма дизеля (рис. 2.12).

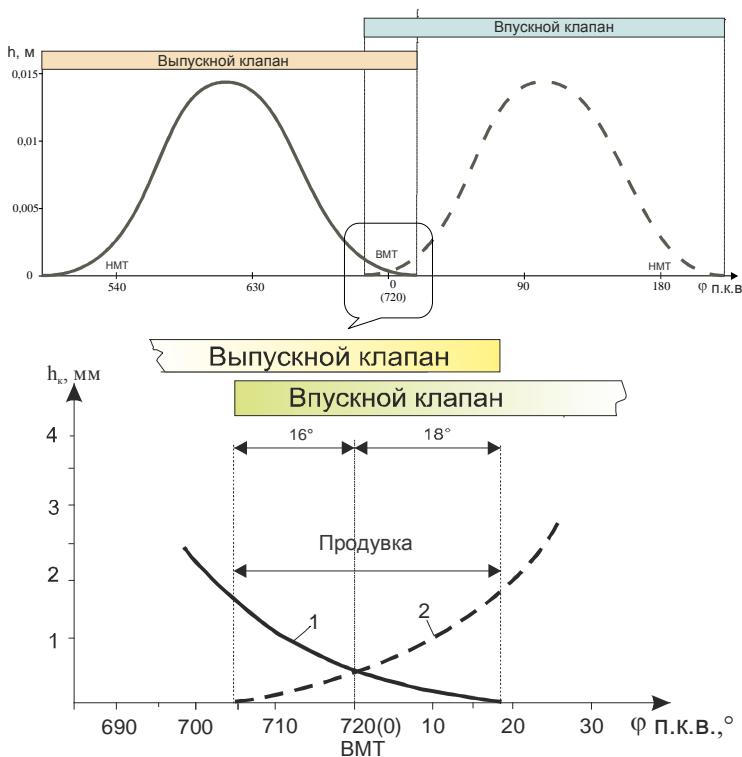


Рис. 2.12. Диаграмма перемещения выпускного и выпускного клапанов механизма ГРМ дизеля:
1 – выпускной клапан; 2 – выпускной клапан

Для конкретного дизеля при частоте вращения коленчатого вала $n = \text{const}$ выражение (2.59) в относительных единицах можно представить в виде [25]:

$$\vec{G}_{\text{в}} = \vec{\rho}_{\text{k}} \cdot \vec{\eta}_{\text{v}} \cdot \vec{\phi}_{\text{n}} . \quad (2.62)$$

Произведение действительного коэффициента наполнения на коэффициент продувки некоторые исследователи называют условным коэффициентом наполнения [25]:

$$\eta' = \phi_{\text{n}} \cdot \eta_{\text{v}} . \quad (2.63)$$

Условный коэффициент наполнения не отражает влияния параметров воздуха на впуске и отработавших газов на выпуске из двигателя на процесс наполнения цилиндров. По его численному значению при наличии перекрытия клапанов нельзя судить об относительном количестве свежего заряда в цилиндрах двигателя [25].

В момент перекрытия клапанов (продувки) часть воздуха вытекает через выпускные клапаны в выпускной трубопровод и не участвует в дальнейших процессах сжатия и сгорания.

Перекрытие клапанов при правильном выборе обеспечивает лучшую очистку цилиндра вытеснением остаточных газов свежим зарядом в начале процесса наполнения (продувки) [22].

Степень очистки цилиндра при продувке оценивается коэффициентом продувки η_r , учитывающим долю остаточных газов, удаляемых из цилиндра за период перекрытия клапанов, и определяется по формуле [22]:

$$\eta_r = \frac{M'_r - M_r}{M'_r} , \quad (2.64)$$

где M'_r – количество газов в конце выпуска без учета продувки, моль;

M_r – количество остаточных газов после продувки, моль.

Коэффициент продувки η_r , рассчитанный по формуле (2.64), в зависимости от типа и конструктивных особенностей двигателя колеблется от 0 до 0,9. Для двигателей без наддува $\eta_r = 0$, в двигателях с наддувом $\eta_r > 0$ [22].

Однако чаще пользуются коэффициентом продувки ϕ_{n} , которым оценивают количество воздуха, выполняющего продувку цилиндров. Этот коэффициент равен отношению количества воздуха (или горючей смеси), поступившего в цилиндр, к количеству свежего заряда цилиндра и находится по формуле [111]:

$$\varphi_{\text{п}} = \frac{G_{\text{кп}}}{G_{1\text{п}}} = \frac{M_{\text{кп}}}{M_{1\text{п}}}, \quad (2.65)$$

где $G_{1\text{п}}$ – масса свежего заряда, находящегося в цилиндре, кг;

$G_{\text{кп}}$ – масса свежего заряда, поступившего в цилиндр, кг;

$M_{1\text{п}}$ – количество свежего заряда, находящегося в цилиндре, моль;

$M_{\text{кп}}$ – количество свежего заряда, поступившего в цилиндр, моль.

Коэффициент продувки, рассчитанный по формуле (2.65), находится в пределах 1,0…1,2 [102], для расчетов часто принимают $\varphi_{\text{п}} = 1,05…1,1$ [49].

Коэффициент продувки характеризует и энергетику процесса газообмена, так как сжатие продувочного воздуха требует затрат мощности. Чем ниже коэффициент продувки, тем совершеннее схема продувки и меньше затраты мощности на очистку и зарядку цилиндров [76].

Измерение количества свежего заряда цилиндра при наличии продувки выполняют косвенными методами, так как подобный расчет связан с определенными техническими трудностями [49].

Обратную величину коэффициента продувки называют коэффициентом использования продувочного воздуха $\eta_{\text{и}}$, и находят по формуле:

$$\eta_{\text{и}} = \frac{1}{\varphi_{\text{п}}}, \quad (2.66)$$

где $\varphi_{\text{п}}$ – коэффициент продувки.

Коэффициент продувки, очевидно, больше единицы, если продувка происходит. Поэтому масса рабочего заряда в цилиндре может быть меньше, чем в турбине и компрессоре. Масса продувочного воздуха рассчитывается по формуле [49]:

$$G_{\text{пп}} = G_{\text{к}} - G_{\text{l}} = G_{\text{к}} (\varphi_{\text{п}} - 1) / \varphi_{\text{п}}, \quad (2.67)$$

где $G_{\text{к}}$ – массовый расход воздуха двигателем, кг/с;

G_{l} – массовый расход воздуха, поступившего в цилинды, кг/с;

$\varphi_{\text{п}}$ – коэффициент продувки.

Масса продувочного воздуха $G_{\text{пп}}$, рассчитанная по формуле (2.67) для дизеля 4ЧН 11,0/12,5, графически представлена на рис. 2.13.

Таким образом, масса продувочного воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия, имеет наибольшее значение в точке максимального расхода воздуха двигателем. Для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 расход воздуха в 530 кг/ч соответствует номинальному режиму $N_{\text{e}} = 70$ кВт при частоте вращения $n = 1800$ мин⁻¹.

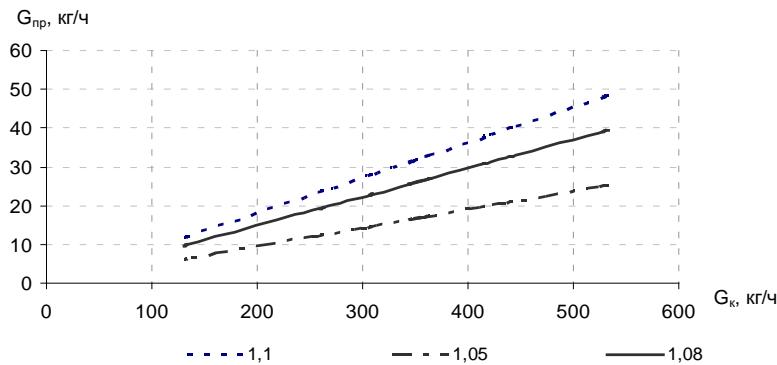


Рис. 2.13. Масса продувочного воздуха для исследуемого двигателя при $\phi_n = 1,05$, $\phi_n = 1,1$ и $\phi_n = 1,08$ в зависимости от расхода воздуха двигателем

Рассчитанное количество продувочного воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия, позволяет проводить дальнейшие расчеты для определения места, в котором следует подать газовое топливо во впускной коллектор дизеля, исключающее попадание газового топлива в выпускной коллектор дизеля в момент продувки, а также исключить попадание ГТ в соседние цилиндры.

Для определения места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля представим схему впускного коллектора дизеля Д-245.5С2 с газотурбинным наддувом и газовой системой питания (рис. 2.14).

Принято различать две формы прямоструйного факела – затопленный факел и спутный [31]. В первом случае речь идет об истечении, струи топлива в пространство, заполненное неподвижным окислителем (например, воздухом), во втором – об истечении, струи топлива в движущийся параллельно спутный поток окислителя. Второй случай, очевидно, является общим и содержит в себе в качестве частного, при равенстве нулю скорости спутного потока, задачу о затопленном факеле.

Допустим, что струя горючего газа (топлива) вытекает из круглой или плоской горелки в спутный поток окислителя. Распределение скорости в выходном сечении сопла, также как начальное (при $l = 0$) распределение температуры и концентрации топлива и окислителя, будем считать заданными.

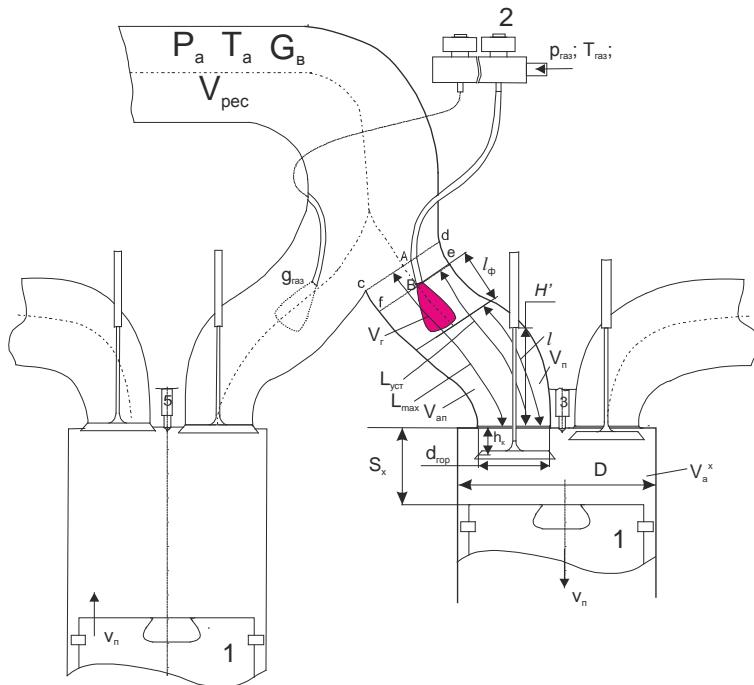


Рис. 2.14. Схема впускного коллектора дизеля Д-245.5С2 с газотурбинным наддувом и газовой системой питания:

1 – поршень; 2 – газовая форсунка; 3 – форсунка подачи ДТ

Для упрощения восприятия представим расчетную схему по определению места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля (рис. 2.15).

Место, в котором следует подать газовое топливо $L_{\text{уст}}$ во впускной коллектор дизеля (точка B , рис. 2.14, 2.15), найдем по формуле:

$$L_{\text{yct}} \geq l_{\phi} + l \leq L_{\text{max}}, \quad (2.68)$$

где l_{ϕ} – длина газового факела, м;

l – длина цилиндра патрубка, м;

L_{\max} – длина впускного коллектора до разветвления, м (точка A , рис. 2.14, 2.15).

Длину цилиндра l патрубка определим по формуле:

$$l = V_{\Pi} / S_{\text{B}\Pi}, \quad (2.69)$$

где $V_{\text{п}}$ – объем цилиндра патрубка, м^3 ;

$S_{\text{вп}}$ – площадь сечения патрубка впускного коллектора, м^2 .

Объем цилиндра патрубка:

$$V_{\text{п}} = V_{\text{вп}} + V_{\text{k}}, \quad (2.70)$$

где $V_{\text{вп}}$ – объем воздуха, прошедшего через клапанную щель в период перекрытия клапанов (от момента открытия впускного клапана до момента закрытия выпускного клапана), м^3 ;

V_{k} – объем стержня впускного клапана (м^3):

$$V_{\text{k}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{стк}}^2}{4} \cdot H', \quad (2.71)$$

где $d_{\text{стк}}$ – диаметр стержня клапана, м;

H' – длина впускного клапана, находящегося в коллекторе (рис. 2.14, 2.15), м.

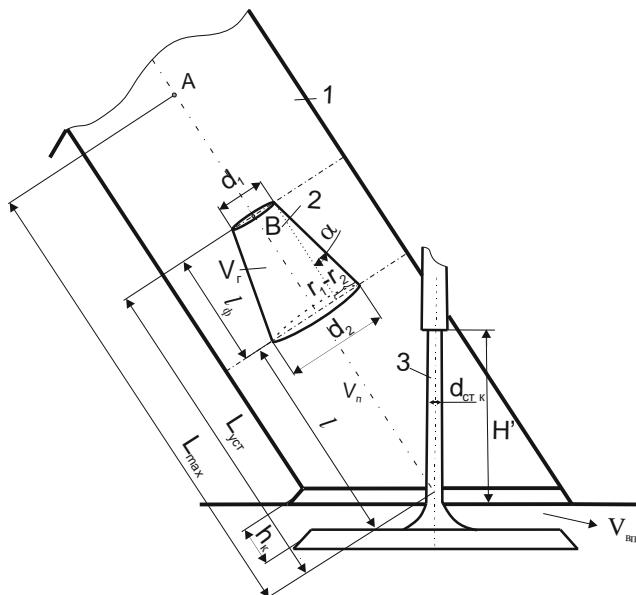


Рис. 2.15. Расчетная схема по определению места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля (упрощенная):

1 – впускной коллектор дизеля; 2 – факел газового топлива;
3 – впускной клапан

Газовый факел представим в виде усеченного конуса, объем которого можно определить по формуле:

$$V_r = \frac{1}{3} \pi \cdot l_{\phi} \left(r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2 \right), \quad (2.72)$$

где r_1, r_2 – радиусы соответственно меньшего и большего основания конуса, м.

Угол наклона образующей:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot l_{\phi}} = \frac{r_2 - r_1}{l_{\phi}}, \quad (2.73)$$

где α – угол наклона образующей, рад;

d_1, d_2 – диаметры соответственно меньшего и большего основания конуса, м.

Из формулы (2.73) находим длину газового факела:

$$l_{\phi} = \frac{r_2 - r_1}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.74)$$

После преобразования формулы (2.72) получим:

$$V_r = \frac{1}{3} \pi \cdot \frac{r_2 - r_1}{\operatorname{tg} \alpha} \left(r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2 \right) = \frac{1}{3} \pi \cdot \frac{\left(r_2^3 - r_1^3 \right)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.75)$$

далее

$$r_2^3 - r_1^3 = \frac{3 \cdot V_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\pi}. \quad (2.76)$$

Радиус большего основания конуса найдем по формуле

$$r_2 = \sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3 \cdot V_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\pi}}. \quad (2.77)$$

Длину газового факела найдем по формуле:

$$l_{\phi} = \frac{\sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3 \cdot V_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\pi}} - r_1}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.78)$$

Впускной коллектор дизеля Д-245.5С2 имеет изгиб радиусом R . В этом случае расчет проводится аналогичным образом по осевой линии OA (рис. 2.16).

$$L_{\max} = \frac{\pi R \beta}{180}, \quad (2.79)$$

где β – угол изгиба, рад;

R – радиус изгиба впускного коллектора, м.

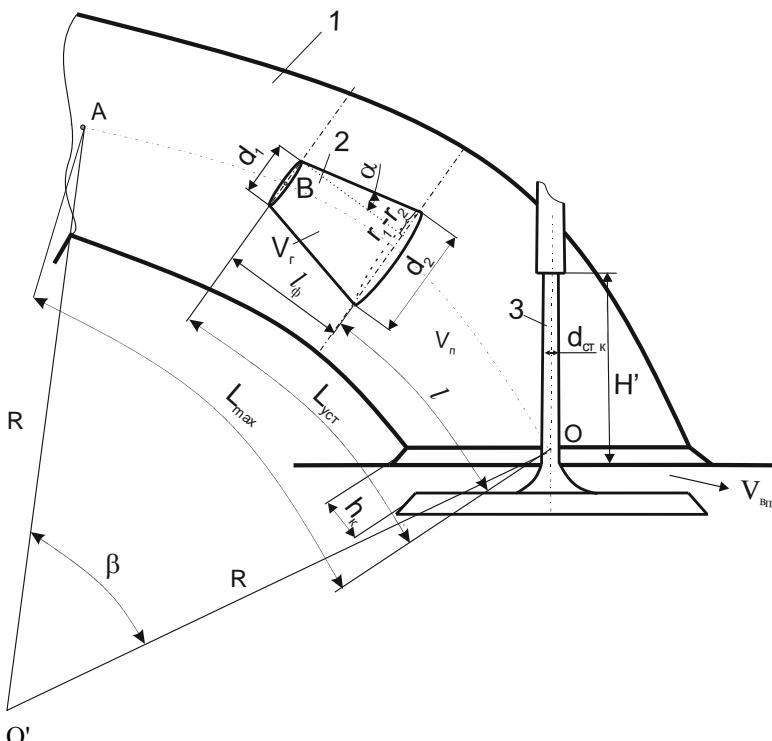


Рис. 2.16. Расчетная схема по определению места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля

1 – впускной коллектор дизеля; 2 – факел газового топлива;
3 – впускной клапан

При использовании газовых форсунок с электромагнитным управлением объем факела газового топлива (м^3) найдем по формуле [21]:

$$V_r = f_c \cdot v_r \cdot \Delta t, \quad (2.80)$$

где f_c – проходное сечение сопла, м^2 ;

v_r – скорость движения газового топлива через сопло, м/с ;

Δt – длительность подачи топлива, с.

При постоянном давлении топлива p_r скорость движения v_r газового топлива неизменна и количество впрыскиваемого топлива может зависеть от длительности открытия форсунки [129].

С учетом формул (2.78) и (2.80) длину газового факела определим по выражению:

$$l_\phi = \frac{\sqrt[3]{r_i^3 + \frac{3 \cdot (f_c \cdot v_r \cdot \Delta t) \cdot \tan \alpha}{\pi}} - r_i}{\tan \alpha}. \quad (2.81)$$

Проходное сечение сопла газовых форсунок с электромагнитным управлением (м^2) определяется по зависимости:

$$f_c = \frac{\pi \cdot d_*^2}{4}, \quad (2.82)$$

где d_* – диаметр жиклера газовой форсунки, м.

Теоретическую скорость движения газового топлива через сопло форсунки (м/с) определяем по уравнению [21]:

$$v_r = \sqrt{2 \frac{(p_0 - p_1)}{\rho_r}}, \quad (2.83)$$

где p_0 – давление газового топлива, Па;

p_1 – давление воздуха во впускном коллекторе, Па;

ρ_r – плотность газового топлива (в газообразном состоянии), кг/м^3 .

Зависимости длины газового факела от длительности подачи газового топлива при $d_* = 0,0015$ м, $(p_0 - p_1) = 56 \cdot 10^3$ Па, $d_1 = 0,006$ м представлены на рис. 2.17.

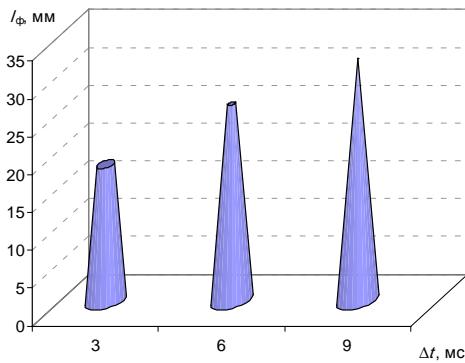


Рис. 2.17. Изменение длины газового факела от длительности подачи газового топлива

Зависимости длины газового факела от разности давления $(p_0 - p_1)$ при $d_k = 0,0015$ м, $\Delta t = 0,009$ с, $d_1 = 0,006$ м представлены на рис. 2.18 [129].

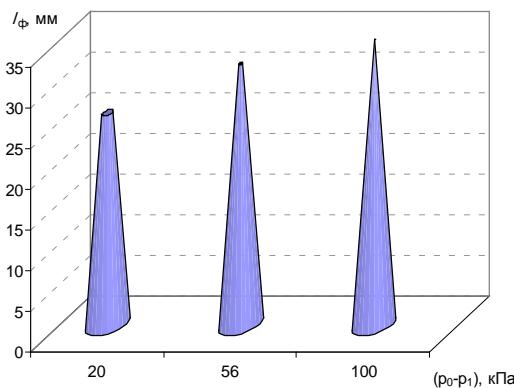


Рис. 2.18. Изменение длины газового факела от разности давления $(p_0 - p_1)$

При определении массового расхода воздуха через впускной клапан принимаем некоторые допущения.

1. Давление воздуха перед клапаном не изменяется (впуск не дросселируется).

2. Температура воздуха перед клапаном не изменяется.

Масса воздуха, проходящего через клапан (кг):

$$Q_m(\phi) = \frac{P}{RT} \cdot f_{\text{кл}}(\phi) \cdot v_{\text{n}}(\phi), \quad (2.84)$$

где P – давление воздуха перед клапаном, Па;

R – универсальная газовая постоянная для воздуха, Дж/кг · К;

T – температура воздуха перед клапаном, К;

$f_{\text{кл}}$ – текущая площадь проходного сечения клапана, м^2 ;

v_{n} – текущая скорость поршня, м/с.

В дифференциальном виде уравнение имеет вид:

$$\frac{dQ_m(\phi)}{d\phi} = \frac{P}{RT} \left(f_{\text{кл}} \frac{dv_{\text{n}}}{d\phi} + v_{\text{n}} \frac{df_{\text{кл}}}{d\phi} \right), \quad (2.85)$$

где $\frac{dQ_m(\phi)}{d\phi}$ – массовый расход воздуха через клапан в зависимости от

угла поворота коленчатого вала, кг/рад.

Дифференциальное уравнение (2.85) позволяет вычислить массовый расход воздуха через клапан для любого угла п.к.в. в процессе впуска.

Проходное сечение клапана с коническим уплотнением при высоте подъема клапана h_{k} в рассматриваемый момент времени (м^2) находим по формуле [129]:

$$f_{\text{кл}} = \pi h_{\text{k}} (d_{\text{топ}} \cos \beta + h_{\text{k}} \sin \beta \cos^2 \beta), \quad (2.86)$$

где β – угол наклона фаски клапана, рад;

h_{k} – высота подъема клапана, м;

$d_{\text{топ}}$ – диаметр горловины впускного коллектора, м.

Если диаметр горловины впускного коллектора неизвестен, то его можно определить по формуле:

$$d_{\text{топ}} = \kappa_1 D, \quad (2.87)$$

где κ_1 – эмпирический коэффициент, $\kappa_1 = 0,38 \dots 0,42$ [129];

D – диаметр цилиндра, м.

Высота подъема клапана зависит от принятого в расчетах закона подъема клапана, который в свою очередь зависит от профиля кулачка

распределительного вала (рис. 2.19). Профиль кулачка имеет четыре участка $A-C$, $C-B$, $B-C'$ и $C'-A'$.

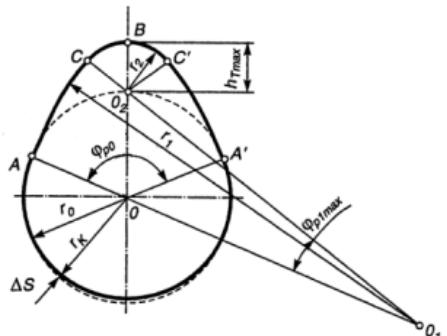


Рис. 2.19. Схема профиля кулачка распределительного вала [89]

Зная профиль кулачка распределительного вала и тип толкателя, определим подъем клапана.

Высота подъема клапана для выпуклого кулачка с плоским толкателем для 1-го участка кулачка от A до C (рис. 2.19) определим по формуле [129]:

$$h_k = (r_1 - r_0)(1 - \cos \phi_{p1}), \quad (2.88)$$

где r_0 – радиус начальной окружности, м.

Точки A и A' (рис. 2.19) являются точками начала открытия и конца закрытия клапана. Точку B находят по величине максимального подъема толкателя $h_{k\max}$. Без учета зазоров при верхнем расположении клапанов и наличии коромысла [79]:

$$h_{t\max} = h_{k\max} l_t / l_{kl},$$

где l_t и l_{kl} – длины плеч коромысла, прилегающих соответственно к толкателю и клапану.

$$\frac{l_t}{l_{kl}} = \frac{h_{t\max}}{h_{k\max}}. \quad (2.89)$$

Отношение l_t / l_{kl} выбирается по конструктивным соображениям [129]. Высота подъема клапана с учетом длин плеч коромысла:

$$h_k = \frac{l_t}{l_{kl}} (r_i - r_0) (1 - \cos \varphi_{p1}), \quad (2.90)$$

где r_1 – кривизна образующей AC (рис. 2.19).

С учетом условия неразрывности струи объем воздуха, проходящего через клапанную щель (м^3), равен текущему объему цилиндра, который выражается следующей формулой:

$$V = \frac{V_h}{2} \left[\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos \varphi - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2.91)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, м^3 ;

ε – степень сжатия;

φ – угол поворота коленчатого вала, рад;

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 определим по формуле

$$\lambda = \frac{R_k}{l_{sh}}, \quad (2.92)$$

где R_k – радиус кривошипа, м;

l_{sh} – длина шатуна, м.

Объем, освобождаемый поршнем при перемещении его от ВМТ к НМТ на единицу хода поршня, определим по формуле [129]

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H, \quad (2.93)$$

где D – диаметр цилиндра двигателя, м;

H – ход поршня, м.

Текущая скорость поршня (м/с):

$$v_p = \omega \cdot R_k \cdot \left[\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right], \quad (2.94)$$

где ω – текущая угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;

φ – текущий угол поворота коленчатого вала, рад;

k – дезоксиал, м.

$$k = \frac{a}{R_k}, \quad (2.95)$$

где a – величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала, м.

Для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 угол начала открытия впускного клапана $\varphi_1 = 0,279$ рад (16° п.к.в.) до прихода поршня в ВМТ, угол конца закрытия выпускного клапана $\varphi_4 = 0,314$ рад (18° п.к.в.) после ВМТ, угол перекрытия клапанов составит $\varphi_1 + \varphi_4 = 0,593$ рад (34° п.к.в.) (см. табл. 2.7).

Для удобства расчетов и наглядного представления процесса перенесем начало координат в точку начала открытия впускного клапана.

Для этого запишем выражения (2.91) и (2.94) с учетом смещения координат. Тогда текущий объем цилиндра (м^3) найдем по формуле:

$$V = \frac{V_h}{2} \left[\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos(\varphi - \varphi_1) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\varphi - \varphi_1)) \right], \quad (2.96)$$

где φ_1 – угол начала открытия впускного клапана, рад.

Текущую скорость поршня (м/с) найдем по формуле:

$$v_n = \omega \cdot R_k \cdot \left[\sin(\varphi - \varphi_1) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi - \varphi_1) - k \lambda \cos(\varphi - \varphi_1) \right]. \quad (2.97)$$

Зависимости проходного сечения клапана, объема цилиндра, скорости поршня, массового расхода воздуха через впускной клапан в зависимости от угла поворота коленчатого вала, рассчитанные по формулам (2.84), (2.86), (2.96) и (2.97) в среде *Mathcad 14.0* при $d_{\text{top}} = 0,042$ м, $\beta = \frac{\pi}{4}$, рад, $V_h = 0,012$ м 3 , $\varepsilon = 17$, $\omega = 188,5$ рад/с, $R_k = 0,0625$ м, $l_{\text{ш}} = 0,23$ м, $\lambda = 0,272$, $k = 0,001$ м [111], представим на рис. 2.20.

Объемный расход воздуха через клапанную щель впускного клапана (м 3) определим по формуле:

$$Q_v(\varphi) = \frac{P}{RT \cdot \rho_k} \cdot f_{\text{кл}}(\varphi) \cdot v_n(\varphi), \quad (2.98)$$

где ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м 3 .

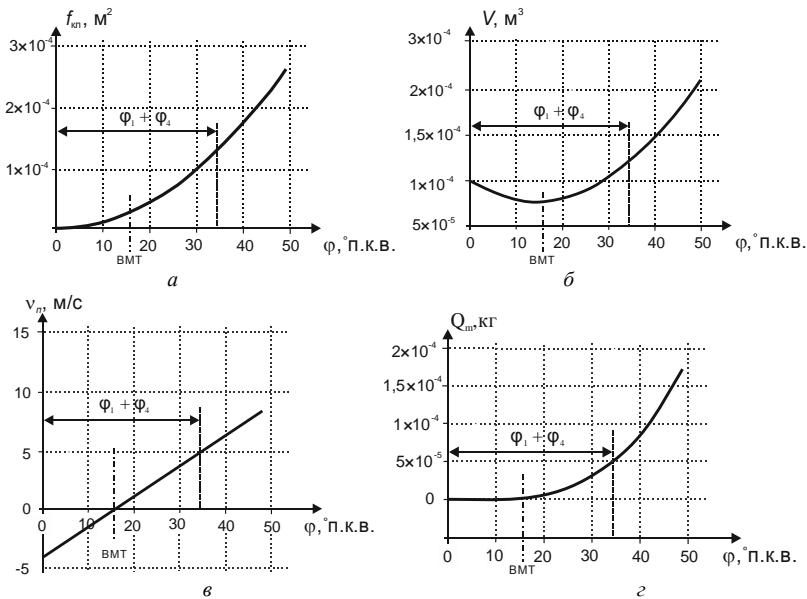


Рис. 2.20. Зависимости: a – проходного сечения клапана; δ – объема цилиндра; ε – скорости поршня; ε – массового расхода воздуха через впускной клапан от угла поворота коленчатого вала

Для двигателя с наддувом плотность заряда на впуске ($\text{кг}/\text{м}^3$) после компрессора [76]:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b \cdot T_k}, \quad (2.99)$$

где R_b – удельная газовая постоянная воздуха, $R_b = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$.

Анализ полученных результатов показывает, что основное влияние на перетекание воздуха из впускного коллектора в выпускной оказывает период от ВМТ до φ_4 (т. е. момент закрытия выпускного клапана).

Для двигателей с наддувом температуру сжатого воздуха на выходе из компрессора T_k (К) определяют по зависимости [76, 25]:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (2.100)$$

где p_o – давление окружающей среды, МПа;

p_k – давление, создаваемое компрессором, МПа;

n_k – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре, для центробежных нагнетателей с охлаждением воздуха $n_k = 1,4 \dots 1,8$ [76, 25].

Объемный расход воздуха через впускной клапан по формуле (2.63) представлен на рис. 2.21.

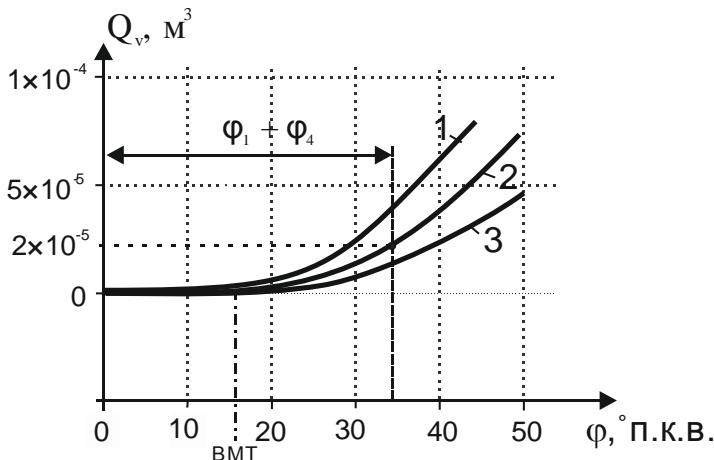


Рис. 2.21. Зависимость объемного расхода воздуха через

впускной клапан от угла поворота коленчатого вала:

1-й режим, $\omega = 209,4 \text{ c}^{-1}$; 2-й режим $\omega = 188,5 \text{ c}^{-1}$; 3-й режим $\omega = 146,6 \text{ c}^{-1}$

Объем воздуха, прошедшего через впускной клапан в момент перекрытия ($\phi_1 + \phi_4$) = 0,5934 рад (34 °п.к.в.) при $l_t / l_{\text{кл}} = 0,7$; $p_k = 158 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $T_k = 380 \text{ K}$, $n_k = 1,6$; $\rho_k = 1,834 \text{ кг/м}^3$, для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 составляет $2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

Длину цилиндра l патрубка с воздухом, используемым в наполнении и продувке цилиндра (при $\omega = 188,5 \text{ c}^{-1}$), определим по формулам (2.68), (2.98) $L_{\text{уст}} \geq 0,040 \text{ м} \leq L_{\text{max}}$ [174, 69]. Таким образом, установлено, что подача газа дизеля 4ЧН 11,0/12,5 должна осуществляться во впускной коллектор не ближе 40 мм от кромки впускного клапана.

2.6. Разработка системы питания дизеля газовым топливом

В результате анализа недостатков существующих систем [9, 10, 12, 21, 32, 33, 34, 67, 70, 98, 124, 110, 152, 187] подачи ГТ и с учетом результатов теоретических исследований, изложенных в предыдущих разделах главы 2, был разработан ряд оригинальных систем подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля для автотракторной техники, защищенных патентами на изобретения и полезные модели Республики Беларусь и Российской Федерации.

Система подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания на переходных режимах (патент Республики Беларусь № 8104) [156].

Система подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания на переходных режимах (рис. 2.22) работает следующим образом.

При работе двигателя на холостых оборотах или с малой нагрузкой суммарное давление наддува во впускном коллекторе 1 и давление пружины 13 в дополнительной полости 16 на поршень 11 превышает давление газов выпускного коллектора 2 и в рабочей полости 14, воздействующее на поршень 9. Поршни 11 и 9 вместе с золотником 7 перемещаются вправо, перекрывая подачу газового топлива через газовый смеситель 5 в турбокомпрессор 4.

При работе двигателя с номинальной нагрузкой давление воздуха во впускном коллекторе 1 превышает давление в выпускном коллекторе 2 и поэтому поршни 9 и 11 вместе с золотником 7 находятся в крайнем правом положении, закрывая поступление газового топлива от источника 21 сжатого (сжиженного) газа через газовый смеситель 5 в турбокомпрессор 4.

При резком увеличении нагрузки на двигатель с холостых оборотов или с режима малых нагрузок рост давления газов в выпускном коллекторе 2 превышает рост задросселированного давления во впускном коллекторе 1, перемещая поршни 11 и 9 вместе с золотником 7 влево и открывая доступ газового топлива от источника 21 сжатого (сжиженного) газа через газовый смеситель 5 в турбокомпрессор 4. Через определенное время давление во впускном коллекторе 1 и усилие от сжатой пружины 13 превышает давление газов в выпускном коллекторе 2, перемещает поршни 11 и 9 с золотником 7 вправо, перекрывая подачу газового топлива через газовый смеситель 5 в турбокомпрессор 4. Продолжительность подачи газового топлива регулируется жиклёром 18 и гайкой 20 с прокладками 19.

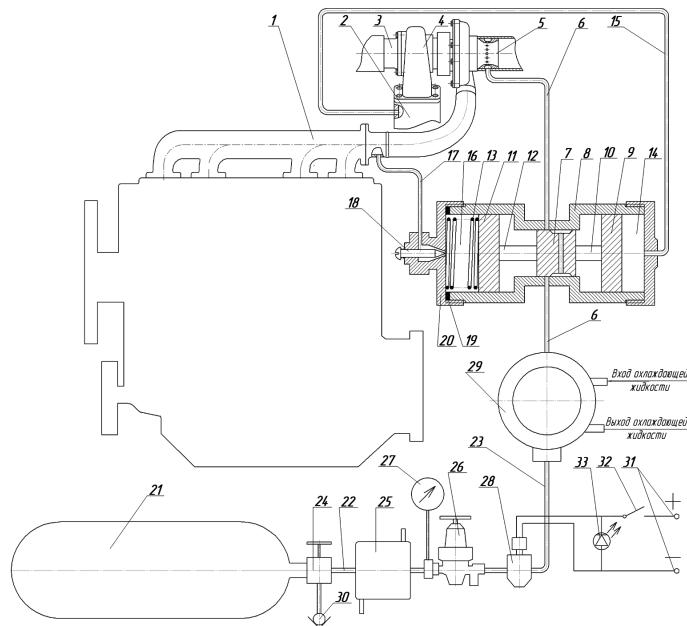


Рис. 2.22. Система подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания на переходных режимах: 1 – выпускной коллектор; 2 – выпускной коллектор; 3 – приемная труба; 4 – турбокомпрессор; 5 – газовый смеситель; 6 – газопровод; 7 – золотник; 8 – корпус; 9 – силовой поршень; 10, 12 – шток; 11 – управляющий поршень; 13 – пружина; 14 – рабочая полость; 15, 17 – трубопровод; 16 – дополнительная полость; 18 – жиклер; 19 – прокладки; 20 – гайка; 21 – источник сжатого (сжиженного) газа; 22, 23 – газопровод; 24 – вентиль; 25 – подогреватель; 26 – газовый редуктор высокого давления; 27 – манометр; 28 – электромагнитный клапан с фильтрующим элементом; 29 – газовый редуктор низкого давления; 30 – заправочное устройство

Подача дополнительного газового топлива через газовый смеситель 5 в турбокомпрессор 4 прекращается также при снижении давления в источнике 3 сжатого (сжиженного) газа ниже давления, регулируемого газовым редуктором высокого давления 26 с манометром 27 и принудительно, электромагнитным клапаном посредством отключения его от источника питания 31 контактом 32 с подтверждением световым индикатором 33, или вентилем 24.

Система подачи газового топлива дизель (патент Республики Беларусь № 8107) [159].

Система подачи газового топлива в дизель, (рис. 2.23) работает следующим образом.

При работе двигателя на холостых оборотах с малой или средней нагрузкой постоянный магнит 28 отдален от чувствительного элемента 29 датчика Холла 11, при этом электронный блок 12 не получает сигнал от датчика Холла 11 и газовая форсунка 7 не осуществляет подачу газового топлива во впускной коллектор 1.

При работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной (зависит от установленного положения датчика Холла 11), или с перегрузкой постоянный магнит 28 приближен к чувствительному элементу 29 датчика Холла 11, при этом электронный блок 12 получает сигнал от датчика Холла 11 и подает управляющие импульсы газовой форсунке 7. Подача газового топлива, составляющая не более 30 %, осуществляет от источника газа 24 через вентиль 23, подогреватель 22, двухступенчатый газовый редуктор 19 и электромагнитный клапана 13 с фильтрующим элементом, во впускной коллектор 1, по газопроводу 21 высокого и пониженного 9 давления.

При длительной работе двигателя с перегрузкой датчик температуры отработавших газов 2 посыпает сигнал электронному блоку 12 о повышении температуры отработавших газов выше допустимой, при этом электронный блок 12 уменьшает длительность управляющих импульсов газовой форсунке 7, что приводит к уменьшению подачи газового топлива во впускной коллектор 1.

При запуске двигателя и прогреве подача газового топлива производиться не будет до тех пор, пока электронный блок 12 получает сигналы от датчика аварийного давления масла 17, температуры отработавших газов 2 и температуры охлаждающей жидкости 18 ниже или выше допустимых.

Подача газового топлива во впускной коллектор 1 прекращается при снижении давления в источнике 24 газа ниже давления, регулируемого двухступенчатым газовым редуктором 19 и принудительно, электромагнитным клапаном 13 с фильтрующим элементом, посредством отключения его от источника питания 15 выключателем 14 с подтверждением светового индикатора 16, или вентилем 23.

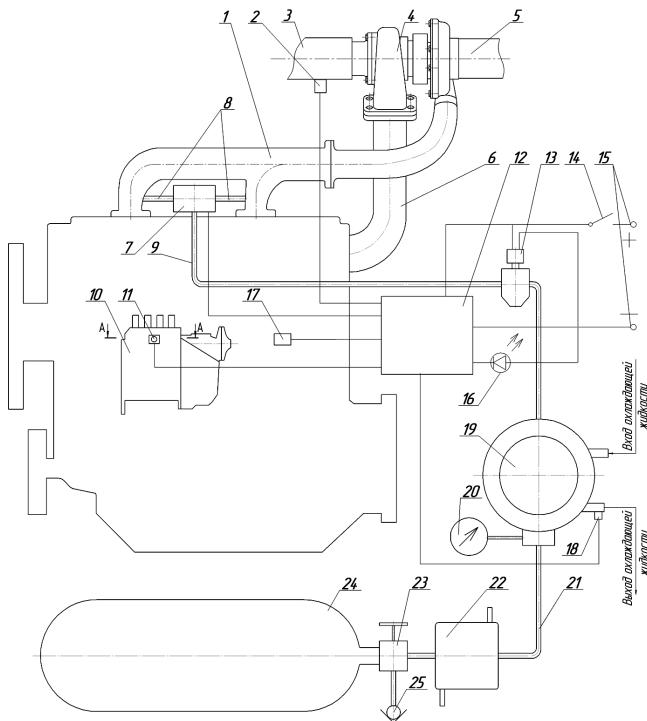


Рис. 2.23. Система подачи газового топлива в дизель:

1 – впускной коллектор; 2 – датчик температуры отработавших газов; 3 – приемная труба глушителя шума; 4 – турбокомпрессор; 5 – подающая труба, соединяющаяся с воздушным фильтром; 6 – выпускной коллектор; 7 – газовая форсунка; 8 – газовый штуцер; 9 – газопровод; 10 – топливный насос; 11 – датчик Холла; 12 – электронный блок управления; 13 – электромагнитный клапан с фильтрующим элементом; 14 – выключатель; 15 – источник питания, 16 – световой индикатор; 17 – датчик аварийного давления масла; 18 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 19 – двухступенчатый газовый редуктор; 20 – манометр; 21 – газопровод; 22 – подогреватель; 23 – вентиль; 24 – источник газа; 25 – заправочное устройство; 26 – плунжеры топливного насоса; 27 – рейка; 28 – постоянный магнит; 29 – чувствительный элемент датчика Холла; 30 – корпус

Система подачи газового топлива дизель (патент Республики Беларусь № 8351) [160].

Система подачи газового топлива в дизель (рис. 2.24) работает следующим образом.

При работе двигателя без нагрузки или малой нагрузкой основной рычаг 28 воздействует на микровыключатель 13, при этом электронный блок 14 не получает сигнал от него и газовая форсунка 7 не осуществляет подачу газового топлива во впускной коллектор 1.

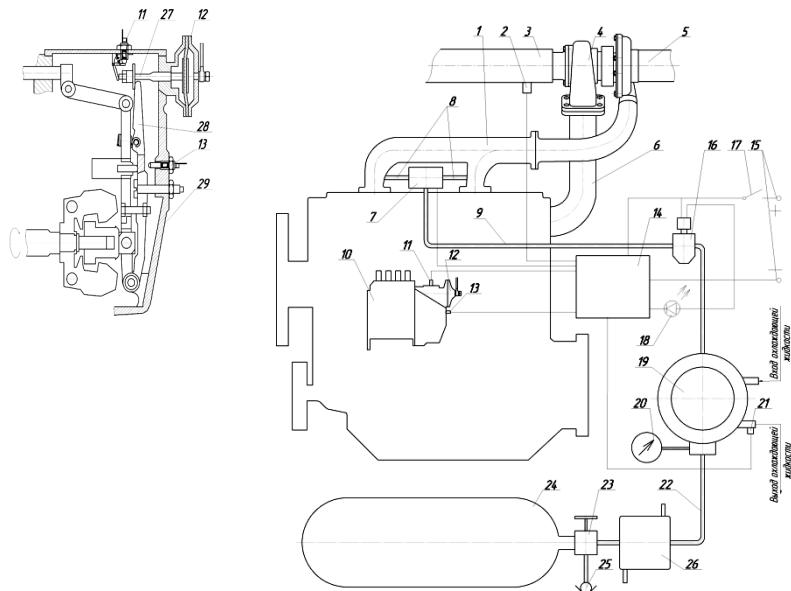


Рис. 2.24. Система подачи газового топлива в дизель: 1 – впускной коллектор; 2 – датчик температуры отработавших газов; 3 – приемная труба глушителя шума; 4 – турбокомпрессор; 5 – подающая труба; 6 – выпускной коллектор; 7 – газовая форсунка; 8 – газовые штуцеры; 9, 22 – газопровод; 10 – топливный насос; 11, 13 – микровыключатель; 12 – пневмокорректор; 14 – электронный блок; 15 – источник питания; 16 – электромагнитный клапан с фильтрующим элементом; 17 – выключатель; 18 – световой индикатор; 19 – двухступенчатый газовый редуктор; 20 – манометр; 21 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 23 – вентиль; 24 – источник газа; 25 – заправочное устройство; 26 – подогреватель; 27 – шток пневмокорректора; 28 – основной рычаг; 29 – корпус топливного насоса

При работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной (зависит от установленного положения микровыключателя 11 и 13), основной рычаг 28 не воздействует на микровыключатель 13, шток пневмокорректора 12 перемещен влево и воздействует на микровыключатель 11, при этом электронный блок 14 получает сигнал от микровыключателя 11.

телей 11 и 13 и подает управляющие импульсы газовой форсунке 7. Подача газового топлива, составляющая не более 30 %, осуществляется от источника газа 24 через вентиль 23, подогреватель 26, двухступенчатый газовый редуктор 19 и электромагнитный клапана 16 с фильтрующим элементом, во впускной коллектор 1, по газопроводу 22 повышенного и пониженного 9 давления.

При длительной работе двигателя с перегрузкой датчик температуры отработавших газов 2 посыпает сигнал электронному блоку 14 о повышении температуры отработавших газов выше допустимой, при этом электронный блок 14 уменьшает длительность управляющих импульсов газовой форсунке 7, что приводит к уменьшению подачи газового топлива во впускной коллектор 1.

При запуске двигателя и прогреве подача газового топлива производиться не будет до тех пор, пока электронный блок 14 получает сигналы от датчиков температуры отработавших газов 2 и температуры охлаждающей жидкости 21 ниже или выше допустимых температур.

Подача газового топлива во впускной коллектор 1 прекращается при снижении давления в источнике 24 газа ниже давления, регулируемого двухступенчатым газовым редуктором 19, и принудительно посредством отключением электронного блока управления 14 и электромагнитного клапана 16 с фильтрующим элементом от источника питания 15 выключателем 17 с подтверждением светового индикатора 18, или вентилем 23.

Система подачи газообразного топлива в дизель (патент Республики Беларусь № 9079) [161].

Система подачи газообразного топлива в дизель (рис. 2.25) работает следующим образом.

При работе двигателя на холостых оборотах и малой нагрузке (по сигналам датчиков Холла 9 и датчика давления наддува 7) электронный блок 14 не подает управляющие сигналы на рампу газовых форсунок 11, и те в свою очередь не осуществляют подачу газообразного топлива во впускной коллектор 1, через газовые штуцеры 8.

При работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной (зависит от давления наддува), или с перегрузкой, магнитное поле постоянного магнита 26 воздействует на чувствительный элемент 30 датчика Холла 9, каждый раз, когда впускной клапан закрыт, при открытии впускного клапана воздействие постоянного магнита 26 на чувствительный элемент 30 исчезает и это служит сигналом для электронного блок 14, который формирует управляющие импульсы на открытие газовых

форсунок рампы 11 в моменты открытия впускных клапанов соответствующих цилиндров.

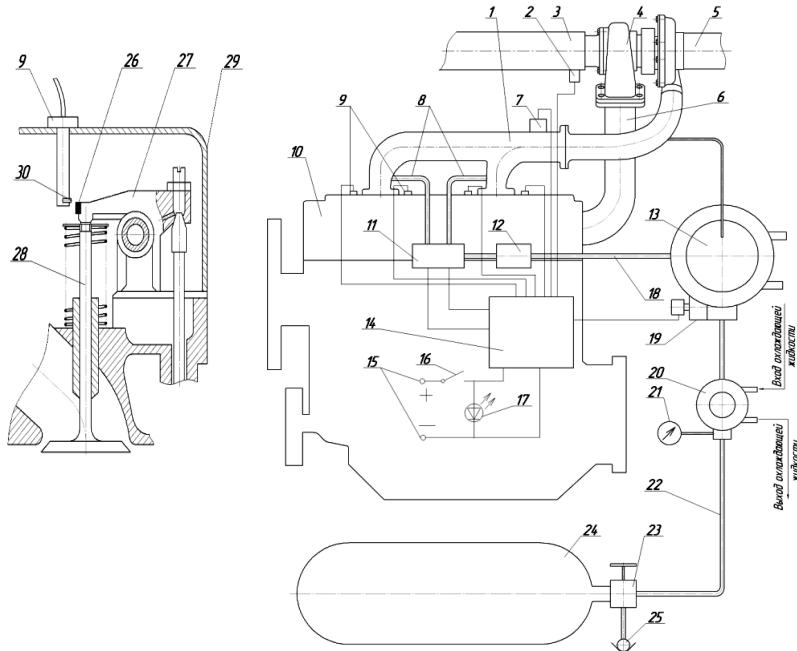


Рис. 2.25. Система подачи газообразного топлива в дизель: 1 – впускной коллектор; 2 – датчик температуры отработавших газов; 3 – приемная труба глушителя шума; 4 – турбокомпрессор; 5 – подающая труба; 6 – выпускной коллектор; 7 – датчик давления наддува; 8 – газовые штуцеры; 9 – датчик Холла; 10 – блок цилиндров; 11 – рампа газовых форсунок; 12 – газовый фильтр; 13 – дифференциальный редуктор низкого давления; 14 – электронный блок управления; 15 – источник питания; 16 – выключатель; 17 – световой индикатор; 18 – газопровод; 19 – электромагнитный клапан; 20 – редукторо высокого давления; 21 – манометр; 22 – газопровод высокого давления; 23 – вентиль; 24 – источник газа; 25 – заправочное устройство; 26 – постоянный магнит; 27 – коромысло; 28 – впускной клапан; 29 – клапанная крышка; 30 – чувствительный элемент датчика Холла

Подача газообразного топлива через рампу газовых форсунок составляет не более 40 % и осуществляется от источника газа 24 через вентиль 23, редуктор высокого давления 20 с манометром 21, электромагнитный клапан 19, дифференциальный редуктор низкого давления 13, газовый фильтр 12, по газопроводу высокого давления 22 и низкого давления 18.

Дифференциальный редуктор низкого давления 13 соединен с впускным коллектором 1 и обеспечивает поддержание давления газообразного топлива на $0,5 \text{ кг/см}^2$ выше давления воздуха во впускном коллекторе 1.

При длительной работе двигателя с перегрузкой датчик температуры отработавших газов 2 посыпает сигнал электронному блоку 14 о повышении температуры отработавших газов выше допустимой, при этом электронный блок 14 уменьшает длительность управляющих импульсов к рампе газовых форсунок 11, что приводит к уменьшению подачи газообразного топлива во впускной коллектор 1.

Подача газообразного топлива во впускной коллектор 1 прекращается при снижении давления в источнике 24 газа ниже давления, регулируемого редуктором высокого давления 20 и принудительно, электромагнитным клапаном 19 с фильтрующим элементом, посредством отключения его от источника питания 15 выключателем 16 с подтверждением светового индикатора 17, или вентилем 23.

Адаптивная система подачи газового топлива в дизель (патент Республики Беларусь № 9959) [1].

Адаптивная система подачи газового топлива в дизель (рис. 2.26) работает следующим образом.

Электронный блок управления при работе двигателя на частотах вращения холостого хода с малой или средней нагрузкой не осуществляет генерацию импульсов на рампу газовых форсунок 7 и подача газового топлива во впускной коллектор не осуществляется.

При работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной, или с перегрузкой, электронный блок управления 17, получая сигналы от датчиков положения педали управления подачей топлива 18, давления газа 11, давления наддува 13, частоты вращения коленчатого вала 20, температуры охлаждающей жидкости 21, осуществляет генерацию импульсов на рампу газовых форсунок 7, при этом осуществляется подача газового топлива во впускной коллектор 1. Подача газового топлива, составляющая не более 50 % от дизельного, осуществляется от источника газа 30 через расходный вентиль 29 по газопроводу 28 через электромагнитный газовый клапан 24 с фильтрующим элементом, газовый двухступенчатый редуктор 22, газопровод 9 с пониженным давлением и газовый фильтр тонкой очистки 10 во впускной коллектор 1.

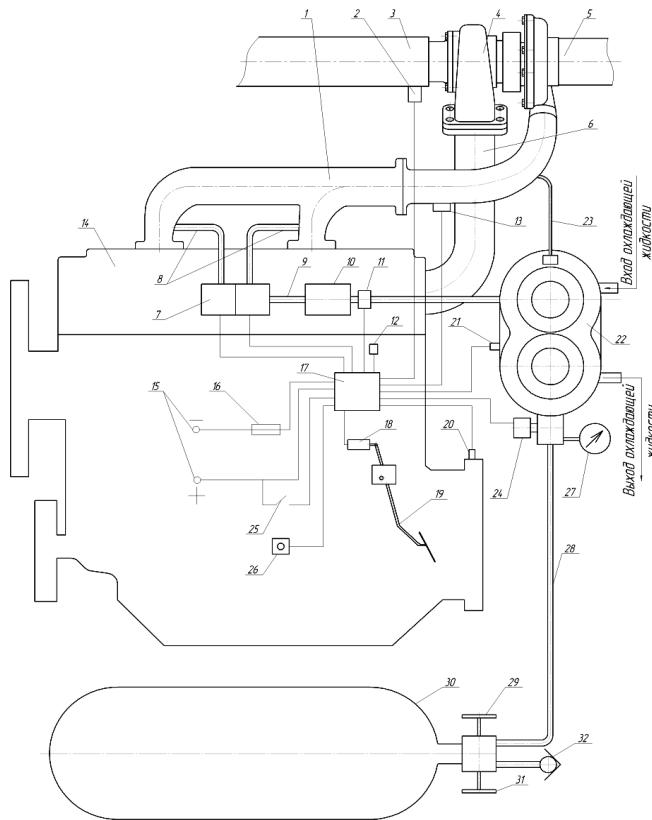


Рис. 2.26. Адаптивная система подачи газового топлива в дизель:

1 – впускной коллектор; 2 – датчик температуры отработавших газов; 3 – приемная труба глушителя шума; 4 – турбокомпрессор; 5 – подающая труба; 6 – выпускной коллектор; 7 – рампа газовых форсунок; 8 – газовый штуцер; 9 – газопровода с пониженным давлением; 10 – газовый фильтр тонкой очистки; 11 – датчик давления газа; 12 – датчик детонации; 13 – датчик давления наддува; 14 – головка блока цилиндров; 15 – источник питания; 16 – предохранитель; 17 – электронный блок управления; 18 – датчик положения педали управления подачей топлива; 19 – педаль управления подачей топлива; 20 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 21 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 22 – дифференциальный двухступенчатый газовый редуктор; 23 – трубка; 24 – электромагнитный газовый клапан с фильтрующим элементом; 25 – включатель газовой системы; 26 – звуко-светового индикатор; 27 – манометр; 28 – газопровод; 29 – расходный вентиль; 30 – источник газа; 31 – наполнительный вентиль; 32 – заправочное устройство

При длительной работе двигателя с перегрузкой датчики температуры отработавших газов 2 и (или) детонации 12 посыпают сигнал электронному блоку управления 17 о повышении температуры отработавших газов выше допустимой и (или) о наличии детонации, при этом электронный блок управления 17 уменьшает длительность управляющих импульсов на рампу газовых форсунок 7, что приводит к уменьшению подачи газового топлива во впускной коллектор 1.

При запуске двигателя и его прогреве подача газового топлива производиться не будет до тех пор, пока электронный блок управления 17 получает сигналы от датчика частоты вращения коленчатого вала 20, температуры охлаждающей жидкости 21 и температуры отработавших газов 2 и температуры охлаждающей жидкости 18 ниже или выше допустимых значений.

Подача газового топлива во впускной коллектор 1 прекращается электронным блоком управления 17 по сигналу датчика давления газа 11, при снижении давления в источнике газа 30 ниже давления, регулируемого дифференциальным двухступенчатым газовым редуктором 22, и принудительно электромагнитным газовым клапаном 24 с фильтрующим элементом, путем отключения его включателем газовой системы 25 с подтверждением звуко-светового индикатора 26 или расходным вентилем 29.

Электронная система впрыска газового топлива в дизель (патент Республики Беларусь № 10060) [193] работает следующим образом (рис. 2.27).

Электронный блок управления при работе двигателя на частотах вращения холостого хода, с малой или средней нагрузкой, не превышающей 50 % от номинальной (определяется датчиками по температуре отработавших газов 2 и частоте вращения коленчатого вала 22), электронный блок не осуществляет генерацию импульсов на рампу газовых форсунок 10 и подача газового топлива во впускной коллектор 1 не осуществляется.

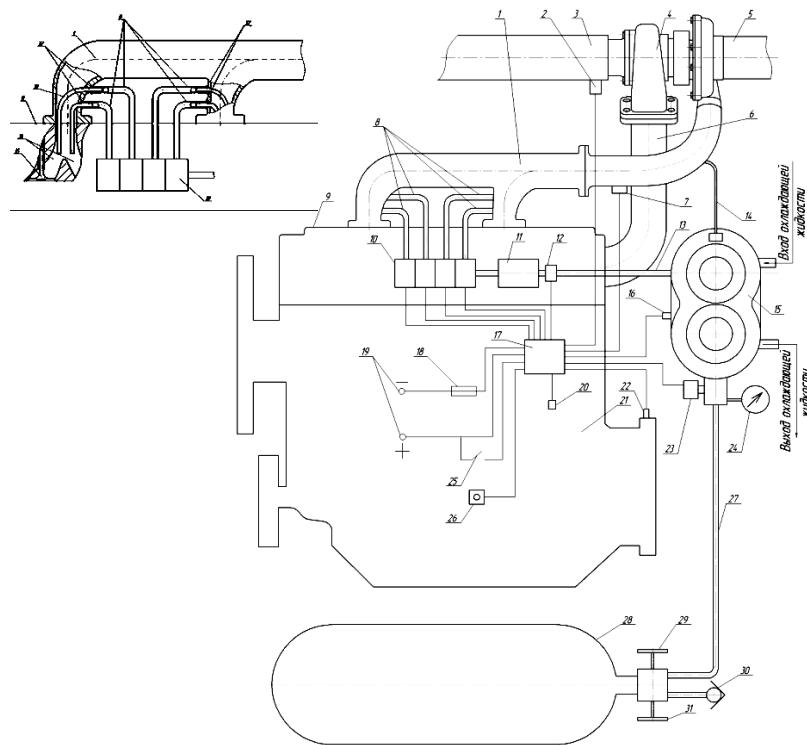


Рис. 2.27. Электронная система впрыска газового топлива в дизель:

1 – впускной коллектор; 2 – датчик температуры отработавших газов; 3 – приемная труба глушителя шума; 4 – турбокомпрессор; 5 – подающая труба; 6 – выпускной коллектор; 7 – датчик давления наддува; 8 – газовый штуцер; 9 – головка блока цилиндров; 10 – рампа газовых форсунок; 11 – фильтр тонкой очистки; 12 – датчик давления газа; 13 – газопровод; 14 – трубка; 15 – дифференциальный двухступенчатый газовый редуктор; 16 – датчик температуры; 17 – электронный блок управления; 18 – предохранитель; 19 – источник питания; 20 – датчик детонации; 21 – блок цилиндров дизеля; 22 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 23 – электромагнитный газовый клапан с фильтрующим элементом; 24 – манометр; 25 – контакты замка зажигания; 26 – включателя газовой системы со звуко-световым индикатором; 27 – газопровод; 28 – источник газа; 29 – расходный вентиль; 30 – заправочное устройство; 31 – наполнительный вентиль; 32 – штуцер; 33 – газовые трубы; 34 – впускные каналы; 35 – впускной клапан

При работе двигателя с нагрузкой более 50 % от номинальной или с перегрузкой, электронный блок управления 17, получая сигналы от датчиков температуры отработавших газов 2, давления газа 12, давления наддува 7, частоты вращения коленчатого вала 22, температуры охлаждающей жидкости 16 и осуществляет генерацию импульсов на рампу газовых форсунок 7, при этом осуществляется подача газового топлива во впускной коллектор 1. Подача газового топлива, составляющая не более 45 % от дизельного, осуществляется от источника газа 28 через расходный вентиль 29 по газопроводу 27 через электромагнитный газовый клапан 23 с фильтрующим элементом, дифференциальный двухступенчатый газовый редуктор 15, газопровод 13 с пониженным давлением и газовый фильтр тонкой очистки 11 к рампе газовых форсунок 10 через газовые штуцеры 8 по газовым трубкам 32, подающим газовое топливо во впускные каналы 34 головки блока цилиндров 9 перед впускными клапанами 35.

При длительной работе двигателя с перегрузкой электронный блок управления 17 определяет превышение допустимых параметров от датчиков температуры отработавших газов 2 и (или) детонации 20 и уменьшает длительность генерируемых импульсов на рампу газовых форсунок 10, что приводит к уменьшению подачи газового топлива во впускной коллектор 1.

При запуске двигателя и его прогреве подача газового топлива производиться не будет до тех пор, пока электронный блок управления 17 получает сигналы от датчиков ниже или выше допустимых параметров.

Подача газового топлива во впускной коллектор 1 прекращается электронным блоком управления 17 по сигналу датчика давления газа 12, при снижении давления в источнике газа 28 ниже давления, регулируемого дифференциальным двухступенчатым газовым редуктором 15, при снижении нагрузки на двигатель ниже 50 % от номинальной, и принудительно электромагнитным газовым клапаном 23 с фильтрующим элементом, путем отключения его контактом замка зажигания 25 (поворотом ключа зажигания), нажатием на выключатель газовой системы 26 со звуко-световым индикатором или расходным вентилем 29.

На рис. 2.28 представлена схема *системы подачи газового топлива в дизель* [158].

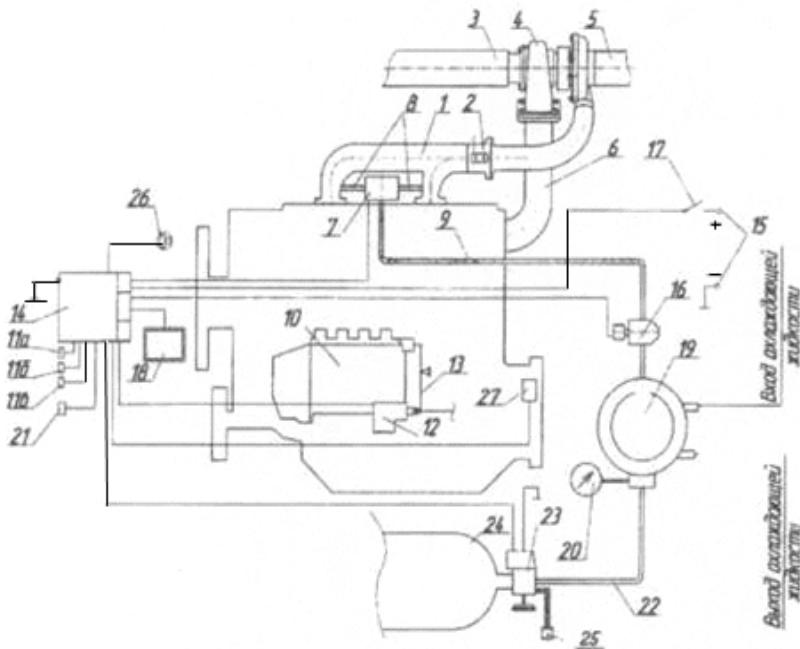


Рис. 2.28. Схема системы подачи газового топлива в дизель:
 1 – впускной коллектор; 2 – датчик массового расхода топлива; 3 – приемная труба глушителя шума; 4 – турбокомпрессор; 5 – подающая труба; 6 – выпускной коллектор;
 7 – газовая форсунка; 8 – газовый штуцер; 9 – газопровод низкого давления;
 10 – топливный насос высокого давления; 12 – электрокорректор; 13 – рычаг;
 14 – электронный блок управления; 15 – источник питания; 16 – электромагнитный клапан;
 17 – выключатель; 18 – сенсорный дисплей; 19 – газовый редуктор;
 20 – манометр; 21 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 22 – газопровод высокого давления; 23 – электромагнитная катушка; 24 – источник газового топлива;
 25 – заправочный клапан

Система подачи газового топлива в дизель работает следующим образом.

При работе двигателя на холостом ходу и частичных нагрузках обороты коленчатого вала, определяемые датчиком положения коленчатого вала 27, будут низкими, а расход воздуха, проходящего через датчик массового расхода воздуха 2 во впускном коллекторе 1, мал (допустимые параметры расхода воздуха и оборотов коленчатого вала

задаются в электронном блоке управления 14), при этом электронный блок управления 14 не получает сигнала от датчика массового расхода воздуха 2 и датчика положения коленчатого вала 27, следовательно, электрокорректор 12 не осуществляет выдвижения штока, также газовая форсунка 7 не осуществляет подачу газового топлива во впускной коллектор 1, на сенсорном дисплее 18 выводятся данные о количестве оборотов коленчатого вала и расходе воздуха.

С увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя расход потребляемого воздуха растет, датчик положения коленчатого вала 27 и датчик массового расхода воздуха 2 посылают сигнал на электронный блок управления 14, который подает сигнал на электрокорректор 12, далее плавно выдвигающийся шток электрокорректора 12 упирается в основной рычаг 13, и при выдвинутом штоке электрокорректора 12 подается сигнал через электронный блок управления 14 и передается на газовую форсунку 7, которая осуществляет подачу газового топлива во впускной коллектор 1. Подача газового топлива составляет 80...85 %, осуществляется от источника газового топлива 24 через вентиль с электромагнитной катушкой 23, двухступенчатый газовый редуктор 19 и электромагнитный клапан 16 с фильтрующим элементом во впускной коллектор 1 по газопроводу 22 высокого и низкого 9 давления.

При достижении предельной частоты вращения коленчатого вала двигателя в газодизельном режиме расход воздуха и обороты коленчатого вала становятся выше допустимого, тогда датчик положения коленчатого вала 27 и датчик массового расхода воздуха 2 подают сигнал на электронный блок управления 14, который посыает сигнал на электрокорректор 12 и газовую форсунку 7, что и выводит их из работы, и двигатель переходит в дизельный режим. Таким образом, обеспечивается защита двигателя от перегрузки.

При запуске двигателя и прогреве подача газового топлива не производится, пока на электронный блок управления 14 не поступит сигнал от датчика температуры охлаждающей жидкости 21, сигнал начнет поступать только когда двигатель прогреется до 70 °C.

Система впрыска газового топлива в двигатель внутреннего сгорания типа дизель [155].

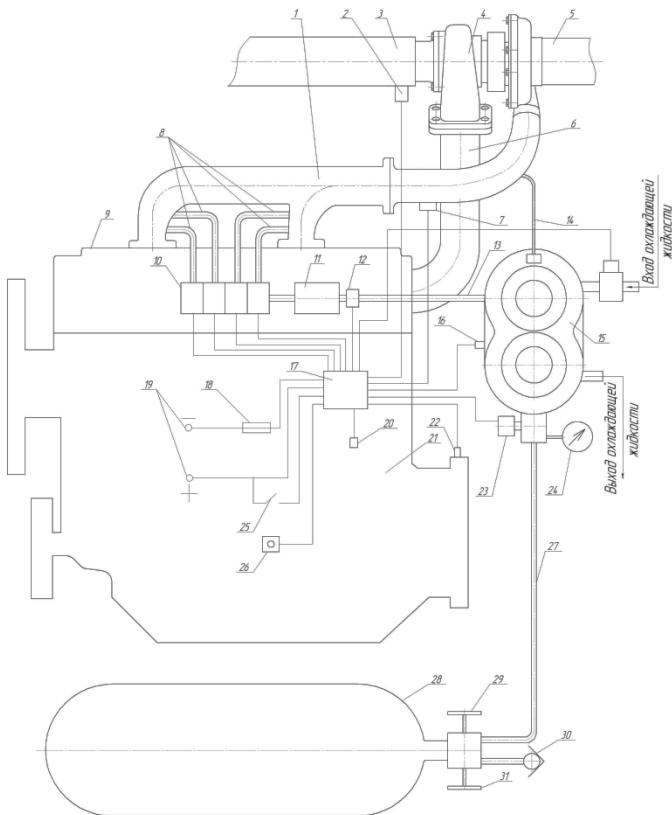


Рис. 2.29. Система впрыска газового топлива в двигатель внутреннего сгорания:
 1 – впускной коллектор; 2 – датчик температуры отработавших газов; 3 – приемная труба глушителя шума двигателя; 4 – турбокомпрессор; 5 – подающая труба, соединяющаяся с воздушным фильтром; 6 – выпускной коллектор; 7 – датчик давления наддува; 8 – газовый штуцер; 9 – блок цилиндров; 10 – рампа газовых форсунок; 11 – газовый фильтр тонкой очистки; 12 – датчик давления газа; 13 – газопровод; 14 – трубка; 15 – дифференциальный двухступенчатый газовый редуктор; 16 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 17 – электронный блок управления; 18 – предохранитель; 19 – источник питания; 20 – датчик детонации; 21 – блок цилиндров; 22 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 23 – электромагнитный газовый клапан; 24 – манометр; 25 – контакт замка зажигания; 26 – включатель газовой системы со звуко-световым индикатором; 27 – газопровод; 28 – резервуар газа; 29 – расходный вентиль; 30 – заправочное устройство; 31 – наполнительный вентиль

На рис. 2.30 представлен фрагмент головки блока цилиндров 9 с впускным коллектором 1, газовыми штуцерами 32, соединяющими рампу газовых форсунок 10 с газовыми трубками 33, подающими газовое топливо во впускные каналы 34 головки блока цилиндров 9 перед впускными клапанами 35.

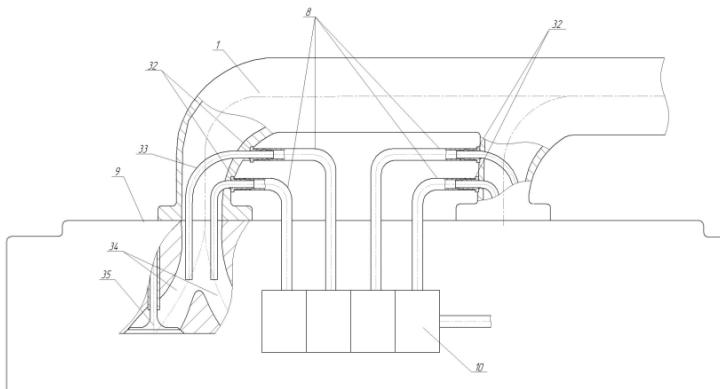


Рис. 2.30. Фрагмент головки блока цилиндров:
1 – впускной коллектор; 9 – блок цилиндров; 10 – рампа газовых форсунок;
33 – газовые трубы; 34 – впускные каналы; 35 – впускные клапаны

Система впрыска газового топлива в двигатель внутреннего сгорания работает следующим образом.

Электронный блок управления при работе двигателя на частотах вращения холостого хода, с малой или средней нагрузкой, не превышающей 50 % от номинальной (определяется датчиками по температуре отработавших газов 2 и частоте вращения коленчатого вала 22), электронный блок не осуществляет генерацию импульсов на рампу газовых форсунок 10 и подача газового топлива во впускной коллектор 1 не осуществляется.

При работе двигателя с нагрузкой более 50 % от номинальной или с перегрузкой электронный блок управления 17 получает сигналы от датчиков температуры отработавших газов 2, давления газа 12, давления наддува 7, частоты вращения коленчатого вала 22, температуры охлаждающей жидкости газового редуктора 16 и осуществляет генерацию импульсов на рампу газовых форсунок 7, при этом осуществляется подача газового топлива во впускной коллектор 1. Подача газового топлива, составляющая не более 45 % от дизельного, осуществляется

ся из резервуара газа 28 через расходный вентиль 29 по газопроводу 27 через электромагнитный газовый клапан 23 с фильтрующим элементом, дифференциальный двухступенчатый газовый редуктор 15, газопровод 13 с пониженным давлением и газовый фильтр тонкой очистки 11 к рампе газовых форсунок 10, через газовые штуцеры 32 по газовым трубкам 33 во впускные каналы 34 головки блока цилиндров 9 перед впускными клапанами 35.

При длительной работе двигателя с перегрузкой электронный блок управления 17 определяет превышение допустимых параметров от датчиков температуры отработавших газов 2 и (или) детонации 20 и уменьшает длительность генерируемых импульсов на рампу газовых форсунок 10, что приводит к уменьшению подачи газового топлива во впускной коллектор 1.

При запуске двигателя и его прогреве подача газового топлива производиться не будет до тех пор, пока электронный блок управления 17 получает сигналы от датчиков ниже или выше допустимых параметров.

Подача газового топлива во впускной коллектор 1 прекращается электронным блоком управления 17 по сигналу датчика давления газа 12, при снижении давления в резервуаре газа 28 ниже давления, регулируемого дифференциальным двухступенчатым газовым редуктором 15, при снижении нагрузки на двигатель ниже 50 % от номинальной и принудительно электромагнитным газовым клапаном 23 с фильтрующим элементом путем отключения его контактом замка зажигания 25 (поворотом ключа зажигания), нажатием на включатель газовой системы 26 со звуко-световым индикатором или расходным вентилем 29.

Использование системы впрыска газового топлива в двигатель внутреннего сгорания позволяет снизить токсичность отработавших газов дизеля с наддувом на режимах от 50 % номинального до номинального режима работы дизеля и (или) при перегрузке за счет интенсификации процессов выгорания сажевых частиц в цилиндре дизеля при точном и оптимальном дозировании газового топлива.

Наиболее точно подача газового топлива может быть реализована электронной системой подачи газового топлива в двигатель с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха с использованием индивидуальных форсунок (рис. 2.31), (патент РФ № 2633337 [193]).

Для повышения эффективности и равномерности подачи газа решено использовать газовую систему питания с четырьмя форсунками

и удлинителями, обеспечивающие подачу газового топлива во впускной коллектор для каждого цилиндра индивидуально. Управление форсунками следует осуществлять программируемым электронным блоком, получающим информацию от датчиков, установленных на двигателе.

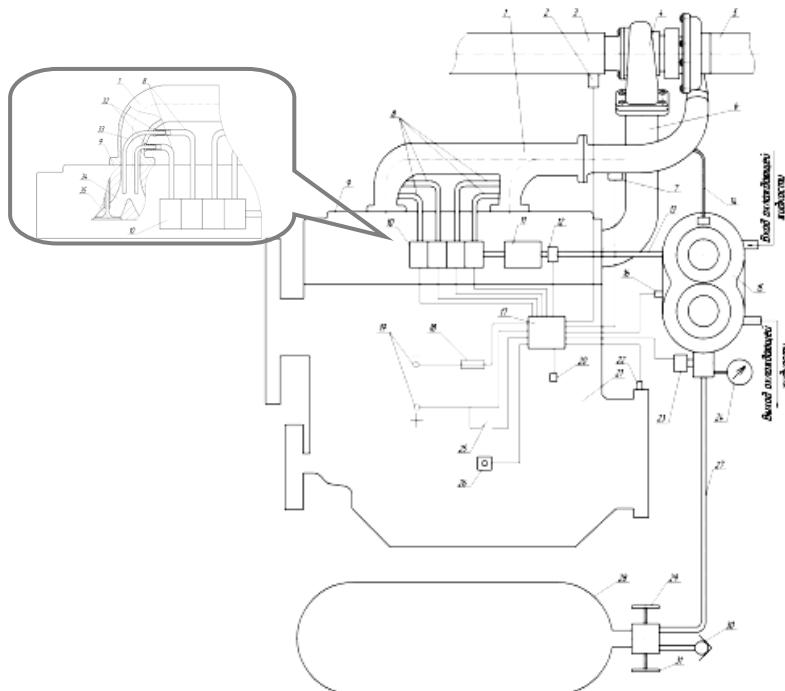


Рис. 2.31. Электронная система впрыска газового топлива в дизель:

- 1 – впускной коллектор;
- 2 – датчик температуры отработавших газов;
- 3 – приемная труба глушителя шума;
- 4 – турбокомпрессор;
- 5 – подающая труба;
- 6 – выпускной коллектор;
- 7 – датчик давления наддува;
- 8 – газовый штуцер;
- 9 – головка блока цилиндров;
- 10 – рампа газовых форсунок;
- 11 – фильтр тонкой очистки;
- 12 – датчик давления газа;
- 13 – газопровод;
- 14 – трубка;
- 15 – дифференциальный двухступенчатый газовый редуктор;
- 16 – датчик температуры;
- 17 – электронный блок управления;
- 18 – предохранитель;
- 19 – источник питания;
- 20 – датчик детонации;
- 21 – блок цилиндров дизеля;
- 22 – датчик частоты вращения коленчатого вала;
- 23 – электромагнитный газовый клапан с фильтрующим элементом;
- 24 – манометр;
- 25 – контакты замка зажигания;
- 26 – включатель газовой системы со звуко-световым индикатором;
- 27 – газопровод;
- 28 – источник газа;
- 29 – расходный вентиль;
- 30 – заправочное устройство;
- 31 – наполнительный вентиль;
- 32 – штуцер;
- 33 – газовые трубы;
- 34 – впускной канал;
- 35 – впускной клапан

Подача газового топлива осуществляется от источника газа 28 через расходный вентиль 29 по газопроводу 27 через электромагнитный газовый клапан 23 с фильтрующим элементом, дифференциальный двухступенчатый газовый редуктор 15, газопровод 13 с пониженным давлением и газовый фильтр тонкой очистки 11 к рампе газовых форсунок 10 через газовые штуцеры 8 по газовым трубкам 32, подающим газовое топливо во впускные каналы 34, головки блока цилиндров 9 перед впускными клапанами 35.

При длительной работе двигателя с перегрузкой электронный блок управления 17 определяет превышение допустимых параметров от датчиков температуры отработавших газов 2 и (или) детонации 20 и уменьшает длительность генерируемых импульсов на рампу газовых форсунок 10, что приводит к уменьшению подачи газового топлива во впускной коллектор 1.

При запуске двигателя и его прогреве подача газового топлива производиться не будет до тех пор, пока электронный блок управления 17 получает сигналы от датчиков ниже или выше допустимых параметров.

Подача газового топлива во впускной коллектор 1 прекращается электронным блоком управления 17 по сигналу датчика давления газа 12 при снижении давления в источнике газа 28 ниже давления, регулируемого дифференциальным двухступенчатым газовым редуктором 15, при снижении нагрузки на двигатель ниже 50 % от номинальной и принудительно электромагнитным газовым клапаном 23 с фильтрующим элементом, путем отключения его контактом замка зажигания 25 (поворотом ключа зажигания), нажатием на включатель газовой системы 26 со звуко-световым индикатором или расходным вентилем 29.

2.7. Выводы по главе 2

1. Теоретически обоснован оптимальный способ подачи газового топлива в дизель 4ЧН 11,0/12,5. Установлено, что наиболее целесообразным является циклический распределенный впрыск газового топлива во впускной коллектор дизеля, согласованный или несогласованный с открытием впускного клапана.

2. Теоретически обоснован наилучший состав смеси для работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с добавкой СУГ. Расчеты показывают, что коэффициент избытка воздуха, равный $\alpha = 1,3 \dots 1,7$, обеспечивает наилучшие экологические и эффективные показатели при работе дизеля с добавкой СУГ.

3. В результате проделанных расчетов получены зависимости для определения удельного эффективного расхода топлива (g_e), твердых частиц (PM), оксидов азота (NO_x) и суммарной эмиссии (SE) для дизеля на номинальном режиме в зависимости от угла опережения впрыска топлива.

Получены регрессионные зависимости по определению крутящего момента, удельного эффективного расхода топлива, максимального давление в цилиндре, жесткости рабочего процесса, содержанию твердых частиц, оксидов азота и суммарной эмиссии твердых частиц и оксидов азота в ОГ, от количества подаваемого СУГ для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на номинальном режиме.

Получена зависимость изменения угла опережения впрыска ДТ с добавкой 0...30 % СУГ для дизеля (Д-245.5S2) на номинальном режиме.

Работа дизеля с добавкой СУГ с содержанием до 30 % позволяет снизить суммарную эмиссию твердых частиц и оксидов азота в ОГ дизеля на 20,2 %, при сохранении основных эффективных показателей работы на уровне серийного дизеля, работающего на ДТ.

4. Разработана теоретическая модель процесса движения воздуха во впускном коллекторе дизеля. Теоретически обосновано оптимальное положение точки впрыска газового топлива во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на расстоянии не менее 0,040 м от кромки впускного клапана.

5. Определен и проанализирован момент перекрытия клапанов дизеля, равный 34° . Рассмотрены параметры, позволяющие судить о пропускной способности клапанов, высота подъема их в момент перекрытия не превышает 2,5 мм, величина «время – сечение» в момент перекрытия клапанов составляет $0,14374 \text{ mm}^2 \cdot \text{с}$.

Установлено место (впрыска) подачи газового топлива, исключающее попадание его в выпускной коллектор дизеля в момент продувки и соседние цилиндры. Получены зависимости, позволяющие определить расстояние от кромки впускного клапана до места впрыска, длину газового факела, объемный расход воздуха через клапанную щель выпускного клапана. Определено, что подача газа дизеля 4ЧН 11,0/12,5 должна осуществляться во впускной коллектор не ближе 40 мм от кромки выпускного клапана.

6. Для повышения эффективности и равномерности подачи газа разработана электронная система впрыска газового топлива для дизеля, оснащенная форсунками и удлинителями, обеспечивающими подачу газового топлива во впускной коллектор перед впускными клапанами для каждого цилиндра индивидуально.

3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1. Объект исследования

Объектом исследования является дизель Д-245.5С2 (4ЧН 11,0/12,5) (рис. 3.1) производства ОАО «УКХ «Минский моторный завод» номинальной мощностью 70 кВт, оснащенный турбонаддувом с охладителем наддувочного воздуха.



Рис. 3.1. Дизель Д-245.5С2 (4ЧН 11,0/12,5)

Основные параметры объекта исследования представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Основные параметры объекта исследования [151]

Наименование параметра	Единица измерения	Значение
1	2	3
Тип дизеля		4-тактный с наддувом и ОНВ
Число цилиндров	шт.	4
Рабочий объем цилиндров	л	4,75
Порядок работы цилиндров		1-3-4-2
Диаметр цилиндра	мм	110
Ход поршня	мм	125
Степень сжатия (расчетная)		17

1	2	3
Номинальная мощность	кВт	70 ± 2
Номинальная частота вращения	мин ⁻¹	1800
Максимальный крутящий момент, нетто	Н · м	464
Частота вращения при максимальном крутящем моменте	мин ⁻¹	1400
Число клапанов на цилиндр	шт.	2
Турбокомпрессор		C14 101 01
Топливный насос высокого давления		773.40 02
Давление начала врьска форсунки	МПа	$24,5^{+1,2}$

3.2. Экспериментальная установка для проведения стендовых испытаний

Схема и общий вид разработанной экспериментальной установки, размещенной на тормозном стенде с системой подачи газового топлива, представлена на рис. 3.2 и 3.3.

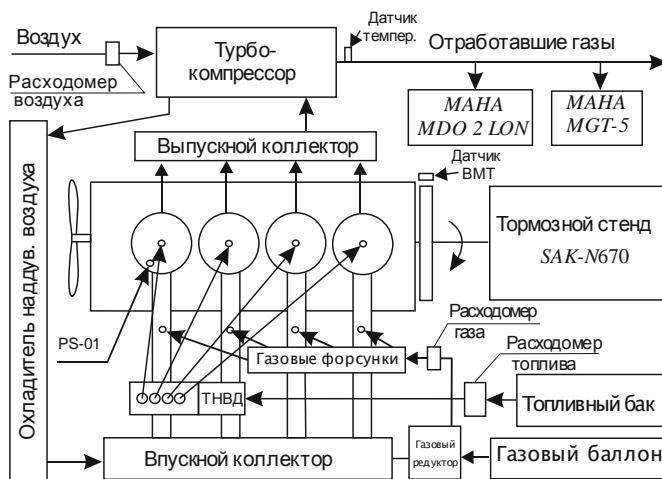


Рис. 3.2. Схема экспериментальной установки

Для изучения влияния подачи газового топлива на экологические и технико-экономические показатели работы экспериментальной уста-

новки проведены лабораторные исследования на электротормозном стенде *SAK-N670* (Германия) с балансирной маятниковой машиной *RAPIDO* (рис. 3.3), согласно Правилам ЕЭК ООН № 96 и ГОСТу 18509-88 [55, 58].



Рис. 3.3. Электротормозной стенд *SAK-N670* с балансирной маятниковой машиной *RAPIDO* (Германия):
1 – электрический двигатель; 2 – весовой механизм

Управление рабочим процессом осуществлялось с пульта управления экспериментальной установкой, представленной на рис. 3.4.



Рис. 3.4. Пульт управления экспериментальной установкой для испытания двигателей внутреннего сгорания

Объект исследования (дизель Д-245.5С2) с серийным номером № 233534 производства ОАО «УКХ «Минский моторный завод», установленный на стенде до монтажа газовой системы питания представлен на рис. 3.5.



Рис. 3.5. Экспериментальная установка для проведения стендовых испытаний

Экспериментальная установка располагается на кафедре тракторов, автомобилей и машин для природообустройства УО БГСХА, в аккредитованной научно-исследовательской лаборатории испытания двигателей внутреннего сгорания и топлив (прил. А).

Для выполнения экспериментальных исследований в состав лабораторной установки вошли приборы, прошедшие государственную поверку, перечень которых представлен в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Приборы и оборудование, входящие в состав экспериментальной установки

Измеряемый параметр	Марка прибора	Единица измерения	Класс точности (погрешность)
1	2	3	4
Крутящий момент	<i>RAPIDO</i>	$\text{Н} \cdot \text{м}$	0,5 %
Частота вращения коленчатого вала	ТЭСА	мин^{-1}	0,2 %
Дымность ОГ	<i>MDO 2 LON</i>	%	$\pm 1,5 \%$
Расход топлива	АИР-50	$\text{кг}/\text{ч}$	$\pm 0,5\%$

Окончание табл. 3.2

1	2	3	4
Расход воздуха	ДК	кг/ч	±0,04 %
Токсичность ОГ	MGT 5	CO, O ₂	±3 %
		CO ₂	±4 %
		C _n H _m	±5 %
		NO _x	±3 %
Температура ОГ	КСП-4	°C	±0,25%
Температура охлаждающей жидкости и масла	TC-100	°C	±6 %
Давление масла	МП-160	МПа	±1,5 %
Давление в цилиндре	PS-01	кПа	±3 %

Измерение токсичности и дымности ОГ проводилось при помощи газоанализатора и дымомера (рис. 3.6 и 3.7) с соблюдением требований ГОСТа [55] и инструкций к приборам [4, 58].



Рис. 3.6. Дымометр MAHA MDO2 LON с пультом управления:
а – дымометр MAHA MDO2 LON (Германия); б – пульт управления

Расход воздуха проводился с помощью измерительной диафрагмы ДК и U-образного водяного манометра.

Расход газа измерялся с помощью трубки Пито и U-образного манометра.



Рис. 3.7. Газоанализатор *MAHA MGT-5* (Германия)

Расход топлива измерялся массовым способом с помощью электронного расходомера топлива АИР-50 с весовым устройством (рис. 3.8).



Рис. 3.8. Электронный расходомер топлива АИР-50 с весовым устройством:
 а – пульт управления электронным расходомером топлива;
 б – весовое устройство расходомера топлива

Перед проведением стендовых экспериментальных исследований производилось техническое обслуживание двигателя и регулировка топливной аппаратуры, тарировался весовой механизм «RAPIDO» балансирной машины.

Проверка и регулировка форсунок производились согласно руководству по эксплуатации [151] на стенде ДД-2110 и заключались в регулировке давления начала подъема иглы (24,6 МПа), проверке качества (мелкодисперсности) и четкости распыла топлива.

Проверка ТНВД производилась согласно руководству по эксплуатации [151] на стенде КИ-15711-01 и заключалась в регулировке угла начала и чередования впрыска топлива, частоте начала действия регулятора, номинальной цикловой подачи топлива и равномерности подачи топлива по секциям.

Проводимыми испытаниями предусматривалось сравнение эффективных и экологических показателей дизеля при работе на ДТ и добавке СУГ.

Для этого силовая экспериментальная установка дополнительно укомплектовывалась газовой системой питания (рис. 3.9) согласно патенту [193], состоящей из газового баллона, редуктора, рампы форсунок, блока управления, пульта управления и датчиков. Подача ДТ осуществлялась штатной системой топливоподачи.

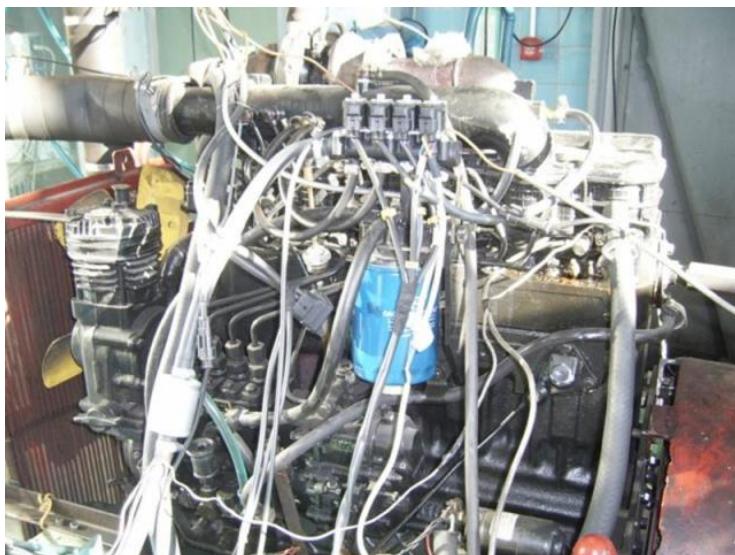


Рис. 3.9. Экспериментальная установка оснащенная газовой системой питания

Для поддержания необходимого давления в газовой магистрали применялся дифференциальный газовый редуктор *Landi Ranzo IG1* с электромагнитным клапаном (рис. 3.10) и обеспечивает давление газа на 200 кПа выше, чем во впускном коллекторе двигателя.



Рис. 3.10. Газовый редуктор *Landi Ranzo IG1* (Италия)

Хранение запаса газа осуществлялось в газовом баллоне АГ-30/1 производства Новогрудского завода газовой аппаратуры с полезной вместительностью газа 24 л (рис. 3.11).



Рис. 3.11. Вид газового баллона АГ-30/1, применявшегося на испытаниях

Впрыск газа осуществлялся газовыми форсунками *Valtek Type 30* для каждого цилиндра во впускной коллектор через удлинители (рис. 3.12).

Управление и регулирование подачи ГТ осуществлялось путем изменения времени открытия газовых форсунок через программу *OSCAR-N diesel*, установленную на ПК, который соединен с блоком управления газовой системы питания (рис. 3.13). Связь блока управления с ПК осуществлялась при помощи *USB* адаптера с гальванической развязкой.

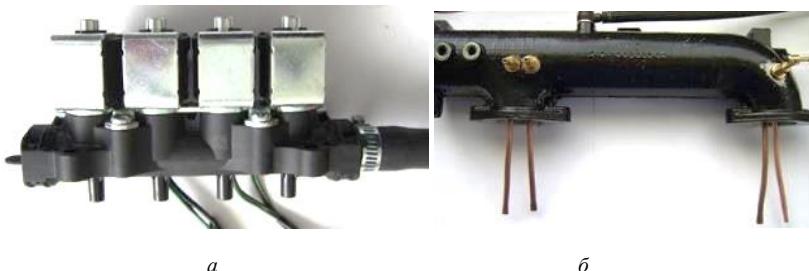


Рис. 3.12. Газовые форсунки и впускной коллектор с удлинителями:
а – газовые форсунки *Valtek Type 30*; б – впускной коллектор с удлинителями

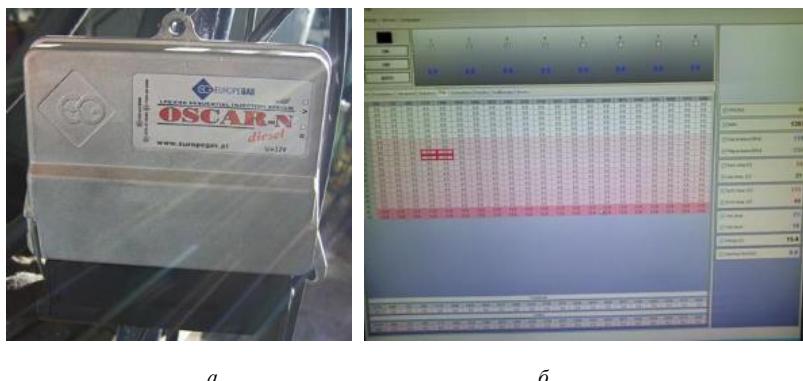


Рис. 3.13. Блок управления и программное обеспечение:
а – Блок управления *OSKAR-N*; б – программное обеспечение

Для проведения индицирования на маховике дизеля установлен отмечник ВМТ, а на защитном кожухе маховика размещен датчик ВМТ, соединенный с аналого-цифровым преобразователем *NATIONAL INSTRUMENTS cDAQ-9178* (рис. 3.14).

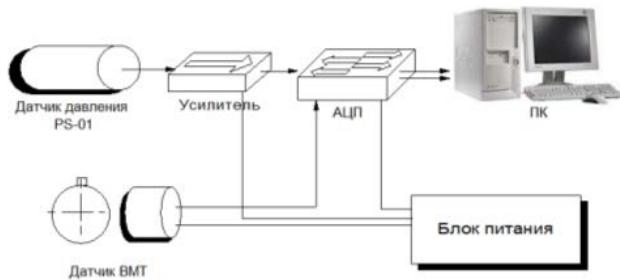


Рис. 3.14. Схема подключения приборов для индицирования двигателя

Датчик ВМТ (Холла), определяющий положение коленчатого вала, позволяет точно определить положение поршня первого цилиндра в ВМТ. Пьезокварцевый датчик динамического давления *PS-01* монтировался в специальный адаптер (рис. 3.15), который устанавливался в головку блока цилиндров дизеля вместо свечи накаливания первого цилиндра [115].

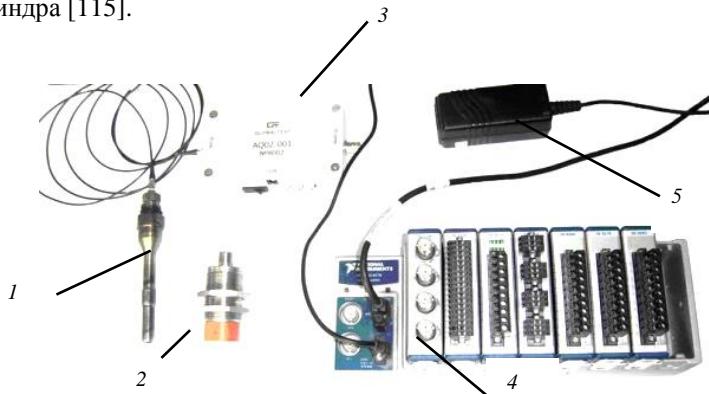


Рис. 3.15. Приборы для проведения индицирования дизельного двигателя:
 1 – пьезокварцевый датчик давления *PS-01* с адаптером; 2 – датчик ВМТ (Холла);
 3 – усилитель сигнала; 4 – аналогово-цифровой преобразователь *NI cDAQ-9178*;
 5 – блок питания

Погрешность измерения давления в цилиндре дизеля в диапазоне измеряемых величин 0,1...25 МПа составляет $\pm 3\%$.

3.3. Экспериментальная установка для проведения натурных испытаний

Экспериментальная установка для проведения натурных испытаний создавалась на базе трактора «Беларус-922», на который монтировалась разработанная система подачи газа (рис. 3.16, 3.17). Для выполнения исследований в состав экспериментальной установки вошли приборы, представленные на рис. 3.18–3.20 и в табл. 3.3.

Электрическое питание приборов осуществлялось от генераторной установки трактора посредством инвертора мощностью 1500 Вт или непосредственно от бортовой сети.



Рис. 3.16. Трактор «Беларус-922» с системой подачи газа:
1 – газовый баллон; 2 – выносное заправочное устройство;
3 – газовый редуктор; 4 – датчик температуры отработавших газов

Таблица 3.3. Приборы и оборудование, входящие в состав экспериментальной установки

Измеряемый параметр	Наименование прибора или оборудования	Марка прибора	Класс точности (погрешность)
Дымность ОГ	Дымомер	<i>MDO 2 LON</i>	±1,5 %
Токсичность ОГ	Газоанализатор	<i>MGT 5</i>	±3...5 %
Частота вращения коленчатого вала	Тахометр	<i>AVL DISpeed 492</i>	±0,02 %
Расход топлива	Объемный датчик расхода дизельного топлива	ДРТ-5 с терминалом СКРТ 31	±1 %
Тяговое сопротивление	Динамометрическая автосцепка [56]	<i>Spider 8</i>	±2 %



Рис. 3.17. Элементы газовой системы питания, смонтированной на колесном тракторе «Беларус-922»:
1 – газовый редуктор; 2 – патрубки системы подогрева редуктора; 3 – газовый штуцер;

4 – рампа газовых форсунок; 5 – впускной коллектор

Для измерения расхода дизельного топлива использовался расходомер ДРТ-5 с терминалом терминал СКРТ 31 (рис. 3.18).



a

б

Рис. 3.18. Расходомер дизельного топлива:

a – терминал СКРТ 31 расходомера топлива; *б* – расходомер ДРТ-5;
1 – входной штуцер подачи ДТ; 2 – выходной штуцер подачи ДТ;
3 – выносной пульт управления газовой системой питания

Для измерения тягового сопротивления орудия использовалась динамометрическая автосцепка с измерительным усилителем Spider 8 (рис. 3.19), подсоединенным к ноутбуку со специализированным программным обеспечением.

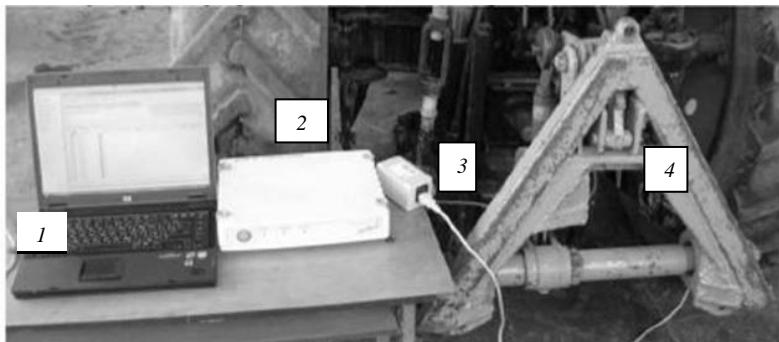


Рис. 3.19. Оборудование для измерения тягового сопротивления орудия, смонтированное на тракторе «Беларус-922»:
1 – ноутбук с программным обеспечением; 2 – измерительный усилитель Spider 8;

3 – аналогово-цифровой преобразователь; 4 – динамометрическая автосцепка

Для измерения экологических показателей двигателя трактора использовался дымомер *MDO 2 LON* и газоанализатор *MGT 5*, подключенные к ноутбуку (рис. 3.20).



Рис. 3.20. Приборы для замера экологических показателей, смонтированные на тракторе «Беларус-922»:

1 – дымомер *MDO 2 LON*; 2 – газоанализатор *MGT 5*; 3 – топливозаправочная горловина трактора «Беларус-922»; 4 – пульт управления дымомером;
5 – ноутбук с программным обеспечением

Заправка газового баллона осуществлялась сжиженным автомобильным газом (рис. 3.21) марки ПБА [141] на газозаправочной станции (АГЗС).



Рис. 3.21. Заправка газом трактора «Беларус-922» на АГЗС (г. Горки)

Смонтированное оборудование и приборы были надежно закреплены и не мешали оператору.

3.4. Общая методика исследований

В основу методики исследований по улучшению эффективных и экологических показателей автотракторного дизеля с добавкой СУГ положен метод сравнения. Решение поставленных задач проводилось в пять этапов.

На первом этапе проводился анализ и теоретическое обоснование способа подачи газового топлива в дизель с наддувом. Осуществлялся расчет состава смеси для работы дизеля с добавкой СУГ. Разрабатывалась теоретическая модель процесса движения воздуха во впускном коллекторе дизеля 4ЧН 11,0/12,5.

Расчетным путем определялось влияние применения СУГ на регулировки, рабочий процесс и тепловыделение тракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5.

На втором этапе осуществлялся расчет координат оптимальной точки подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 и разрабатывались системы питания дизеля газовым топливом [156, 157, 158].

На третьем этапе исследований проводилось исследование параметров рабочего процесса дизелей путем индицирования, анализа эффективных и экологических показателей на основных режимах при работе на ДТ с добавкой СУГ.

На четвертом этапе исследовалось изменение параметров рабочего процесса, эффективных и экологических показателей дизелей на ос-

новных скоростных и нагрузочных режимах при работе на ДТ и ДТ с добавкой СУГ. При этом изменялись параметры подачи СУГ во впускной коллектор дизеля.

На пятом этапе проводились эксплуатационные испытания МТА «Беларус-922» с плугом ПЛН-3-35 и агрегатом комбинированным широкозахватным АКШ-3,6-01 при работе на ДТ и ДТ с добавкой СУГ. Топливная система трактора была дополнительно укомплектована системой подачи газового топлива во впускной коллектор. На трактор устанавливался газовый баллон с заправочным устройством, редуктор и электронной блок управления с коммутационной и измерительной аппаратурой. Для измерения тягового усилия трактора использовалась динамометрическая автосцепка с многоканальным измерительным усилителем *Spider 8*, подключенным к ноутбуку с установленным специализированным программным обеспечением.

В исследованиях использовалось дизельное топливо летнее марки ДТ-Л-К5, (СТБ 1658-2012) (табл. 3.4), сжиженный углеводородный газ марки ПБА ГОСТ 27578-87, (табл. 3.5), масло моторное «Лукойл Авангард» SAE 10W-40 CF-4 СТО 00044434-026-2013 и другие технические жидкости в соответствии с требованиями завода-изготовителя [151, 149].

Таблица 3.4. Основные показатели дизельного топлива ДТ-Л-К5

№ п/п	Наименование показателей	Норма по СТБ 1658-2012	Фактическое значение	Метод испытаний
1	Цетановое число	Не менее 51	51,2	ГОСТ 3122
2	Цетановый индекс	Не менее 46,0	53,1	ЕН ИСО 4264
3	Плотность при 15 °C, кг/м ³	820,0-845,0	834,4	ГОСТ Р 51069
4	Кинематическая вязкость при 40 °C, в пределах, мм ² /с (cСт)	2,00-4,00	2,86	ГОСТ 33
5	Содержание серы, мг/кг, не более - экологический класс К5	10,0	3,9	ГОСТ Р 52660
6	Температура вспышки в закрытом тигле, °C	Не ниже 55	67	ГОСТ 6356
7	Содержание воды, мг/кг	Не более 200	30,2	ЕН ISO 12937
8	Смазывающая способность, скорректированный диаметр пятна износа (WSD 1,4) при 60 °C, мкм, не более	460	439	ГОСТ Р ИСО 12156-1
9	Массовая доля полициклических ароматических углеводородов, %	Не более 8,0	3,8	ГОСТ EN 12961

Таблица 3.5. Состав газового топлива марки ПБА, применяемого в качестве добавки при проведении стендовых испытаний дизеля и натурных испытаний трактора [141]

№ п/п	Компонент	Химическая формула	Содержание компонента, %
1	Метан	CH ₄	0,38
2	Этан	C ₂ H ₆	5,95
3	Пропан	C ₃ H ₈	50,54
4	Изобутан	(CH ₃) ₃ CH	13,03
5	Нормальный бутан	C ₄ H ₁₀	29,74
6	Пентаны	CH ₃ (CH ₂) ₃ CH ₃	0,36
	Итого...		100

С учетом специфики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 основными режимами, на которых проводились исследования, были: номинальный скоростной режим и режим максимального крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала 1800 мин⁻¹ и 1400 мин⁻¹ соответственно.

Монтаж газовой системы оборудования и приборов при стендовых и натурных испытаниях, а также газоанализе осуществлялся с учетом требований ГОСТ 27578-87, ГОСТ 18509-88, ГОСТ 20000-82, ГОСТ 17.2.1.03-84, ГОСТ 17.2.1.02-76, ГОСТ 17.2.2.01-84, ГОСТ 17.2.2.02-98, ГОСТ Р 17.2.2.07-2000, ГОСТ Р 52517-2005, ГОСТ Р ИСО 8178-7-99.

Отбор и анализ ОГ осуществлялись в автоматической системе газоанализатором *МАНА MGT-5* и дымомером *МАНА MDO 2 LON* с соблюдением требований и инструкций к приборам [4, 57].

Обработка индикаторных диаграмм рабочего процесса дизеля осуществлялась с помощью ПК по методике ЦНИИДИ [97, 142].

Тяговые испытания проводились на МТА в соответствии с ГОСТ 7057-2001. Условия испытаний (метеорологические, характеристики поля и почвы) определялись в соответствии с ГОСТ 20915-2011. Тяговые показатели определялись нагружением движущегося трактора силой, приложенной к тягово-цепному устройству по ГОСТ 30745-2001.

3.5. Методика исследований дизеля при применении газового топлива

При работе автотракторного дизеля с добавкой СУГ важно повысить или приблизить эффективные и экологические показатели к показателям работы дизеля на ДТ.

При индицировании рабочего процесса дизеля с различным соотношением ГТ необходимым условием являлось сохранение одинаковых значений p_e для каждого исследуемого скоростного режима. Это же условие выполнялось и при снятии скоростных характеристик, то есть на всех фиксируемых частотах вращения коленчатого вала поддерживалось одинаковое значение среднего эффективного давления при работе на ДТ с добавкой ГТ. Значение среднего эффективного давления определялось расчетным путем, по зависимости (3.1) и визуально на основании показаний весового механизма загрузочного устройства стенда.

Все характеристики снимались на оптимальных значениях установочного угла опережения впрыска топлива. Одновременно со снятием характеристик дизеля производился отбор отработавших газов с проведением их анализа.

УУОВТ определялся из предварительно снятой регулировочной характеристики дизеля, для построения которой снимался ряд нагрузочных характеристик по подаче топлива при различных значениях установочного угла опережения впрыска топлива, разных подачах газа и постоянной частоте вращения коленчатого вала дизеля.

Для снятия регулировочной характеристики дизеля УУОВТ определялся моментоскопом (по моменту прекращения истечения топлива из трубы моментоскопа при медленном вращении коленчатого вала дизеля по часовой стрелке и создании избыточного давления насосом ручной прокачки) при установке рычага управления регулятором в положении, соответствующем максимальной подаче топлива [151]. Далее включали стенду, запускали дизель, устанавливали заданную частоту вращения коленчатого вала, изменением рычага управления регулятором увеличивали подачу топлива, отклонение частоты вращения от заданной компенсировали изменением нагрузки и проводили измерения экологических и эффективных параметров. Затем включали газовую систему и проводили аналогичные измерения. После этого выключали стенду и по зависимостям (3.1)–(3.5) [55, 76] рассчитывали значения параметров работы дизеля и наносили на график показатели его работы при изменении нагрузки и постоянной подаче топлива. Далее производили аналогичные испытания для установочных углов опережения впрыскивания топлива с шагом 4° , при этой же частоте вращения коленчатого вала.

Среднее эффективное давление в цилиндре двигателя определялось по зависимости:

$$p_e = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{V_h \cdot i \cdot n} = \frac{\pi \cdot \tau \cdot M_k}{10^3 \cdot V_h \cdot i}, \text{ МПа,} \quad (3.1)$$

где τ – тактность двигателя, $\tau = 4$;

V_h – рабочий объем одного цилиндра, дм^3 ;

i – число цилиндров двигателя.

Эффективная мощность определялась по зависимости:

$$N_e = \frac{P \cdot n}{1000}, \text{ кВт,} \quad (3.2)$$

где P – нагрузка по весовому устройству стенда, кг.

Крутящий момент двигателя определялся по зависимости:

$$M_k = \frac{1000 \cdot N_e}{\omega}, \text{ Н} \cdot \text{м,} \quad (3.3)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, с^{-1} .

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3.4)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Удельный эффективный расход топлива определялся по зависимости:

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_t}{N_e}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч,} \quad (3.5)$$

где G_t – часовой расход топлива, кг/ч .

Для заданного значения часового расхода топлива определили значения эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива при различных углах опережения впрыскивания топлива. По полученным данным строили регулировочную характеристику по установочному углу опережения впрыскивания топлива. Проанализировав данные, определяли оптимальное значение установочного угла опережения впрыска топлива.

Далее снимались нагрузочные и скоростные характеристики на ДТ и ДТ с добавкой ГТ во впускной коллектор. Испытания проводились в трехкратной повторности с определением средних значений параметров.

3.5.1. Методика исследований рабочего процесса дизеля при работе с добавками газового топлива

Снятие индикаторных диаграмм осуществлялось при оптимальных значениях установочного угла опережения впрыска топлива, опреде-

ленных ранее и постоянных для каждого из скоростных режимов значениях среднего эффективного давления p_e .

Измерительные сигналы после усилителя и аналого-цифрового преобразователя поступали в ПК и записывались с помощью программы *Measurement & Automation Explorer* в виде диаграмм.

Запись данных индицирования проводилась после стабилизации параметров работы дизеля в течение 1 минуты работы [115].

При проведении стендовых испытаний дизель был укомплектован штатной системой топливоподачи и дополнительной газовой системой питания [193]; газовым топливом выступал СУГ марки ПБА [141].

3.5.2. Методика стендовых испытаний дизеля при работе с добавками газового топлива

С целью определения влияния подачи ГТ на изменение экологических и экономических показателей тракторного дизеля проводились сравнительные стендовые испытания дизеля с подачей газа во впускной коллектор двигателя.

Перед проведением испытаний дизель прогревался до температуры охлаждающей жидкости 85...95 °C. Температура окружающего воздуха и топлива во время опытов не превышала значений, указанных в технической документации завода-изготовителя. Мощность двигателя, крутящий момент, среднее эффективное давление и расходы топлив на различных скоростных режимах приводились к стандартным атмосферным условиям, температуре и плотности топлива, согласно ГОСТу 18509-88. После прогрева двигатель выводился на номинальный скоростной режим работы, который являлся контрольным. После окончания испытаний дизель вновь выводился на контрольный режим и показатели проверялись, при этом не допускается отклонение эффективных показателей дизеля более чем, на 2 %, что свидетельствует о нарушениях работы какой-либо системы.

Для выравнивания температур дизель перед началом измерений работал на каждом режиме не менее 5 мин. Частота вращения коленчатого вала дизеля не отличалась от заданной более, чем на 5 мин^{-1} .

С целью уменьшения погрешностей измерений, снятие показателей в каждом опыте проводилось не менее трех раз, а результатом являлось среднее значение.

3.5.3. Методика расчетно-теоретических исследований работы дизеля с добавками газового топлива

При проведении исследований дизеля при работе на ДГТ и разработанной газовой системы питания [193] возникает необходимость в определении количества газового топлива, подаваемого в цилиндры на различных режимах работы. Поскольку проведение испытаний на всех допустимых режимах и составах газового топлива не представляется возможным, в исследованиях было реализовано планирование эксперимента.

Проведенный анализ предварительных стендовых испытаний позволил определить значимые факторы и границы варьирования. Далее был реализован трехуровневый план эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов варьирования.

При создании трехуровневого плана эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов варьирования производилась рандомизация опытов с использованием таблиц случайных чисел [24].

Обработка результатов проводилась в следующей последовательности:

- 1) определяли дисперсию ошибок опытов по формуле:

$$S_y^2 = \sum_{u=1}^N \sum_{i=1}^m \frac{(y_{u_i} - \bar{y})^2}{N \cdot (m-1)}, \quad (3.6)$$

где $N \cdot (m-1)$ – число степеней свободы;

y_{u_i} – значение критерия оптимизации в параллельных опытах;

\bar{y}_u – среднее значение критерия оптимизации в параллельных опытах;

- 2) проверяли однородности дисперсий ошибок опытов с помощью критерия Кохрена по формуле:

$$G_p = \frac{S_{y_{\max}}^2}{S_y^2} < G_T, \quad (3.7)$$

где G_p , G_T – вычисленное и табличное значения критерия Кохрена (при выполнении условия однородности дисперсий);

$S_{y_{\max}}^2$ – наибольшая построчная дисперсия ошибки опытов;

3) определяли коэффициенты модели регрессионного анализа по формулам, приведенным в литературе для плана эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка:

$$b_o = \bar{y}_o, \quad (3.8)$$

$$b_i = A\{iy\}, \quad (3.9)$$

$$b_{ii} = B \left\{ ii y \right\} + C_1 \sum_j^{n_i} \left\{ jj y \right\} + C_2 \sum_l^{n_i} \left\{ ll y \right\} - \left(\frac{\bar{y}_o}{\rho} \right), \quad (3.10)$$

где \bar{y}_o – среднее значение отклика в нулевых точках;

$\sum_j^{n_i}$ и $\sum_l^{n_i}$ – суммирование для столбцов плана соответствующих элементам j, l , первично и вторично связанным с i -м элементом в схеме построения плана.

Значения коэффициентов принимались равными:

$$A = 1/8, B = 1/4, C_1 = -1/16, C_2 = 0, \rho = 2.$$

В уравнениях (3.8)–(3.10) были приняты следующие обозначения:

$$\left\{ oy \right\} = \sum_{u=1}^N y_u; \quad (3.11)$$

$$\left\{ iy \right\} = \sum_{u=1}^N x_{iu} y_u; \quad (3.12)$$

$$\left\{ iijy \right\} = \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 y_u; \quad (3.13)$$

$$\left\{ ijy \right\} = \sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} y_u; \quad (3.14)$$

4) проводили оценку значимости коэффициентов регрессии по t -критерию Стьюдента путем нахождения доверительного интервала для каждого коэффициента по формуле:

$$\Delta b_i = \pm \frac{tS_y}{\sqrt{N}}, \quad (3.15)$$

5) проводили оценку адекватности математических моделей экспериментальным данным по F -критерию Фишера:

$$F_p = \frac{S_{LF}^2}{S_y^2} < F_T, \quad (3.16)$$

где F_p, F_T – вычисленное и табличное значения F -критерия;

S_{LF}^2 – дисперсия неадекватности математической модели, вычисляемая по формуле:

$$S_{LF}^2 = \sum \frac{\hat{y}_u - \bar{y}_u}{N - (k + 1)}, \quad (3.17)$$

где \hat{y}_u – величина критерия оптимизации, вычисленная при помощи полученной модели;

k – число факторов.

Во всех опытах задавались доверительной вероятностью $P = 0,95$.

Обработку опытных данных и построение поверхностей отклика полученных моделей уравнений регрессии проводили на ПК при помощи программ *Microsoft Excel*, *Statgraphics Plus*, *Mathcad* и *Corel DRAW*.

3.5.4. Методика испытания машинно-тракторного агрегата с добавками газового топлива

С целью исследования работоспособности и эффективности использования разработанной системы подачи газового топлива в реальных (полевых) условиях были проведены эксплуатационные (натурные) испытания трактора «Беларус-922», оборудованным дизельным двигателем Д-245.5 и разработанной системой подачи газа [193].

Испытания проводились на опытном поле «Тушково» Горецкого района на двух операциях: вспашка (трехкорпусный плуг ПЛН-3-35) и предпосевная обработка (АКШ-3,6-01). Для обеспечения связи с электронным блоком управления газовой системой питания и изменения параметров подачи газового топлива использовался ноутбук со специализированным программным обеспечением и адаптером.

Перед испытаниями проводилась калибровка и настройка системы подачи газа с учетом выше проведенных исследований.

Перед началом испытаний трактор был укомплектован в соответствии с требованиями завода-изготовителя, было установлено давле-

ние в шинах и проверена высота почвозацепов. Дизельное топливо и смазочные материалы, применяемые в тракторе при испытании, соответствуют эксплуатационной документации на трактор [150, 149].

Перед началом испытаний трактор был прогрет под нагрузкой в течение 30 мин [90]. Для нахождения реальной скорости колесного трактора был размечен зачетный участок длиной 200 м и фиксировалось время движения трактора при прохождении этого участка, согласно методике определения тяговых показателей [182]. Тяговое усилие, дымность и токсичность ОГ замерялись во время движения трактора, выводились на дисплей ноутбука и фиксировались в протоколе испытаний.

Испытания машинно-тракторного агрегата (МТА) «Беларус-922» с плугом ПЛН-3-35 на ДГТ (рис. 3.22) проводились в следующих полевых условиях: предшествующая культура – клевер луговой, предшествующая обработка – 1-й укос клевера с уборкой его на сено, влажность почвы – 18,2 %, уклон поля – менее $0,3^\circ$, твердость почвы – $201,1 \text{ Н/см}^2$ [75, 113, 116].



Рис. 3.22. Работа МТА «Беларус-922» + ПЛН-3-35 при работе на ДГТ

При проведении испытаний трактора «Беларус-922» с ПЛН-3-35 на ДГТ устанавливались скорости движения агрегата, соответствующие агротехническим требованиям. Для этого поддерживалась постоянная частота вращения коленчатого вала двигателя на уровне 1800 мин^{-1} . Вспашка проводилась на 3-й передаче 1-го диапазона. Загрузка двигателя трактора осуществлялась путем изменения глубины обработки почвы плугом в пределах 0,15...0,25 м.

Испытания МТА «Беларус-922» с АКШ-3,6-01 на ДГТ (рис. 3.23) проводились после вспашки на этом же участке с целью предпосевной подготовки почвы, но при более высокой влажности (19,4 %) [75, 113, 116].

Работа МТА «Беларус-922» с АКШ-3,6-01 проводилась на 2-й передаче 1-го диапазона с включенным мультипликатором при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя на уровне 1800 мин⁻¹.

Обработка результатов экспериментальных исследований проводилась с использованием ПК с использованием пакетов математических программ «Microsoft Excel» и «Mathcad 14».



Рис. 3.23. Работа МТА «Беларус-922» + АКШ-3,6-01 при работе на ДГТ

Для оценки истинного значения параметра (измеряемой величины) принимают его среднее арифметическое x_{cp} значение:

$$x_{cp} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m x_i, \quad (3.18)$$

где x_i – результат наблюдения;

m – количество наблюдений.

Так как случайные ошибки в классической теории подчиняются закону нормального распределения, то оценку величины случайной ошибки измерений определим средним σ_i квадратическим отклонением [128]:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (x_i - x_{cp})^2}{m-1}}. \quad (3.19)$$

Для исключения грубых ошибок необходимо проверить принадлежность подозреваемого измерения к исследуемому статистическому ряду. Подозреваемое измерение исключается, если его значение не удовлетворяет условию [128]:

$$\lim x_{\min} > x_i > \lim x_{\max}, \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} \lim x_{\max} &= x_{\text{cp}} + k(x_{\max} - x_{\min}), \\ \lim x_{\min} &= x_{\text{cp}} - k(x_{\max} - x_{\min}), \end{aligned} \quad (3.21)$$

где $\lim x_{\max}$ и $\lim x_{\min}$ – предельно возможные максимальные и минимальные значения измерений в исследуемом ряду;

k – коэффициент зависящий от числа наблюдений, $k = 1,8$.

Анализ экспериментальных данных можно проводить при условии, что дисперсии для генеральной совокупности измерений однородны.

Для анализа однородности дисперсий используется критерий Кохрена [128]:

$$G_{\text{оп}} = \frac{\sigma_{i\max}^2}{\sum_i \sigma_{i\max}^2}, \quad (3.22)$$

где $G_{\text{оп}}$ – критерий Кохрена.

Полученные значения (по формуле (3.22)) сравниваются с табличным. Дисперсия считается однородной, если вычисленное значение критерия меньше табличного.

3.6. Обработка результатов экспериментальных исследований

Измерение исследуемых величин всегда происходит с погрешностями, следовательно, полученные значения всегда имеют приближенные значения, степень их приближения зависит от правильности выбора и возможностей прибора, условий проведения опыта.

Объективность данных, полученных в результате исследований, проверяется подсчетом ошибок измерения величин, и определяется суммарная погрешность результатов опыта. Допускалось, что при выполнении опытов имелись только систематические ошибки. Появление случайных погрешностей исключалось ввиду проведения проверок приборов и поддержания постоянных условий проведения опытов.

Математическая обработка результатов производилась с использованием ПК и применением пакетов математических программ «Microsoft Excel», «Mathcad 14».

Одной из основных задач математической обработки результатов опыта является оценка истинного значения измеряемой величины. Практическое определение любого параметра связано с ошибками измерений, классифицирующимися на три группы: грубые, систематические и случайные. Если грубых и систематических ошибок можно избежать, то случайные ошибки являются неустранимыми, но с помощью методов теории вероятности их можно учесть и внести соответствующие поправки к истинному значению.

Для выявления случайной ошибки измерения необходимо повторить несколько раз. Однако любое значение искомого параметра, вычисленное на основе ограниченного числа измерений, всегда будет содержать элемент случайности.

Для оценки истинного значения величины принимают её среднее арифметическое:

$$x_{\text{ср}} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m x_i, \quad (3.23)$$

где $x_{\text{ср}}$ – среднее арифметическое значение параметра;

m – количество наблюдений;

x_i – результат наблюдения.

В классической теории ошибки доказано, что случайные ошибки подчиняются нормальному закону распределения. Оценку величины случайной ошибки измерений проведём с помощью стандарта или среднего квадратического отклонения (средняя квадратическая ошибка) [28, 41, 64, 128]:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (x_i - x_{\text{ср}})^2}{m-1}}. \quad (3.24)$$

Для исключения систематических ошибок проводится поверка и контроль показаний приборов. Для исключения грубых ошибок необходимо произвести проверку принадлежности подозреваемого измерения к исследуемому статистическому ряду. Подозреваемые в грубой ошибке измерения исключаются, если они окажутся по величине больше или меньше величин $\lim x_{\text{max}}$ и $\lim x_{\text{min}}$ [128]:

$$\lim x_{\text{max}} = x_{\text{ср}} + k \cdot (x_{\text{max}} - x_{\text{min}}), \quad (3.25)$$

$$\lim x_{\text{min}} = x_{\text{ср}} - k \cdot (x_{\text{max}} - x_{\text{min}}), \quad (3.26)$$

где $\lim x_{\max}$ и $\lim x_{\min}$ – предельно возможные максимальные и минимальные значения измерений в исследуемом ряду;

k – коэффициент, зависящий от числа наблюдений, $k = 1,8$.

С экспериментальными данными можно проводить анализ при условии, что дисперсии, обусловленные ошибками опытов, были для всех серий измерений однородны. Анализ однородности дисперсий произведен с помощью критерия Кохрена [128]:

$$G_{\text{он}} = \frac{\sigma_{i\max}^2}{\sum_1^m \sigma_{i\max}^2}, \quad (3.27)$$

где $G_{\text{он}}$ – критерий Кохрена.

Вычисленное по формуле (3.27) значение сравнивают с табличным. Если вычисленное значение критерия меньше табличного, то дисперсия однородна.

3.7. Ошибки и погрешности измерений

Измерение полученных опытных величин при проведении испытаний всегда связано с погрешностями, при этом измеренные величины всегда имеют приближенные значения. Степень приближения измеренного значения (точности измерений) зависит от многих факторов (возможностей прибора, условий проведения исследования и др.).

Для оценки объективности экспериментальных данных проводился подсчет ошибок измерения величин и определялась суммарная погрешность результатов, полученных в процессе проведения исследований. Допускалось только систематические ошибки. Появление случайных погрешностей исключалось ввиду поддержания постоянных условий проведения опытов и проведения поверок приборов и оборудования.

Абсолютная ошибка для сложной функции вида $N_e = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ равна сумме частных, в каждой из которых за переменную принимается только один из аргументов вычисляется по формуле

$$\Delta N = \pm [\Delta N_1(x_1) + \Delta N_2(x_2) + \Delta N_3(x_3) \dots + \Delta N_n(x_n)], \quad (3.28)$$

где N – истинная величина;

$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ – результат измерения величин.

Относительная ошибка вычисляется по формуле:

$$\frac{\Delta N}{N} = \pm \frac{[\Delta N_1(x_1) + \Delta N_2(x_2) + \Delta N_3(x_3) \dots + \Delta N_n(x_n)]}{f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)}. \quad (3.29)$$

При анализе источников дающих погрешности измерений появляется возможность подсчета суммарной ошибки опыта.

Для определения суммарной ошибки опыта брался самый неблагоприятный случай и придерживался следующий порядок определения: оценивались размеры частных предельных погрешностей по отдельным элементам измерений, а затем подсчитывались абсолютная и относительная ошибки результатов измерений.

Абсолютная ошибка определения крутящего момента M_k двигателя, вычисляемой по формуле

$$\Delta M_k = \pm [\Delta P_t + \Delta l_n], \quad (3.30)$$

где P_t – показания тормозного стенда, кг;

l_n – длина плеча тормозного механизма, м.

Относительная погрешность крутящего момента двигателя определялась по выражению:

$$\frac{\Delta M_k}{M_k} = \pm \left[\frac{\Delta P_t}{P_t} + \frac{\Delta l_n}{l_n} \right]. \quad (3.31)$$

Абсолютная ошибка определения эффективной мощности двигателя, вычисляемой по формуле

$$\Delta N = \pm [\Delta P_t + \Delta l_n + \Delta n], \quad (3.32)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Относительная погрешность эффективной мощности двигателя определялась по выражению:

$$\frac{\Delta N}{N} = \pm \left[\frac{\Delta P_t}{P_t} + \frac{\Delta l_n}{l_n} + \frac{\Delta n}{n} \right]. \quad (3.33)$$

Абсолютная ошибка определения суммарного расхода топлива, вычисляемого по формуле

$$\Delta G_{\Sigma t} = \pm (\Delta G_t + \Delta G'_t), \quad (3.34)$$

где ΔG_t – расход основного (дизельного) топлива, кг/ч;
 $\Delta G'_t$ – расход дополнительного (газового) топлива, кг/ч.
Относительная погрешность основного, дополнительного и суммарного расхода топлива определялась по следующим выражениям:

$$\frac{\Delta G_{\Sigma t}}{G_{\Sigma t}} = \pm \left(\frac{\Delta G_t + \Delta G'_t}{G_{\Sigma t}} \right). \quad (3.35)$$

Абсолютная ошибка определения удельного эффективного расхода топлива, вычисляемого по формуле:

$$\Delta g_e = \pm (\Delta G_{\Sigma t} + \Delta N_e) = \pm (\Delta G_t + \Delta G'_t + \Delta N_e). \quad (3.36)$$

Относительная погрешность удельного эффективного расхода топлива определялась по выражению:

$$\frac{\Delta g_e}{g_e} = \pm \left(\frac{\Delta G_{\Sigma t}}{G_{\Sigma t}} + \frac{\Delta N_e}{N_e} \right) = \pm \left(\frac{\Delta G_t}{G_{\Sigma t}} + \frac{\Delta G'_t}{G_{\Sigma t}} + \frac{\Delta N_e}{N_e} \right). \quad (3.37)$$

Аналогичным образом производилась оценка относительных погрешностей других величин. Величины предельных абсолютных и относительных ошибок вычислений и измерений представлены в табл. 3.6.

Таблица 3.6. Предельные ошибки вычислений и измерений

Наименование величины	Предельная абсолютная ошибка	Предельная относительная ошибка, %
1	2	3
1. Показания тормозного стенда	1Н	0,05
2. Частота вращения коленчатого вала	5 мин ⁻¹	0,004
3. Крутящий момент	1 Н · м	0,05
4. Мощность	0,2 кВт	0,6
5. Среднее эффективное давление	0,005 МПа	0,55
6. Часовой расход основного и дополнительного топлива	0,02 кг/ч	0,023
7. Часовой расход суммарного топлива	0,02 кг/ч	0,009
8. Удельный расход топлива	1,1 г/кВт · ч	0,5
9. Часовой расход воздуха	2,8 кг/ч	2,6
10. Коэффициент избытка воздуха	0,01	2,1
11. Температура ОГ	1 °C	0,0625
12. Давление окружающего воздуха	0,1 кПа	0,001
13. Давление масла в масляной магистрали	10 кПа	0,05

Окончание табл. 3.6

1	2	3
14. Температура окружающего воздуха	1 °C	0,0625
15. Температура топлива	1 °C	0,0625
16. Температура охлаждающей жидкости	1 °C	0,0625
17. Относительная влажность воздуха	1 %	0,024
18. Дымность ОГ	1,5 %	0,0067
19. Концентрация CO	3 %	0,033
20. Концентрация CO ₂	3 %	0,033
21. Концентрация C _n H _m	3 %	0,033
22. Концентрация NO _x	3 %	0,033
23. Цикловая подача	0,001 мл/ц	0,033
24. Длительность впрыскивания	0,1 град. п.к.в.	0,011

3.8. Выводы по главе 3

Разработанная экспериментальная установка для проведения стендовых и натурных испытаний позволяет выполнить комплекс исследований рабочего процесса, провести оценку эффективных и экологических показателей дизеля с добавкой газового топлива, а приборы, входящие в состав установки, имеют допустимую точность и погрешность измерения.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

С целью подтверждения проведенных теоретических исследований по улучшению эффективных и экологических показателей дизеля снята серия характеристик, позволяющая провести анализ влияния добавки СУГ на рабочий процесс, регулировки газовой системы, получить модели регрессии и построить базовую характеристику подачи СУГ для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки.

4.1. Влияние добавки газа на регулировки, рабочий процесс и тепловыделение дизеля 4ЧН 11,0/12,5

Работа дизеля с добавкой СУГ должна сопровождаться сохранением его мощностных и экономических показателей, свойственных серийному дизелю. Выполнение этого условия может быть обеспечено определением рациональных регулировок системы топливоподачи и режимов работы дизеля. С этой целью первоначально было установлено, насколько сильно изменится оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива (УУОВТ) на работе дизеля с добавкой СУГ.

Регулировочная характеристика дизеля при различных значениях установочного угла опережения впрыскивания топлива и подаче СУГ во впускной коллектор при частоте вращения 1800 мин⁻¹ [115, 160] с использованием указанного ранее способа подачи ГТ и разработанной газовой системы питания показаны на рис. 4.1.

Значение УУОВТ определялось по моменту прекращения истечения топлива из трубки контрольного приспособления, устанавливаемого на штуцер первой секции насоса высокого давления [151].

Анализ графика показывает, что при работе дизеля на ДТ на nominalной частоте вращения коленчатого вала $n = 1800$ мин⁻¹, удельный эффективный расход топлива $g_e \text{ min} = 221,8$ г/кВт · ч обеспечивается с УУОВТ $\theta_{\text{впр}} = 11,5^\circ$. Увеличение или уменьшение УУОВТ от этого значения приводит к снижению крутящего момента дизеля и увеличению удельного эффективного расхода топлива. Так как скоростной режим и цикловая подача топлива не меняется, то и часовой расход дизельного топлива остается постоянным.

При добавке 15 % СУГ часовой расход дизельного топлива составляет 13,48 кг/ч, а удельный эффективный расход топлива достигает минимального значения $g_e \text{ min} = 221,8$ г/кВт · ч при УУОВТ $\theta_{\text{впр}} = 10,8^\circ$.

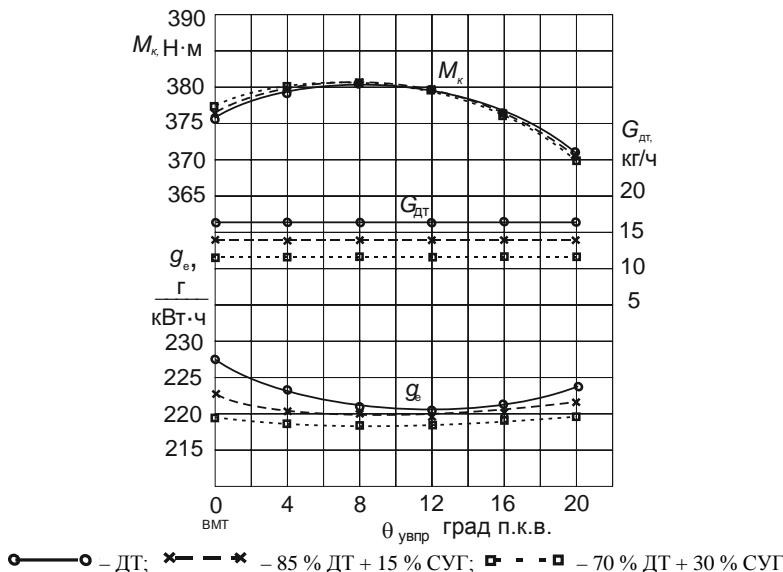


Рис. 4.1. Регулировочная характеристика дизеля 4ЧН 11,0/12,5
по установочному углу опережения впрыскивания топлива при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

Добавление 30 % СУГ снижает расход дизельного топлива до 11,06 кг/ч, при этом удельный эффективный расход топлива достигает наименьшего значения $g_{e \text{ min}} = 217,7 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ при УУОВТ равном 10°.

Таким образом, для получения наилучшей топливной экономичности при добавлении СУГ во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 необходимо уменьшить УУОВТ на 0,5° на каждые 10 % подачи СУГ и ограничить подачу СУГ на уровне 30 % от ДТ.

На рис. 4.2 представлено изменение основных экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при изменении УУОВТ, на номинальном режиме.

При изменении УУОВТ содержание оксидов азота при добавке СУГ имеет тенденцию аналогичную, как и при работе только на дизельном топливе, то есть при увеличении $\theta_{\text{увпр}}$ содержание NO_x возрастает, так при $\theta_{\text{увпр}} = 4^\circ \text{ NO}_x = 465,7 \text{ ppm}$, а при $\theta_{\text{увпр}} = 20^\circ \text{ NO}_x = 2245 \text{ ppm}$.

При добавке 15 % СУГ с увеличением УУОВТ содержание оксидов азота в ОГ изменяется при $\theta_{\text{увпр}} = 0^\circ$ с 410 до 438 ppm, и при $\theta_{\text{увпр}} = 20^\circ$ с 2245 до 2347 ppm, т. е. на 6,8...4,5 %.

Добавка 30 % СУГ влияет на содержание оксидов азота в ОГ, так при: $\theta_{\text{впн}} = 0^\circ$ с 410 до 457 ppm, и при $\theta_{\text{впн}} = 20^\circ$ с 2245 до 2415 ppm, т. е. на 11,5...7,6 %.

При увеличении УУОВТ дымность ОГ снижается с 54 до 14,5 % на ДТ, с 29,4 до 8 % и с 17,6 до 4,7 % при добавке 15 % и 30 % СУГ соответственно, т. е. на 6,5...24,6 % и 9,8...36,4 %. Снижение обусловлено меньшей склонностью СУГ к образованию сажи по сравнению с ДТ.

Суммарная эмиссия сажи и оксидов азота SE достигает наименьшего значения 1,46 при работе на ДТ с $\theta_{\text{впн}} = 4\ldots 5^\circ$ и $SE = 1,28$, $SE = 1,16$ при добавке 15 и 30 % СУГ. В связи с этим следует считать УУОВТ оптимальным для работы на ДТ $\theta_{\text{впн}}^{\text{опт}} = 4,5^\circ$, с добавкой 15 % СУГ $\theta_{\text{впн}}^{\text{опт}} = 3,5^\circ$ и с добавкой 30 % СУГ $\theta_{\text{впн}}^{\text{опт}} = 3,0^\circ$.

Содержание оксида углерода в ОГ при добавке СУГ увеличивается с 0,05 до 0,26 при $\theta_{\text{впн}} = 4^\circ$ и уменьшается при увеличении УУОВТ на 62 % при работе на ДТ и на 37 и 30 % при добавке 15 % и 30 % СУГ соответственно.

Изменение УУОВТ достаточно слабо (0,05...0,07 %) влияет на образование CO_2 , а вот добавка 15 и 30 % СУГ на 0,6 и 0,8 % снижает содержание CO_2 в ОГ. Это связано с тем, что углерод, образующийся в пламени, окисляется сначала в оксид углерода, и далее при взаимодействии со свободным кислородом происходит образование диоксида углерода.

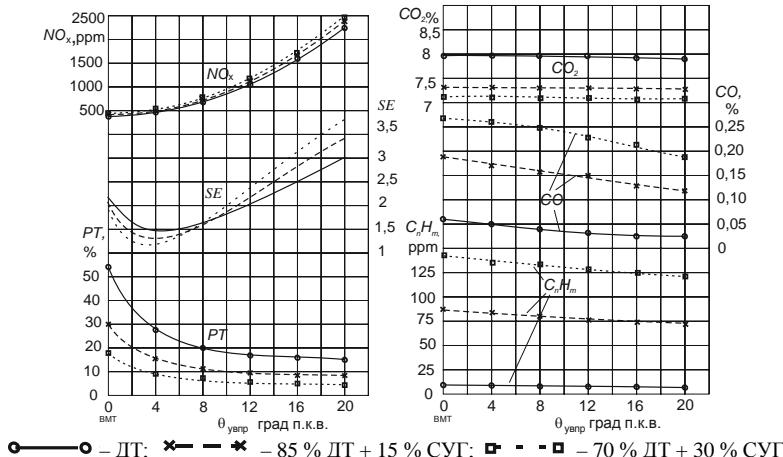


Рис. 4.2. Изменения основных экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 по установочному углу опережения впрыскивания топлива при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

Концентрация C_nH_m в ОГ при работе на ДТ имеет тенденцию к уменьшению при увеличении УУОВТ, но изменяется на 2,2 ppm во всем диапазоне установочных углов. Добавка СУГ изменяет концентрацию C_nH_m в ОГ при 15 % СУГ (от 85 ppm при $\theta_{\text{впуск}} = 0^\circ$, до 72,6 ppm при $\theta_{\text{впуск}} = 20^\circ$), 30 % СУГ (от 137 ppm при $\theta_{\text{впуск}} = 0^\circ$, до 120 ppm при $\theta_{\text{впуск}} = 20^\circ$) и имеет аналогичный характер.

Увеличение суммарных углеводородов в ОГ связано с ускорением процесса горения, появлением переобогащенных зон и последующим пиролизом, а также в гашении пламени вблизи сравнительно холодных стенок камеры сгорания.

Использование добавки газа в качестве моторного топлива вносит определенные изменения в показатели процесса сгорания топлива в цилиндрах дизеля.

Исследование показателей процесса сгорания при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с добавкой газового топлива во впускной коллектор проводилось методом индицирования на номинальном скоростном режиме при частоте вращения коленчатого вала $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. Диаграммы процесса индицирования дизеля представлены на рис. 4.3.

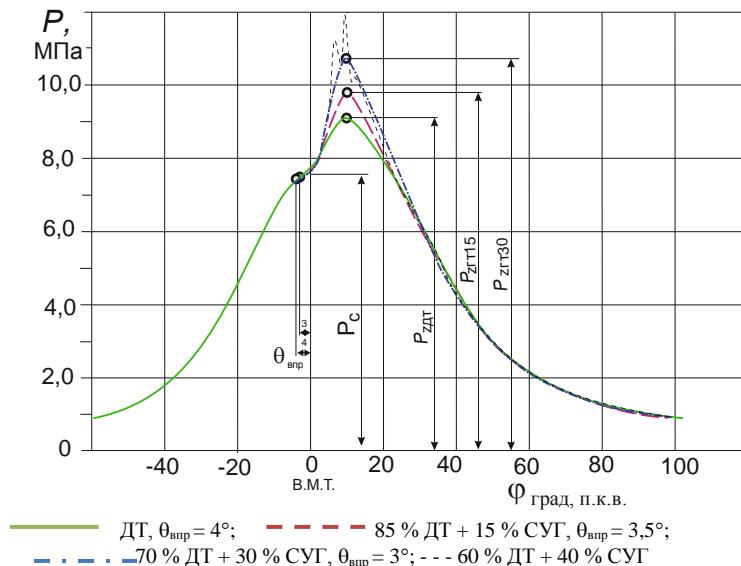


Рис. 4.3. Индикаторная диаграмма дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2) при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

При этом работа дизеля с добавкой СУГ сопровождается некоторым увеличением максимального давления P_z , так при $\theta_{впр} = 4^\circ$, $P_{z\text{дт}} = 9,10$ МПа, при $\theta_{впр} = 3,5^\circ$, $P_{z\text{дт15}} = 9,81$ МПа, а при $\theta_{впр} = 3^\circ$, $P_{z\text{дт30}} = 10,64$ МПа.

Работа дизеля с добавкой 40 % СУГ сопровождалась появлением сильного стука (звоном) в верхней части блока цилиндров с регистрацией их датчиком удара (*knocks sensor*), поэтому в дальнейшем была признана нецелесообразной.

Анализ данных после обработки индикаторных диаграмм по методике ЦНИИДИ на ПК показал, что работа дизеля на ГТ сопровождается изменением характеристик тепловыделения (рис. 4.4). Работа дизеля с добавкой СУГ сопровождается быстрым ростом температуры в зоне сгорания, в то же время максимальные значения T_{\max} несколько повышаются, и достигают максимального значения при угле поворота коленчатого вала $\varphi = 13\dots20^\circ$, а к концу сгорания, при $\varphi = 90^\circ$ снижаются до 1164 К.

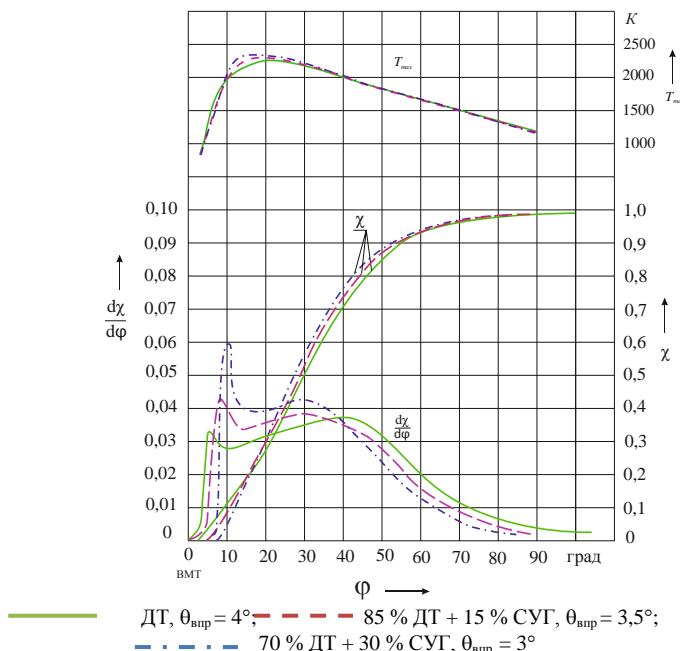


Рис. 4.4. Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при $n = 1800$ мин⁻¹

Сравнение кривых выделения теплоты χ и динамики использования теплоты $d\chi/d\varphi$ позволяют отметить, что сгорание ДТ с добавкой СУГ начинается позднее, чем ДТ, но проходит быстрее. Однако, уже при $\varphi > 45\ldots 50^\circ$ скорость тепловыделения снижается. Увеличение максимальной скорости тепловыделения обусловлено увеличением периода задержки воспламенения, в течение которого впрыскивается больше количества ДТ и сгорающее впоследствии более интенсивно. При этом сгорание заканчивается несколько раньше при $\varphi = 85\ldots 90^\circ$ против $\varphi_{дт} = 100^\circ$ на ДТ. Анализ полученных результатов показывает, что увеличение количества ГТ ведет к увеличению скорости повышения давления, в результате повышается жесткость рабочего процесса. При номинальной частоте вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и работе на ДТ максимальная скорость нарастания давления составляет $0,203 \text{ МПа/град}$, а при содержании ГТ 15 % и 30 % она равна соответственно $0,248$ и $0,332 \text{ МПа/град}$.

Рассмотрение показателей индикаторной диаграммы и тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 показало, что применение ГТ приближает характер их процесса сгорания к характеру сгорания чистого ДТ. Это подтверждает сдвиг оптимальных значений эффективных показателей регулировочной характеристики в сторону более поздних углов опережения впрыскивания топлива при увеличении подачи ГТ.

4.2. Влияние добавки газа на эффективные и экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5

В соответствии с разработанной методикой проведения исследования были проведены стендовые испытания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 по оценке влияния подачи СУГ на эффективные и экологические показатели дизеля при изменении нагружочных и скоростных режимов работы.

На рис. 4.5 представлена внешняя скоростная характеристика дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на дизельно-газовом топливе.

При анализе рис. 4.5 видно, что при подаче газового топлива эффективная мощность N_e и крутящий момент M_k остались практически без изменений на уровне заводских, а расход ДТ ($G_{дт}$) снижается за счет замещения его газом. Экономия ДТ по внешней скоростной характеристике составляет от 0,5 до 3,65 кг, или 4,3..22,3 %. При этом подача газового топлива составляет от 5 до 22 % [68].

Повышение эффективного КПД дизеля обеспечивается за счет повышения теплоты сгорания топливно-воздушной смеси при уменьшении коэффициента избытка воздуха, что сопровождается интенсификацией процесса выгорания сажевых частиц в цилиндрах двигателя.

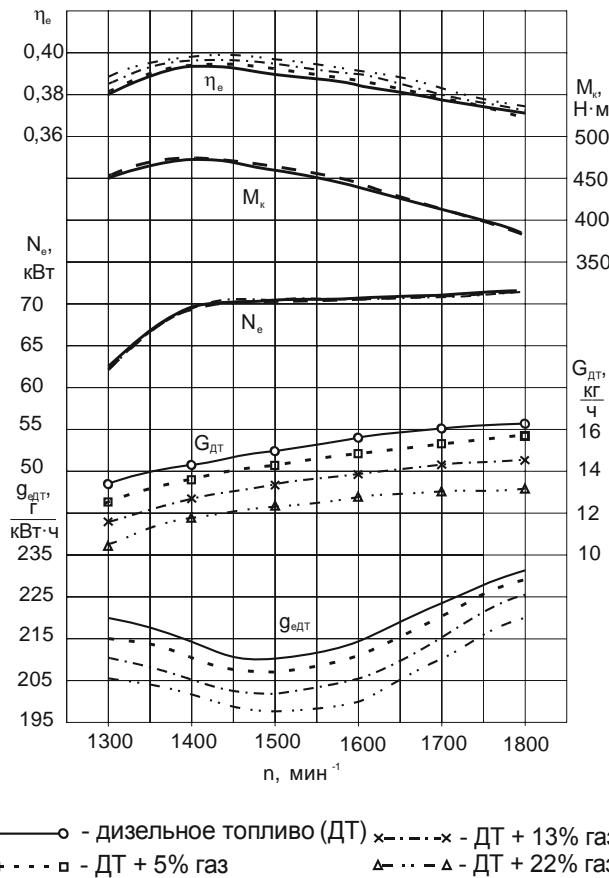


Рис. 4.5. Внешняя скоростная характеристика дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на ДГТ

Влияние применения сжиженного газа на экологические показатели по внешней скоростной характеристике дизеля представлено на рис. 4.6.

Увеличение количества окислов азота в ОГ при работе с добавкой СУГ не превышает 10,5 % во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала (рис. 4.6).

Анализируя результаты замера выбросов оксида углерода и углеводородов, видим, что данные показатели изменяются с увеличением ко-

личества газа и частоты вращения коленчатого вала. Так, на номинальном режиме при подаче 5,13 и 22 % газа СО увеличивается в 1,2; 2 и 3,3 раза, а C_nH_m увеличивается в 5; 7,7 и 14,8 раза соответственно [68].

Как и следовало ожидать, дымность ОГ дизеля (PT) уменьшается с увеличением количества газа и частоты вращения коленчатого вала на 16...65 %. Так, на номинальном режиме при подаче 5, 13 и 22 % газа дымность снижается на 27,8; 42,2 и 51,5 % соответственно.

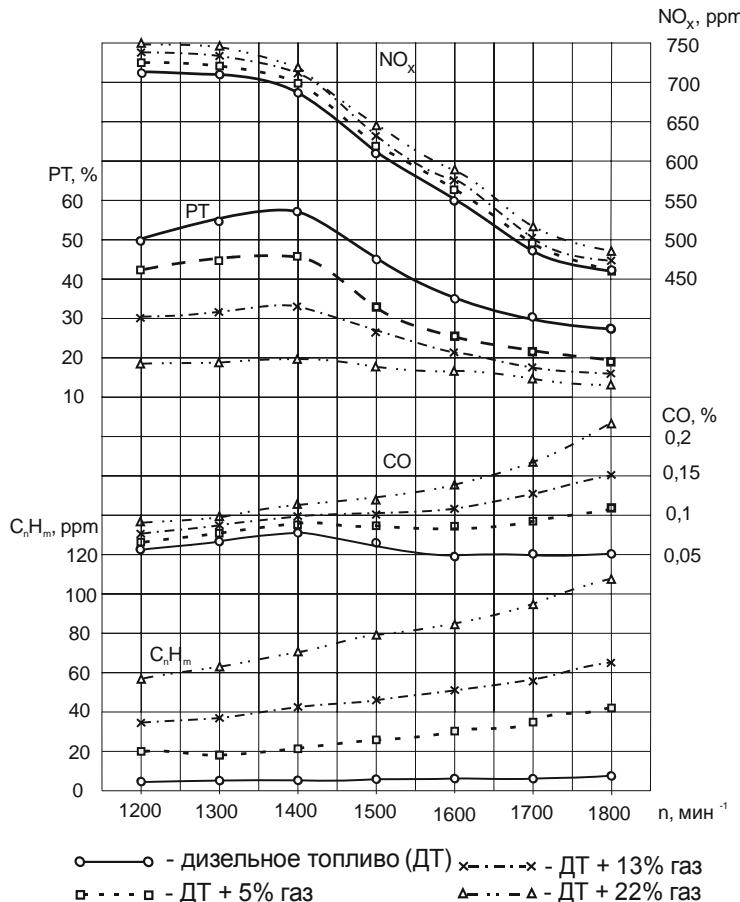


Рис. 4.6. Влияние применения сжиженного газа на экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 по внешней скоростной характеристике

Изменение содержания токсичных компонентов ОГ дизеля с турбонаддувом в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения 1400 и 1800 мин⁻¹ представлено на рис. 4.7, 4.8.

Содержание оксидов азота в ОГ при работе дизеля с добавкой газа ниже, чем на ДТ, практически во всем диапазоне изменения нагрузки и имеет равные значения (600 ppm) при $N_e = 47$ кВт, $n = 1400$ мин⁻¹ и при максимальной мощности не более 720 ppm.

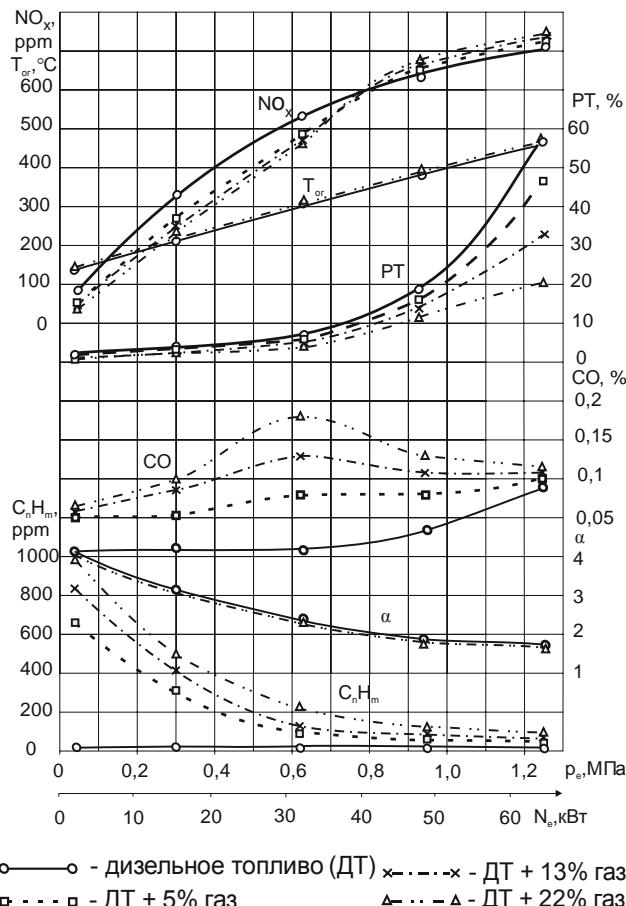


Рис. 4.7. Влияние применения сжиженного газа на экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $n = 1400$ мин⁻¹

При подаче газа существенно снижается дымность отработавших газов. Эффект значителен при нагрузке на дизель более 60 % (45 кВт). Так, при максимальной мощности подачи ДТ и 22 % газа при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ дымность ОГ снижается на 64,7 % (рис. 4.7), а при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ – на 51,5 % [68].

Обратную ситуацию имеет показатель C_nH_m , который при увеличении нагрузки значительно снижается, что связано прежде всего с изменением коэффициента избытка воздуха. Так, при $\alpha > 3$ (при $P_e < 0,5 \text{ МПа}$) сгорание газа не происходит, о чем свидетельствует резкий подъем кривой вверх (рис. 4.8).

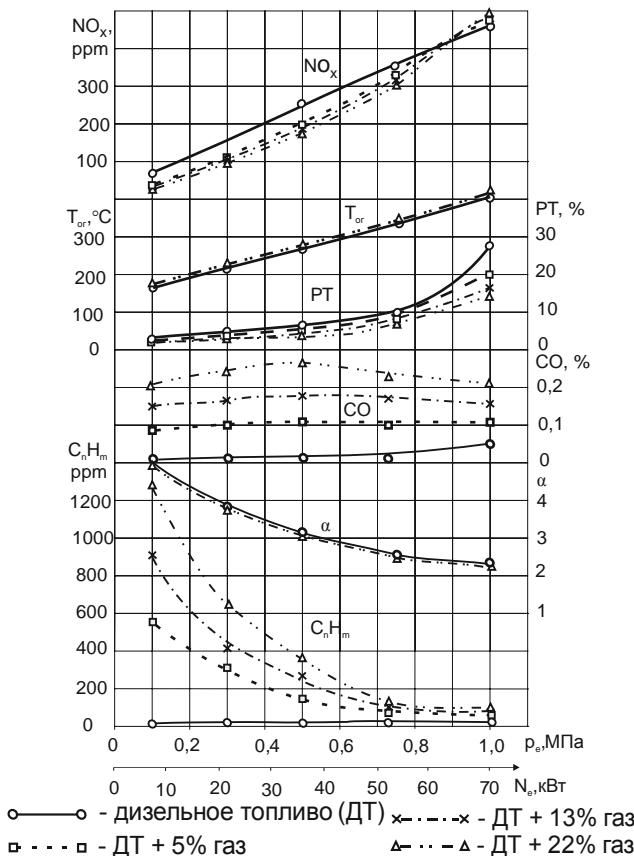


Рис. 4.8. Влияние применения сжиженного газа на экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

Вместе с тем необходимо отметить, что увеличение количества подаваемого газа приводит к росту СО. Так, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 35,6 \text{ кВт}$ СО увеличивается с 0,01 до 0,26 %, но при увеличении нагрузки разница снижается [68].

4.3. Результаты расчетно-теоретических исследований работы дизеля с добавками газового топлива

При проведении исследований разработанной газовой системы питания [194] для тракторного дизеля возникает необходимость в рациональном использовании газового топлива, подаваемого в воздушный заряд дизеля на различных режимах работы. Поскольку проведение испытаний на всех эксплуатационных режимах с различным количеством подаваемого газового топлива весьма трудоемки, было реализовано планирование эксперимента. Анализ проведенных стендовых испытаний, изложенных ранее [68-А, 69], позволил определить границы варьирования факторов. Для исследований выбран: рабочий диапазон частот вращения коленчатого вала $1200 \dots 1800 \text{ мин}^{-1}$, эффективная нагрузка дизеля $0,7 \dots 1,0 \text{ МПа}$, количество подаваемого газа $0 \dots 30 \%$ от подачи дизельного топлива [68-А].

Для определения наиболее значимых факторов, влияющих на эффективность процесса сгорания обоих (дизельного и газового) топлив, была проведена серия отсеивающих экспериментов, что позволило определить основные факторы, влияющие на рабочий процесс дизеля [69].

С целью оптимизации подачи газового топлива во впускной коллектор и для определения наилучших скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2), обеспечивающих максимальный эффективный коэффициент полезного действия (КПД), наибольшую экономию дизельного топлива, при наименьшей дымности отработавших газов (ОГ), реализован план эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов. Факторы и уровни варьирования приведены в табл. 4.1 [69]. Обработка экспериментальных данных проводилась с учетом методики, изложенной в работах [128, 147].

Таблица 4.1. Факторы и уровни варьирования при реализации плана эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов при определении оптимальных нагрузочных и скоростных режимах работы дизеля

Наименование фактора	Уровни факторов		
	(-1)	0	(+1)
Эффективная нагрузка дизеля P_e , Па	$0,7 \cdot 10^6$	$0,85 \cdot 10^6$	$1,0 \cdot 10^6$
Частота вращения коленчатого вала n , с^{-1}	20	25	30
Содержание газа G_g , доли	0	0,15	0,30

В качестве критериев оптимизации были приняты соответственно: часовой расход ДТ $G_{дт}$, (0,0016...0,0039 кг/с); эффективный КПД η_e (0,3698...0,41), содержание сажи C (0,065...0,233) в ОГ дизеля.

Результаты эксперимента обрабатывались при помощи пакета прикладных программ по статистической обработке данных «*Statgraphics 18*» и «*Microsoft Excel*».

Таблица 4.2. Матрица плана эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов и значения критериев оптимизации

№ п/п	P_e , Па	n , с^{-1}	C , доли	η_e	$G_{дт}$, кг/с	G_r
1	0,0	0,0	0,0	0,3964	0,0025	0,0960
2	-1,0	-1,0	0,0	0,3781	0,0016	0,0930
3	1,0	-1,0	0,0	0,3936	0,0022	0,1800
4	-1,0	1,0	0,0	0,3698	0,0026	0,0790
5	1,0	1,0	0,0	0,3845	0,0036	0,1480
6	-1,0	0,0	-1,0	0,3973	0,0026	0,0750
7	1,0	0,0	-1,0	0,3936	0,0036	0,2330
8	0,0	0,0	0,0	0,3964	0,0025	0,0960
9	-1,0	0,0	1,0	0,3888	0,0018	0,0650
10	1,0	0,0	1,0	0,4110	0,0025	0,1290
11	0,0	-1,0	-1,0	0,3849	0,0024	0,1830
12	0,0	1,0	-1,0	0,3752	0,0039	0,1460
13	0,0	-1,0	1,0	0,3989	0,0017	0,1140
14	0,0	1,0	1,0	0,3944	0,0028	0,0985
15	0,0	0,0	0,0	0,3964	0,0025	0,0960

При этом модели регрессии оценивали на адекватность реальному процессу с помощью F -критерия Фишера с вероятностью $P = 0,95$, значимость коэффициентов регрессии оценивали t -критерием Стьюдента [2, 41, 136].

После исключение незначимых членов из уравнения регрессии, а именно C^2 , P_e^2 , $n \cdot C$, $P_e \cdot n$, получили уточнённое математическое уравнение (4.1) регрессии второго порядка для определения эффективного КПД дизеля:

$$\eta_e = 0,397129 + 0,0060875 \cdot P_e - 0,00395 \cdot n + 0,0052625 \cdot G_r + 0,006475 \cdot P_e \cdot G_r - 0,0122036 \cdot n^2. \quad (4.1)$$

Объёмная поверхность отклика эффективного КПД дизеля представлена на рис. 4.9.

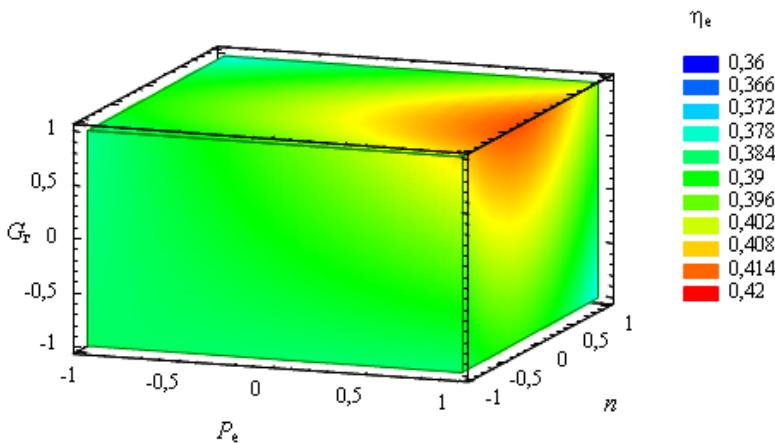


Рис. 4.9. Объёмная поверхность отклика эффективного КПД дизеля

Анализ объемной поверхности отклика показал, что максимальное значение η_e составляет 0,41 при значении $P_e = 1,0 \cdot 10^6$ Па; $G_r = 0,30$ и $n = 24,2 \text{ с}^{-1}$.

Проверка соответствия полученной модели (4.1) опытным данным с помощью F -критерия Фишера с вероятностью $P = 0,95$ показала, что модель адекватно описывает реальный процесс. Поскольку расчетные значения t -критерия Стьюдента превышают табличное при уровне значимости 0,05, то можно заключить, что выбранные факторы являются значимыми.

После реализации плана эксперимента и исключения из уравнения незначимых членов из уравнения регрессии второго порядка, а именно P_e^2 , n^2 , получили уточненное математическое уравнение (4.2) регрессии второго порядка для определения наименьшего расхода дизельного топлива G_{dt} дизелем:

$$G_{dt} = 0,0025 + 0,0004125 \cdot P_e + 0,000625 \cdot n - 0,0004625 \cdot G_r + 0,0001 \cdot P_e \cdot n - 0,000075 \cdot P_e \cdot G_r - 0,0001 \cdot n \cdot G_r + 0,0001625 \cdot G_r^2. \quad (4.2)$$

Объемная поверхность отклика расхода дизельного топлива представлена на рис. 4.10.

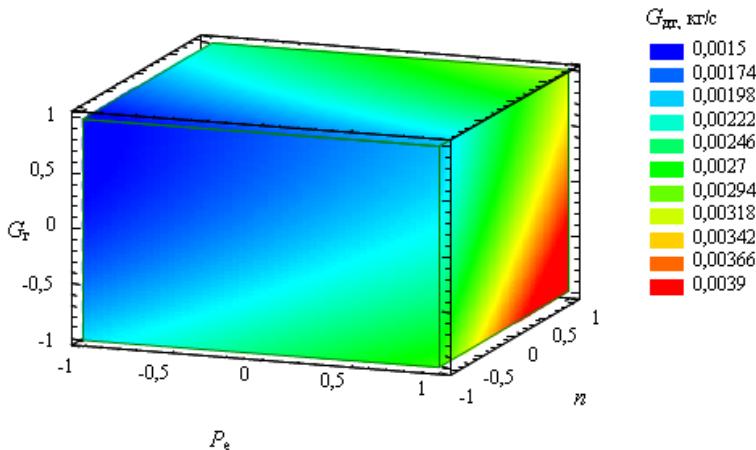


Рис. 4.10. Объёмная поверхность отклика расхода дизельного топлива

Анализ объёмной поверхности отклика показал, что минимальное значение G_{dt} составляет 0,0014 кг/с, при значении $P_e = 0,7 \cdot 10^6$ Па, $G_r = 0,282$ и $n = 20 \text{ c}^{-1}$.

Проверка соответствия полученной модели опытным данным с помощью F -критерия Фишера с вероятностью $P = 0,95$ показала, что модель адекватно описывает реальный процесс. Значимость коэффициентов регрессии подтверждалась t -критерием Стьюдента.

После реализации плана эксперимента и исключение незначимых членов из уравнения регрессии второго порядка, а именно P_e^2 , $n \cdot C$, $P_e \cdot n$ получили уточнённое математическое уравнение (4.3) регрессии второго порядка для определения содержание сажи C в отработавших газах дизеля:

$$C = 0,101885 + 0,04725 \cdot P_e - 0,0123125 \cdot n - 0,0288125 \cdot G_r - 0,0235 \cdot P_e \cdot G_r + 0,0187019 \cdot n^2 + 0,0192019 \cdot G_r^2. \quad (4.3)$$

Объёмная поверхность отклика содержание сажи C в ОГ дизеля представлена на рис. 4.11.

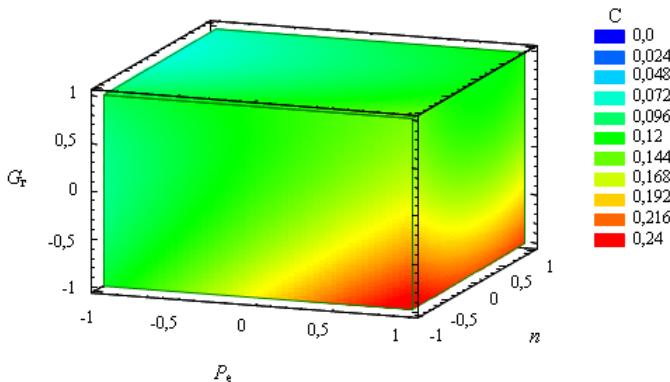


Рис. 4.11. Объёмная поверхность отклика содержание сажи (C) в ОГ дизеля

Проверка соответствия полученной модели опытным данным с помощью F -критерия Фишера с вероятностью $P = 0,95$ показала, что модель адекватно описывает реальный процесс. Значимость коэффициентов регрессии подтверждалась t -критерием Стьюдента.

Анализ объёмной поверхности отклика показал, что минимальное значение содержание сажи C в ОГ дизеля составляет 0,052 при значении $P_e = 0,7 \cdot 10^6$ Па, $G_r = 0,171$ и $n = 26,6 \text{ с}^{-1}$.

Далее, проведя комплексную оптимизацию по критерию D -optimum $\rightarrow 1,0$ с учетом выше полученных зависимостей (4.1)–(4.3)

$$\left. \begin{aligned}
 \eta_e &= 0,397129 + 0,0060875 \cdot P_e - 0,00395 \cdot n + 0,0052625 \cdot C + \\
 &+ 0,006475 \cdot P_e \cdot C - 0,0122036 \cdot n^2; \\
 G_{\text{дт}} &= 0,0025 + 0,0004 \cdot P_e + 0,00062 \cdot n - 0,00046 \cdot G_r + \\
 &+ 0,0001 \cdot P_e \cdot n - 0,000075 \cdot P_e \cdot G_r - 0,0001 \cdot n \cdot G_r + \\
 &+ 0,00016 \cdot G_r^2; \\
 C &= 0,101885 + 0,04725 \cdot P_e - 0,0123125 \cdot n - 0,0288125 \cdot G_r - \\
 &- 0,0235 \cdot P_e \cdot G_r + 0,0187019 \cdot n^2 + 0,0192019 \cdot G_r^2
 \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

при условии

$$\left. \begin{aligned}
 \eta_e &\rightarrow \max \\
 G_{\text{дт}} &\rightarrow \min \\
 C &\rightarrow \min
 \end{aligned} \right\}.$$

Графическая интерпретация контуров, полученных по расчетной поверхности отклика представлена на рис. 4.12.

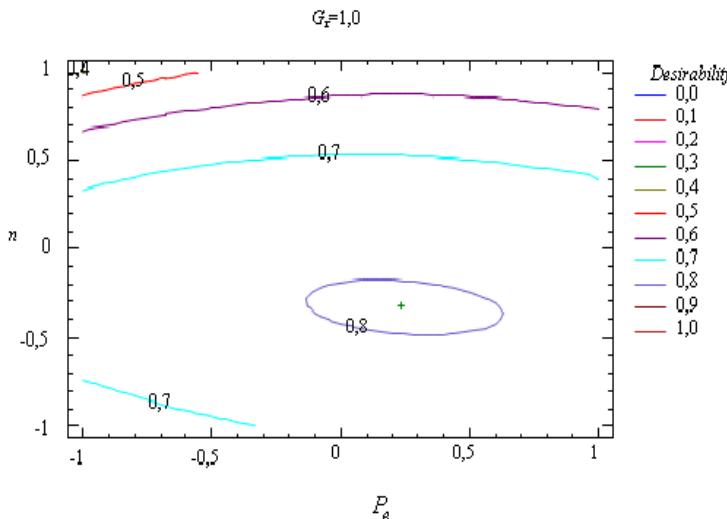


Рис. 4.12. Графическая интерпретация контуров расчетной поверхности отклика комплексной оптимизации по критерию $D\text{-}optimum$

В результате получено максимальное значение $D\text{-}optimum = 0,8$ при $P_e = 0,88 \cdot 10^6$ Па, $n = 23,4 \text{ с}^{-1}$, $G_r = 0,30$.

При помощи реализации зависимости общего критерия $D\text{-}optimum$ от P_e , n и G_r можно эмпирически определить алгоритм регулирования подачи газа для дизеля. Для этого был реализован план эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов η_e , G_{dt} , C . Факторы и уровни варьирования которого приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3. Факторы и уровни варьирования при реализации плана эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов при определении регулирования подачи газа

Наименование фактора	Уровни факторов		
	(-1)	0	(+1)
Эффективный КПД η_e	0,3698	0,3904	0,411
Часовой расход ДТ G_{dt}	0,0016	0,00275	0,0039
Содержание сажи C в ОГ	0,065	0,149	0,233

Составлена матрица плана эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов и значения критерия *D-optimum* и приведена в табл. 4.4.

Таблица 4.4. Матрица плана эксперимента Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов и значения критерия *D-optimum*

№ п/п	η_e	G_{dt}	C	<i>D-optimum</i>
1	0,0	0,0	0,0	0,984517
2	-1,0	-1,0	0,0	0,787547
3	1,0	-1,0	0,0	0,910924
4	-1,0	1,0	0,0	0,93372
5	1,0	1,0	0,0	0,796247
6	-1,0	0,0	-1,0	0,954229
7	1,0	0,0	-1,0	0,894832
8	0,0	0,0	0,0	0,984517
9	-1,0	0,0	1,0	0,876407
10	1,0	0,0	1,0	0,780844
11	0,0	-1,0	-1,0	0,976095
12	0,0	1,0	-1,0	0,785157
13	0,0	-1,0	1,0	0,816138
14	0,0	1,0	1,0	0,951148
15	0,0	0,0	0,0	0,984517

После реализации плана эксперимента и исключения незначимых членов из уравнения регрессии второго порядка получили математическое уравнение (4.5) регрессии второго порядка для определения уравнения регулирования подачи газа и значения критерия *D-optimum*

$$D\text{-}optimum = 0,959005 - 0,063293 \cdot \eta_e^2 - 0,0652125 \cdot \eta_e \cdot G_{dt} - 0,0577365 \cdot G_{dt}^2 + 0,081487 \cdot G_{dt} \cdot C. \quad (4.5)$$

Проверка соответствия полученной модели опытным данным с помощью *F*-критерия Фишера с вероятностью $P = 0,95$ показала, что модель адекватно описывает реальный процесс. Значимость коэффициентов регрессии подтверждалась *t*-критерием Стьюдента.

Графическая интерпретация уравнения (4.5) регулирования подачи газа и значения критерия *D-optimum* представлена на рис. 4.13.

На основании анализа полученных уравнений регрессии можно сказать, что наиболее оптимальный скоростной и нагрузочный режим работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2), при подаче газового топлива $G_r = 30\%$ от подачи ДТ, обеспечивается при $P_e = 0,82 \dots 0,94 \cdot 10^6$ Па; $n = 24 \dots 22,5 \text{ с}^{-1}$.

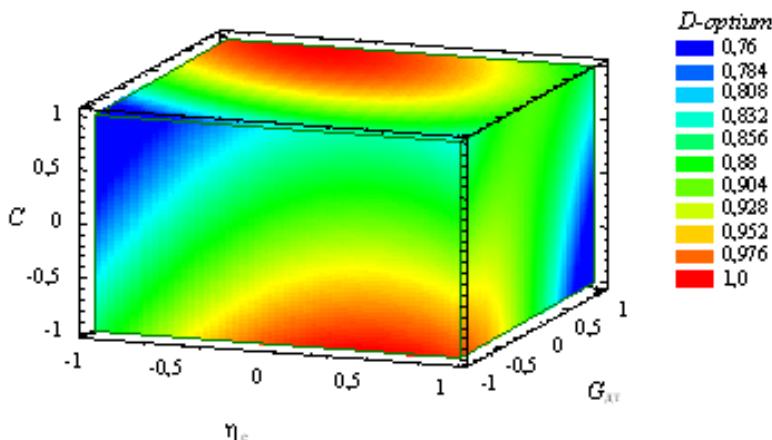


Рис. 4.13. Графическая интерпретация уравнения регулирования подачи газа и значения критерия *D-optimum*

Анализ полученных моделей показал, что максимальные значения эффективного КПД дизеля достигаются при эффективной нагрузке дизеля в диапазоне 0,8...1,0 МПа; подаче газового топлива 20...30 % от ДТ и частоте вращения коленчатого вала 1350...1750 мин⁻¹.

Наименьшее потребление дизельного топлива двигателем обеспечивается при эффективной нагрузке дизеля 0,7...0,85 МПа, подаче газового топлива 24,0...28,2 % от ДТ и частоте вращения коленчатого вала 1200...1500 мин⁻¹. Наименьшее содержание, сажи в ОГ дизеля составляет при значении эффективной нагрузки дизеля 0,7...0,80 МПа, подаче газового топлива 12...20 % от ДТ и частоте вращения коленчатого 1400...1700 мин⁻¹.

Используя экспериментальные данные и полученные модели регрессии, получена базовая характеристика для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на ДГТ с концентрацией СУГ до 30 % в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки (рис. 4.14).

Для плавного перехода на подачу ГТ при эффективной нагрузке дизеля 0,6...0,70 МПа следует обеспечить подачу газового топлива 10...15 % от ДТ при частоте вращения коленчатого 1000...1600 мин⁻¹ и 7...12 % при частоте вращения коленчатого 1600...1880 мин⁻¹.

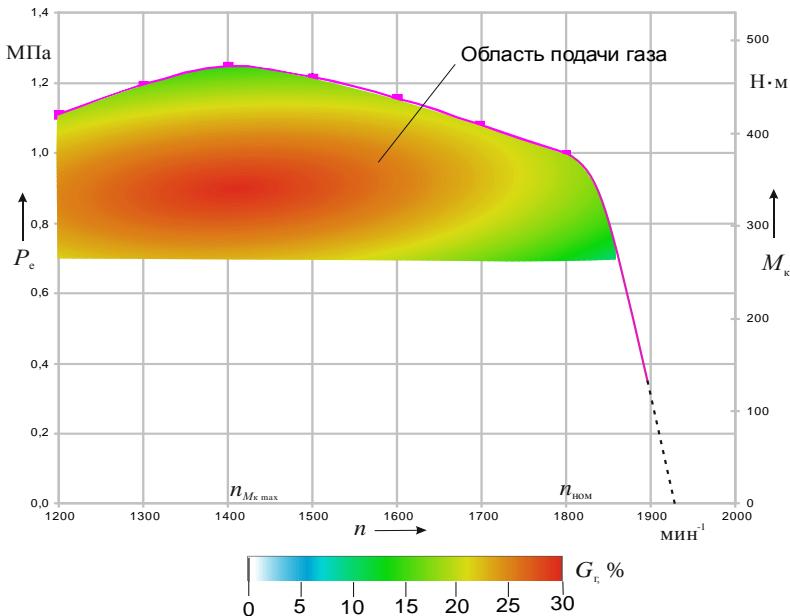


Рис. 4.14. Базовая характеристика подачи ГТ для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки

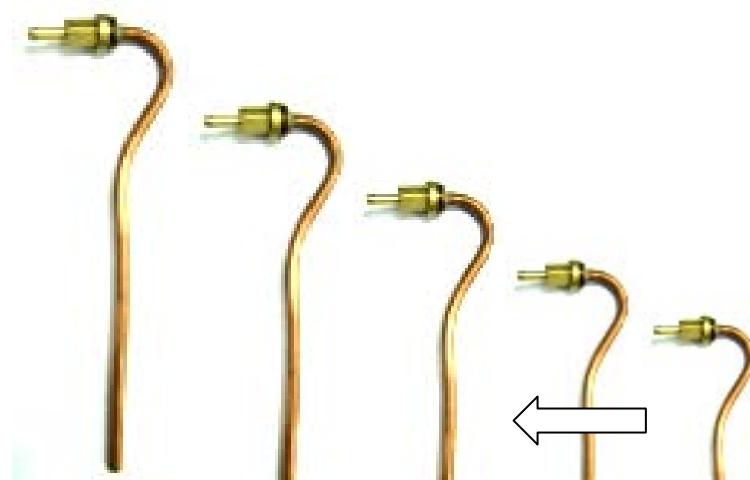
4.4. Результаты экспериментальных исследований по выбору места подачи ГТ для дизеля 4ЧН 11.0/12.5

Результаты экспериментальных исследований основных экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при изменении места подачи ГТ от кромки впускного клапана за счет изменения длины удлинителей впускного коллектора представлены на рис. 4.15, 4.16.

При анализе графика 4.16 можно видеть, что впрыск ГТ в диапазоне 12...40 мм приводит к увеличению дымности ОГ и углеводородов преимущественно из-за перетекания газовоздушной смеси в выпускной коллектор при перекрытии клапанов. Впрыск ГТ дальше 80 мм от кромки впускного клапана приводит к повышению на 3,2...6,2 % дымности ОГ вследствие снижения равномерности распределения газа по цилиндрам двигателя и увеличения времени контакта ГТ со стенками впускного коллектора.



a



б

Рис. 4.15. Впускной коллектор дизеля Д-245.5 и удлинители для подачи газового топлива: *а* – впускной коллектор; *б* – удлинители

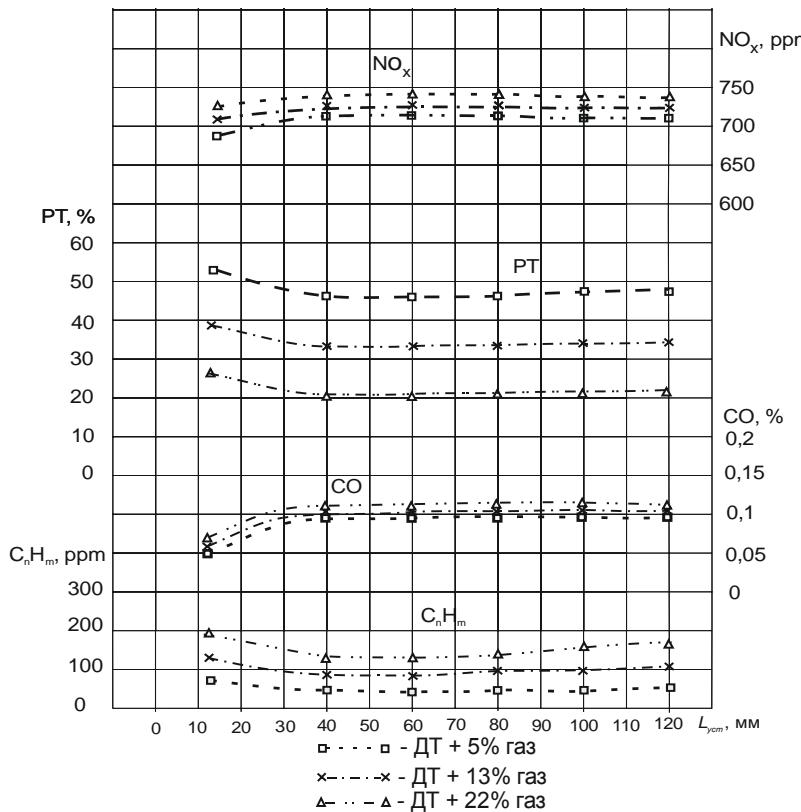


Рис. 4.16. Влияние места подачи ГТ (от кромки впускного клапана) на основные экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при $n = 1800$ мин⁻¹

Наиболее рациональной областью работы дизеля с подачей СУГ, с точки зрения экологических показателей и обеспечения безопасности работы дизеля, является впрыск ГТ во впускной коллектор в диапазоне 40...80 мм от кромки впускного клапана, что подтверждается проведенными теоретическими исследованиями.

4.5. Результаты эксплуатационных испытаний трактора «Беларус-922» при работе с добавками газового топлива

Проведенные натурные испытания машинно-тракторного агрегата показали, что часовой расход дизельного топлива снижается с

14,3...14,7 до 11,2...11,4 кг/ч на номинальном режиме, за счет замещения его газовым. Расход ДТ при работе на ДГТ снижается на 21,6...22,4 % в зависимости от режима работы дизеля.

Результаты натурных испытаний представлены на рис. 4.17.–4.18.

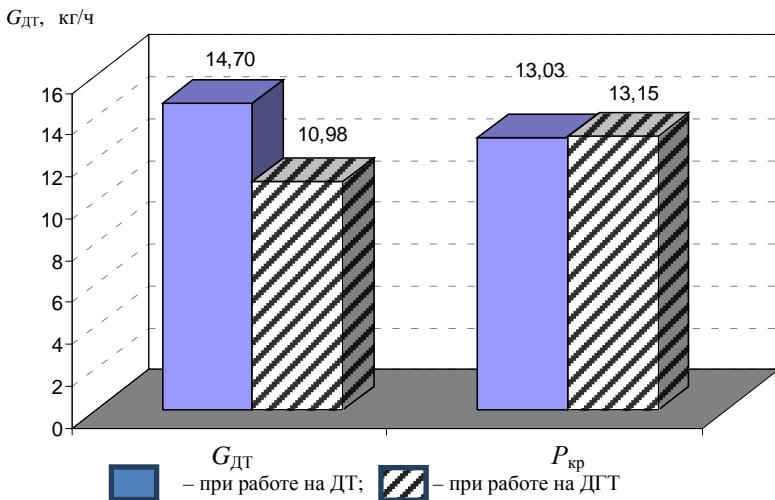


Рис. 4.17. Расход ДТ и тяговое усилие трактора «Беларус-922» при работе с ПЛИН-3-35

При работе машинно-тракторного агрегата «Беларус-922» + ПЛИН-3-35 на ДТ тяговое усилие трактора составило 13,03 кН, при работе на ДГТ – 13,15 кН.

Суммарный погектарный расход топлива МТА «Беларус-922» + ПЛИН-3-35 снизился на 1,90 %, что связано с низшей теплотой сгорания ДГТ (43,33 МДж/кг) на 1,95 % по сравнению с ДТ (42,50 МДж/кг).

Погектарный расход ДТ с установленной системой подачи ГТ при работе с плугом снизился с 15,64 до 11,68 кг/га, т. е. на 25,3 %.

При работе машинно-тракторного агрегата «Беларус-922» + АКШ-3,6-01 на ДТ тяговое усилие трактора составило 10,74 кН, а при работе на ДГТ – 10,78 кН, но снизился часовой расход ДТ с 12,3 до 10,90 кг/ч, т. е. на 11,4 %.

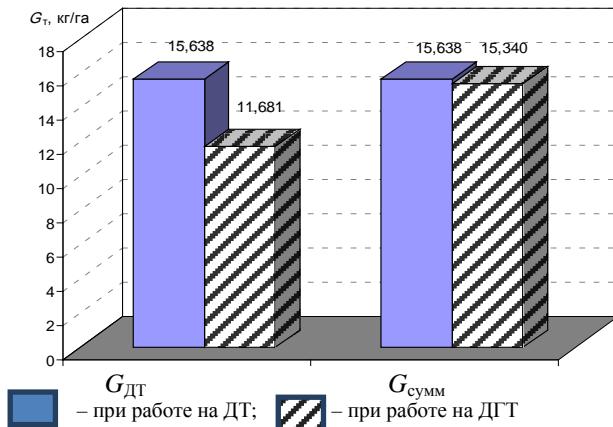


Рис. 4.18. Погектарный расход топлива МТА «Беларус-922» + ПЛН-3-35

Результаты натурных испытаний представлены на рис. 4.19, 4.20.

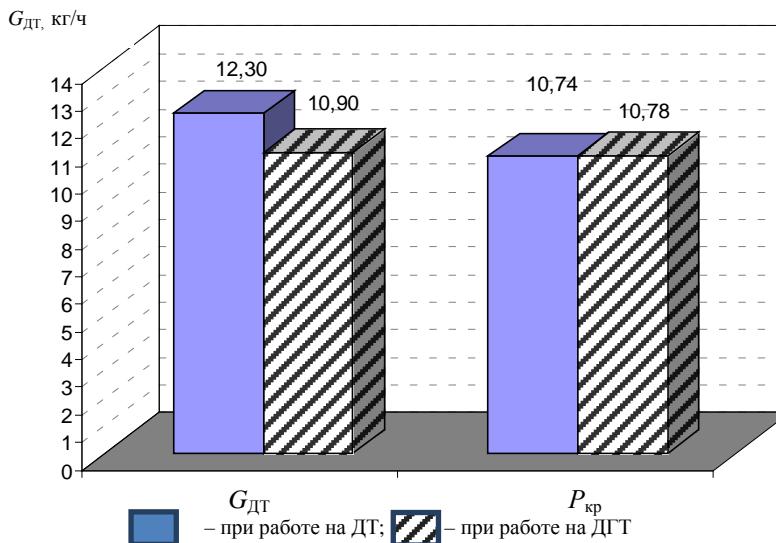


Рис. 4.19. Расход ДТ и тяговое усилие МТА «Беларус-922» + АКШ-3,6-01

Погектарный расход ДТ с установленной системой подачи ГТ при работе с АКШ-3,6-01 снизился с 4,713 до 4,176 кг/га, т. е. на 11,38 %. Суммарный погектарный расход топлива уменьшился с 4,71 до 4,67 кг/га, т. е. на 0,89 %.

При работе МТА «Беларус-922» + АКШ-3,6-01 тяговый КПД увеличился с 0,542 до 0,544, т. е. на 0,53 %, что свидетельствует об улучшении преобразования энергии ДГТ в цилиндрах двигателя трактора. Что является следствием повышения эффективного КПД дизеля за счет повышения теплоты сгорания топливно-воздушной смеси и интенсификации процесса выгорания сажевых частиц в цилиндрах двигателя.

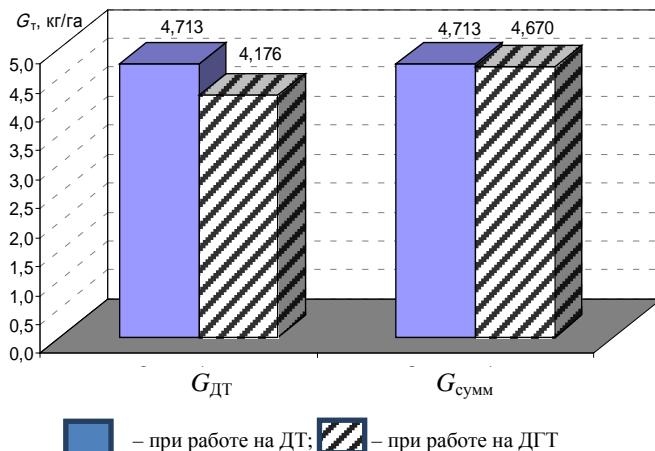


Рис. 4.20. Погектарный расход топлива МТА «Беларус-922» + АКШ -3,6-01

Изменение экологических показателей МТА «Беларус-922» с ПЛН-3-35 и АКШ -3,6-01 при работе на ДТ и ДГТ отражены на рис. 4.21, 4.22.

Анализ результатов натурных испытаний колесного трактора «Беларус-922» показал возможность улучшения его экологических показателей при использовании ДГТ. При работе с плугом ПЛН-3-35 дымность ОГ дизеля трактора снизилась на 39,3 %, при этом содержание оксидов азота увеличилось на 2,6 %.

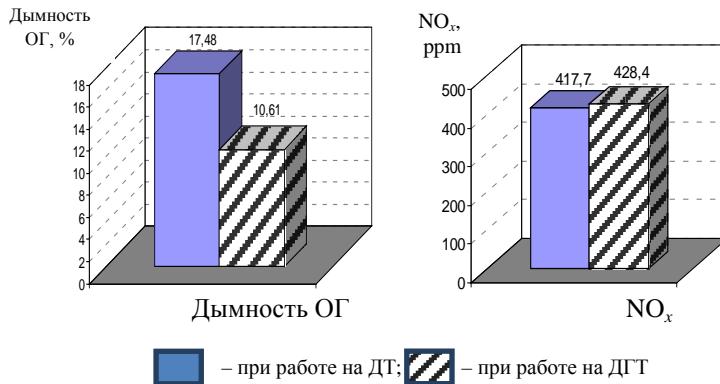


Рис. 4.21. Изменение экологических показателей трактора «Беларус-922», работающего с плугом ПЛН-3-35 на ДГТ

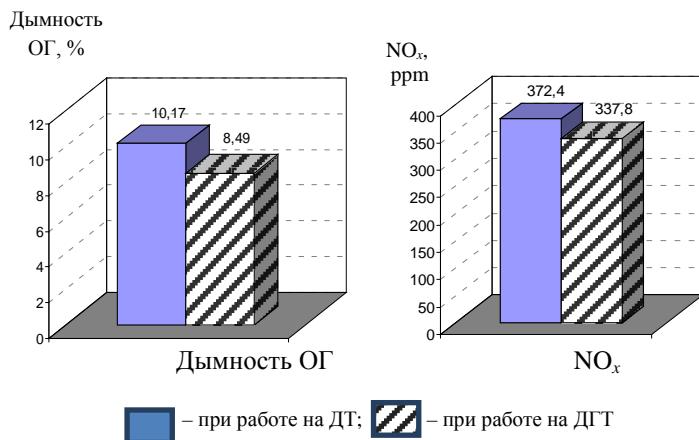


Рис. 4.22. Изменение экологических показателей трактора «Беларус-922», работающего с АКШ-3,6-01 на ДГТ

Анализ результатов натурных испытаний колесного трактора «Беларус-922» при использовании ДГТ при работе с АКШ-3,6-01 показал снижение дымности ОГ на 16,5 % и оксидов азота – на 9,3 %.

После испытаний трактора убедились в том, что дизель надежно запускается, приемисто работает и держит нагрузку.

Представленные данные свидетельствуют о том, что основные показатели дизеля на тракторе в составе МТА не сильно отличаются от стендовых, а используемая газовая система показала достаточно эффективную работу в реальных условиях эксплуатации.

4.6. Выводы по главе 4

1. Для получения наилучшей топливной экономичности при давлении СУГ во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 необходимо уменьшать УУОВТ на 0,5° на каждые 10 % подачи СУГ и ограничить подачу СУГ на уровне 30 % от ДТ. Оптимальным УУОВТ для работы на ДТ является $\theta_{\text{увпр}}^{\text{опт}} = 4^\circ$, с добавкой 15 % СУГ $\theta_{\text{увпр}}^{\text{опт}} = 3,5^\circ$ и с добавкой 30 % СУГ $\theta_{\text{увпр}}^{\text{опт}} = 3,0^\circ$. При этом работа дизеля с добавкой СУГ сопровождается некоторым увеличением максимального давления P_z на 7,8 и 16,9 % при добавке 15 и 30 СУГ соответственно.

2. Анализ данных проведенных стендовых испытаний показал, что улучшение эффективных и экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при использовании системы питания газовым топливом возможно при достижении среднего эффективного давления в цилиндрах дизеля более 0,7 МПа и частоте вращения коленчатого вала выше 1200 мин⁻¹.

3. Реализация плана эксперимента достаточно эффективно позволяют проводить анализ экспериментальных данных, а проверка значимости коэффициентов регрессии по *t*-критерию Стьюдента и полученных зависимостей *F*-критерию Фишера с вероятность $p = 0,95$ показала, что полученные модели адекватно описывают реальный процесс.

В результате проведенных исследований получены уточнённые математические уравнения регрессии второго порядка для определения эффективного КПД, расхода дизельного топлива и содержание сажи в отработавших газах дизеля в зависимости от эффективной нагрузки, подачи газа и частоты вращения коленчатого вала.

Установлено, что подачу газового топлива во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2), в количестве 20...30 % от ДТ наиболее целесообразно обеспечить в области эффективной нагрузки дизеля 0,8...1,0 МПа при частотах вращения 1400...1750 мин⁻¹.

4. Экспериментально определено оптимальное положение точки впрыска ГТ во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 находящее-

ся на расстоянии 40...80 мм от кромки впускного клапана, обеспечивающее наилучшие экологические показатели.

5. Эксплуатационные испытания газовой системы питания, смонтированной на колесном тракторе «Беларус-922», показали работоспособность системы в реальных условиях. Работа на дизельно-газовом топливе сопровождается сохранением тяговых показателей колесного трактора. Часовой расход дизельного топлива снижается с 14,3...14,7 до 11,2..11,4 кг/ч на номинальном режиме, за счет замещения его газовым.

При этом погектарный расход ДТ топлива при работе с добавкой СУГ уменьшился при работе с плугом ПЛН-3-35 на 25,3 %, (с 15,64 до 11,68 кг/га), дымность ОГ дизеля трактора снизилась на 39,3 %, содержание оксидов азота в ОГ увеличилось на 2,6 %.

При работе с АКШ-3,6-01 погектарный расход ДТ при работе с добавкой СУГ уменьшился – на 11,3 %, (с 4,71 до 4,18 кг/га), дымность ОГ снизилась на 16,5 %, содержание оксидов азота в ОГ уменьшилось на 9,3 %.

5. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

В настоящее время не разработано единой методики, позволяющей проводить комплексную оценку сравнительной экономической эффективности применения различных видов альтернативных топлив. Экономический эффект за счет применения разработанной системы подачи газового топлива будет обусловлен замещением ДТ газовым топливом и снижением нагрузки на ОС за счет уменьшения выбросов токсичных компонентов с ОГ. Материальные затраты при применении системы регулирования в первую очередь связаны с изготовлением, монтажом и обслуживанием системы в процессе эксплуатации двигателя трактора [105].

Экономический эффект от снижения ущерба, наносимого ОГ окружающей среде при эксплуатации двигателя с системой подачи газового топлива по сравнению с двигателем без системы можно определить по методике [30] с использованием программы [153]. В основе которой заложено снижение токсичности по показателю K , равному денежным расходам, связанным с применением каждого из методов, отнесенным к 1 % снижения токсичности отработавших газов:

$$K = \frac{C_n}{\eta_i}, \quad (5.1)$$

где C_n – стоимость расходов, связанных с применением системы подачи ГТ;

η_i – эффективность снижения концентрации i -го токсичного компонента.

Стоимость расходов, связанных с применением системы подачи газового топлива, рассчитывается по формуле

$$C_n = a \cdot C_1 + b \cdot \Delta G_T \cdot T + C_2, \quad (5.2)$$

где C_1 – стоимость системы подачи газового топлива, руб.;

a – коэффициент годовой сменности устройства, равный годовому пробегу или наработке машины;

ΔG_T – количество потребленного двигателем топлива, кг/ч;

T – время эксплуатации машины, ч;

b – стоимость 1 кг (суммарного) топлива, руб.;

C_2 – стоимость эксплуатации, обслуживания и ремонта конструктивных нововведений, руб.

Эффективность снижения концентрации i -го токсичного компонента рассчитывается по формуле

$$\eta_i = (C_{i1} - C_{i2}) / C_{i1} \cdot 100 \%, \quad (5.3)$$

где C_{i1} , C_{i2} – соответственно, концентрации i -го компонента без применения и с применением метода снижения токсичности, %.

Стоимость элементов приведена в табл. 5.1.

Таблица 5.1. Стоимость элементов системы подачи газового топлива [193]

Элементы газовой системы	Количество	Ед. измерения	Стоимость, руб.
Газовый баллон	1	шт.	1500
Рама крепления баллона	1	шт.	1200
Газовый клапан с фильтром	1	шт.	1290
Трубка газовая	1	м	60
Трубка газовая	2,5	м	150
Фильтр газовый паровой фазы	1	шт.	40,2
Газовый редуктор с клапаном	1	шт.	60000
Блок управления	1	шт.	
Провода и пульт	1	шт.	
Датчик температуры	1	шт.	
Датчик давления	1	шт.	
Крепеж (винты, гайки, хомуты и др.)	1	компл.	
Удлинители	4	шт.	690
Штуцеры газовые	4	шт.	360
Трубки резиновые	3	м	360
Рампа форсунок	1	шт.	900
Датчик частоты вращения колен. вала	1	шт.	1140
Штуцеры системы охлаждения	2	шт.	600
Итого...			68 290

Эффективность применения альтернативного топлива дополнительно можно оценить по снижению экономического ущерба, наносимого народному хозяйству страны загрязнением окружающей среды [30].

Материальный ущерб от загрязнения атмосферы для каждого источника можно определить по формуле

$$Y = \gamma \cdot \sigma \cdot f \cdot M, \text{ руб/год}, \quad (5.4)$$

где γ – относительный коэффициент ущерба, руб/ усл. кг;

σ – безразмерная величина, как показатель относительной опасности загрязнения воздуха;

f – поправочный коэффициент, учитывающий характер рассеяния примеси в атмосфере, для автотранспорта $f = 10$;

M – приведенная масса годового выброса загрязнений, усл. кг/год.

Приведенная масса годового выброса загрязнений, определяемая по формуле:

$$M = \sum A_i \cdot m_i \quad (5.5)$$

где A_i – показатель относительной агрессивности загрязнений i -го вида, усл. кг/кг;

m_i – масса годового выброса загрязнений i -го вида в год, кг/год.

Значение A_i определяется по формуле

$$A_i = a_i \cdot a_j \cdot \delta_i, \text{ усл. кг/кг}, \quad (5.6)$$

где a_i – показатель относительной опасности присутствия примеси в воздухе, вдыхаемом человеком;

a_j – поправка, учитывающая вероятность накопления исходной примеси или вторичных загрязнителей в компонентах окружающей среды и в цепях питания, а также поступления примеси в организм человека неингаляционным путем;

δ_i – поправка, учитывающая действие на различные реципиенты, помимо человека.

Принимаем значения постоянных величин и поправок по рекомендации [30].

Результаты расчета экономической эффективности от снижения ущерба, наносимого ОГ окружающей среде при применении газового топлива на одну единицу техники выполненной по [153] представлены в табл. 5.2.

Годовой экономический эффект при эксплуатации двигателя с системой подачи газового топлива по сравнению с двигателем без системы можно определить по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{рз}} = (G_{\text{Tr}} - G'_{\text{Tr}}) \cdot \mathbb{Ц}_{\text{ДТ}} - G_{\text{Гр}} \cdot \mathbb{Ц}_{\text{Г}} + У - \frac{C_{\text{Г}} \cdot H_{\text{Г}}}{T_{\text{Г}}} - Z_{\text{ТОиР}}, \quad (5.7)$$

где G_{Tr} и G'_{Tr} – годовые расходы ДТ двигателем без системы подачи газового топлива и оснащенного системой подачи газового топлива, кг;

$G_{\text{Гр}}$ – годовой расход газового топлива двигателем, оснащенного системой подачи газового топлива, кг;

$\mathbb{Ц}_{\text{ДТ}}$ и $\mathbb{Ц}_{\text{Г}}$ – комплексная цена дизельного и газового топлив, руб/кг;

$У$ – годовой экологический эффект, руб.;

C_{Γ} – балансовая стоимость системы подачи газового топлива, руб.;

H_{Γ} – годовая наработка двигателя, ч;

T_{Γ} – планируемый ресурс системы подачи газового топлива, ч;

$Z_{TOиP}$ – повышение затрат на ТО и ремонт, руб.

Повышение затрат на ремонт и ТО рассчитали исходя из стоимости устанавливаемой системы подачи газового топлива:

$$Z_{TOиP} = \frac{C_{\Gamma} \cdot r_{tp}}{100}, \quad (5.8)$$

где r_{tp} – норматив затрат на ТО и ремонт техники, $r_{tp} = 11,5\%$.

Таблица 5.2. Технико-экономические показатели и результаты расчета экономической эффективности применения системы подачи газового топлива [153]

Показатели	ДТ	ДТ + газ
Модель ДВС	Д-245.5S2	
Стоимость средства для подачи ГТ C_1 , руб.	–	68 290
Концентрация NO_x в ОГ при работе на ДТ, ppm	470	–
Концентрация NO_x в ОГ при работе на ДГТ, ppm	–	490
Концентрация С в ОГ при работе на ДТ, %	28,0	–
Концентрация С в ОГ при работе на ДГТ, %	–	13,0
Концентрация C_nH_m в ОГ при работе на ДТ, ppm	5	–
Концентрация C_nH_m в ОГ при работе на ДГТ, ppm	–	114
Коэффициент годовой сменности устройства	1,0	1,0
Стоимость 1 кг топлива ДТ, руб.	76,38	76,38
Годовая наработка двигателя, ч	1000	1000
Стоимость эксплуатации, обслуживания и ремонта C_2 , руб/год		785,3
Стоимость расходов, связанных с применением альтернативного топлива, C_n , руб.		69075,30
Эффективность снижения токсичности ОГ для С, %		53,6
Значение показателя K при снижении С в ОГ, руб/%		6314,1
Экономический эффект от снижения ущерба, нанесенного ОГ окружающей среде, руб/1 двигатель (1000 мото-ч) в год		31224

При расчете годового расхода ДТ и ГТ при использовании системы подачи газового топлива учитываем время работы дизеля наnominalном режиме.

Годовой расход ДТ при работе дизеля без системы подачи газового топлива рассчитаем по формуле

$$G_{\Gamma} = G_{DT} \cdot H_{\Gamma}, \quad (5.9)$$

где $G_{ДТ}$ – часовой расход ДТ на номинальном режиме при работе дизеля без системы подачи газового топлива, кг/ч.

Аналогично произведем расчет годового расхода ДТ и ГТ при работе дизеля с системой подачи газового топлива:

$$G'_{Тr} = G_{ДТ+Г} \cdot H_{Г}, \quad (5.10)$$

$$G_{Гr} = G_{Г} \cdot H_{Г}, \quad (5.11)$$

где $G_{ДТ+Г}$ – расход ДТ двигателем, оснащенного системой подачи газового топлива, кг;

$G_{Г}$ – расход газа двигателем, оснащенного системой подачи газового топлива, кг.

Технико-экономические показатели и результаты расчета экономической эффективности применения системы подачи газового топлива на тракторе представлены в табл. 5.3.

Таблица 5.3. Технико-экономические показатели и результаты расчета экономической эффективности применения системы подачи газового топлива на дизеле

Показатели	Обозначение	Значение	
		ДТ	ДГТ
Балансовая стоимость системы подачи ГТ, руб.	$C_{Г}$	–	68290
Повышение затрат на ТО и ремонт, руб.	$Z_{ТОиР}$	–	785,3
Годовая наработка, ч	$H_{Г}$	1000	1000
Планируемый ресурс, ч	T_p	10000	10000
Цена 1 кг ДТ, руб.	$Ц_{ДТ}$	76,38	76,38
Цена 1 кг ГТ, руб.	$Ц_{Г}$	–	45,22
Годовой расход ДТ, кг	$G_{ДТ}$	15900	12402
Затраты на дизельное топливо, руб.		1214442	947265
Экономия ДТ, кг		–	3498
Годовой расход ГТ, кг	$G_{ГT}$	–	3520,8
Затраты на газовое топливо, руб.			159211
Общие затраты на топливо, руб.		1214442	1106476
Экономия затрат на топливо, руб.			107966,00
Экономия затрат на топливо, руб/ч			107,97
Годовой экологический эффект, руб.	$У$	–	31224,00
Суммарный годовой эффект, руб.	$Э_{Г}$	–	131576,36

Экономия затрат на топливо для дизеля 4ЧН 11,0/12,5, работающего на номинальном режиме с добавкой газового топлива составляет

107,97 руб/ч. Годовой экологический эффект от применения ДГТ на дизеле составит 31224 руб, а годовой экономический эффект 100352,36 руб. при наработке 1000 ч (в ценах ноября 2023 г.) при снижении годового расхода дизельного топлива на 22 %.

5.1. Выводы по главе 5

1. Применение ДГТ на номинальном режиме позволяет снизить расход дизельного топлива на 22 %, тем самым получить снижение затрат на топливо порядка 107,97 руб/ч, при этом годовой экономический эффект для одного двигателя составит 100352,36 руб.

2. Годовой экологический эффект от нанесения вреда окружающей среде отработавшими газами двигателя трактора определен в размере 31224 руб. Суммарный годовой эффект составит 131576,36 руб. за 1000 часов работы (в ценах ноября 2023 г.).

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Получена уточненная математическая модель рабочего процесса дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, позволяющая проводить расчетные исследования по изменению крутящего момента, удельного эффективного расхода топлива, максимального давления в цилиндре, жесткости рабочего процесса, содержания твердых частиц, оксидов азота и суммарной эмиссии в отработавших газах от количества подаваемого СУГ для дизеля на номинальном режиме [160]. Получена зависимость изменения угла опережения впрыска ДТ с добавкой 0...30 % СУГ для дизеля на номинальном режиме [160].

Теоретически обоснован оптимальный способ подачи ГТ и состав смеси для работы дизеля с добавками газового топлива, обеспечивающий наилучшие экологические показатели. Установлено, что наиболее целесообразным является распределенный впрыск газового топлива во впускной коллектор дизеля в объеме 20...30 % от ДТ, при коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 1,3\dots1,7$), согласованный или несогласованный с открытием впускного клапана [111, 129].

2. Получены регрессионные зависимости по определению относительного изменения удельного эффективного расхода топлива (Δg_e), твердых частиц (ΔPM), оксидов азота (ΔNO_x) и суммарной эмиссии в ОГ (ΔSE) от угла опережения впрыска топлива для дизеля при подаче СУГ на номинальном режиме [160].

Установлено, что работа дизеля с добавкой до 30 % СУГ позволяет снизить суммарную эмиссию твердых частиц и оксидов азота в ОГ дизеля на 20,2 %, при сохранении основных эффективных показателей работы на уровне серийного дизеля, работающего на ДТ [160].

3. Разработан метод расчета и проектирования впускной системы дизеля с турбонаддувом, отличающийся согласованием характеристик подачи воздуха и газового топлива с конструктивными параметрами механизма газораспределения. Полученные аналитические зависимости, основанные на теории движения газов, которые позволяют установить место подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля трактора, оборудованного системой подачи ГТ, и определить место подачи ГТ во впускном коллекторе дизеля, исключающее перетекание газовоздушной смеси в соседний цилиндр и выпускной коллектор в момент перекрытия клапанов. Теоретически обосновано оптимальное положение точки впрыска газового топлива во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на расстоянии не менее 40 мм от кромки впускного клапана, обеспечивающее лучшие экологические показатели [129].

4. Разработаны новые системы подачи газового топлива с автоматическим регулированием и управлением режимами совместной рабо-

ты систем подачи дизельного и газового топлива, обеспечивающие уменьшение токсичности продуктов сгорания дизеля, повышение точности дозирования газового топлива, эффективности и безопасности работы дизеля [106].

Разработана система питания дизеля газовым топливом с эксплуатационными характеристиками, приближенными к оптимальным значениям [194].

5. Проведенные стендовые испытания двигателя оснащенного разработанной системой подачи альтернативного газового топлива, позволили установить, что для получения лучших характеристик при добавлении СУГ во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 необходимо ограничить подачу СУГ на уровне 30 % от ДТ. Оптимальным УУОВТ дизеля (Д-245.5С2) для работы на ДТ является $\theta_{\text{увпр}}^{\text{опт}} = 4^\circ$, с добавкой 15 % СУГ $\theta_{\text{увпр}}^{\text{опт}} = 3,5^\circ$ и с добавкой 30 % СУГ $\theta_{\text{увпр}}^{\text{опт}} = 3,0^\circ$. Установлено, что работа дизеля с добавкой СУГ сопровождается некоторым увеличением максимального давления P_z , на 7,8 % и 16,9 % при добавке 15 % и 30 % СУГ соответственно [160].

Установлено, что подачу газового топлива во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5С2), в количестве 20...30 % от ДТ наиболее целесообразно обеспечить в области эффективной нагрузки дизеля 0,8...1,0 МПа при частотах вращения 1400...1750 мин⁻¹ [112].

Экспериментально подтверждено оптимальное положение точки впрыска ГТ во впускной коллектор дизеля 4ЧН 11,0/12,5 находящееся на расстоянии 40...80 мм от кромки впускного клапана, обеспечивающее наилучшие экологические показатели и повышение безопасность работы дизеля [115].

Натурные испытания газовой системы питания, смонтированной на колесном тракторе «Беларус-922», показали работоспособность системы в реальных условиях. Установлено, что часовой расход дизельного топлива снижается с 14,3...14,7 до 11,2...11,4 кг/ч, за счет замещения его газовым. Погектарный расход ДТ топлива при работе с добавкой СУГ уменьшился при работе с плугом ПЛН-3-35 на 25,3 %, (с 15,64 до 11,69 кг/га), дымность ОГ дизеля трактора снизилась на 39,3 %. При работе с АКШ-3,6-01 погектарный расход ДТ при работе с добавкой СУГ уменьшился на 11,3 %, (с 4,71 до 4,18 кг/га), дымность ОГ снизилась на 16,5 %, содержание оксидов азота в ОГ уменьшилось на 9,3 % [75].

6. Применение СУГ как добавки для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 наnominalном режиме позволяет снизить расход ДТ на 22 % и затраты на 107,97 руб/ч. Суммарный годовой эффект от применения ДГТ составил 131576,36 руб., из которых экологический эффект 31224 руб., и экономический эффект – 100352,36 руб. на 1000 мото×ч работы дизеля [105, 153].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Адаптивная система подачи газового топлива в дизель: полез. модель ВУ 9959 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 15.11.2013.
2. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер. – 2-е изд. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
3. Альтернативные виды топлива для двигателей: монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2012. – 376 с.
4. Анализатор выхлопных газов двигателя. MGT 5 / Инструкция по эксплуатации / MAHA Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co, Allgäu, 2004. – 33 с.
5. Андреев, В. Л. Использование статистического пакета Statgraphics Plus 5.1 для обработки результатов экспериментальных исследований: Метод. пособие / В. Л. Андреев. – Киров: ФГБОУ ВПО Вятская ГСХА, 2012. – 32 с.
6. Ассад, М. С. Альтернативные моторные топлива: тенденции развития, феноменологические аспекты горения: монография / М. С. Ассад. – Барановичи: РИО БарГУ, 2008. – 328 с.
7. Ассад, М. С. Продукты сгорания жидких и газообразных топлив. Образование, расчет, эксперимент / М. С. Ассад, О. Г. Пенязьков. – Минск: Беларус. наука, 2010 – 305 с.
8. Атрощенко, В. И. Курс технологии связанных азота / В. И. Атрощенко, А. М. Алексеев, А. П. Засорин. – М.: Химия, 1969. – 383 с.
9. Афонин, С. Газовое оборудование автомобилей. Легковые, грузовые. Устройство, установка, обслуживание: практ. руководство / С. Афонин. – Ростов н/Д: ПОНЧиК, 2001. – 53 с.
10. Бабич, А. С. Особливості робочого процесу конвертованого газодизеля / А. С. Бабич, В. А. Улексин, П. М. Кухаренко. Украина: Дніпропетровськ, 2010. – 26 с.
11. Базаров, Б., Ахматжанов Р., Сидиков Ф. и др. Тяговые и топливно-экономические свойства автобусов, работающих на сжатом природном газе. Журнал Сибирского федерального университета. Сер. Техника и технологии, 2022, т. 15, № 8, С. 931–939, doi: <https://doi.org/10.17516/1999-494X-0428>.
12. Балакин Г. Решения от Bosch для газовых систем. Технический и диагностический форум Bosch / Г. Балакин. – Минск, 2012. – 25 с.
13. Барский, И. А. Повышение экономичности газового двигателя с искровым зажиганием на частичных нагрузках / И. А. Барский, П. Р. Вальехо Мальдонадо // Автогазозаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2015. – № 9 (102). – С. 18–19.
14. Бебенин, Е. В. Совершенствование топливной системы тракторных дизелей для работы по газодизельному циклу: на примере трактора РТМ-160: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Е. В. Бебенин. – Саратов, 2009. – 140 л.
15. Белов, П. М. Двигатели армейских машин / П. М. Белов, В. Р. Бурячков, Е. И. Акатов. – М.: Воениздат, 1971. – Ч. 1: Теория. – 428 с.
16. Белоусов, В. А. Снижение дымности отработавших газов автотракторных дизелей электрофильтром-дожигателем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. / В. А. Белоусов; БГСХА. – Горки, 2001. – 19 с.
17. Белоусов, В. А. Дымность отработавших газов грузовых автомобилей, следующих транзитом через Республику Беларусь / В. А. Белоусов, А. А. Сушнев // Технические вузы – Республики: материалы 52-й междунар. науч.-техн. конф. / БГПА. – Минск, 1997. – Ч. 3. – С. 65.

18. Беляев, С. В. Проблемы и перспективы применения газомоторных топлив на транспорте / С. В. Беляев, Г. А. Давыдов: труды лесоинженерного факультета ПетрГУ. – Вып. 8. – Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2010. – С. 13–16.
19. Бердник, А.Н. Влияние регулировок рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания на выделение токсичных веществ с отработавшими газами. Ученые заметки ТОГУ, 2020, т. 11, № 1. URL: <https://ejournal.pnu.edu.ru/ejournal/pub/articles/2639/>
20. Беспятый, Ф. С. Конструкция, основы теории и расчета тракторов / Ф. С. Беспятый, И. Ф. Троицкий. – М., 1972. – 502 с.
21. Богатырев, А. В. Тракторы и автомобили / А. В. Богатырев, В. Р. Лехтер: под ред. А. В. Богатырева. – М.: КолосС, 2007. – 400 с.
22. Богданов, С. Н. Автомобильные двигатели: учебник для автотранспортных техникумов / С. Н. Богданов, М. М. Буренков, И. Е. Иванов. – М.: Машиностроение, 1987. – 368 с.
23. Боксерман, Ю. И. Перевод транспорта на газовое топливо / Ю. И. Боксерман, Д. С. Мкртычан, Н. Ю. Чириков. – М.: Недра, 1988. – 224 с.
24. Большев, Л. Н. Таблицы математической статистики / Л. Н. Большев, Н. В. Смирнов. – М.: Наука, 1965. – 465 с.
25. Брук, М. А. Работа дизеля в нестационарных условиях / М. А. Брук, А. С. Виксман, Г. Х. Левин. – Л.: Машиностроение. Ленинград. отд., 1981. – 208 с.
26. Влияние добавки этанола к воздуху на эффективные показатели тракторного дизеля / А. Н. Карташевич [и др.] // Двигателестроение. – 2012. – № 1. – С. 44–47.
27. Влияние применения сжиженного углеводородного газа на регулировки, рабочий процесс и тепловыделение тракторного дизельного двигателя / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, Г.Э. Заболотских // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2023. – № 6. – С. 89–98.
28. Вознесенский, В. А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях / В. А. Вознесенский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 263 с.
29. Воинов, А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.
30. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды / А. С. Быстров, В. В. Баранкин, М. А. Виленский [и др.]. – М.: Экономика, 1986. – 96 с.
31. Вулис, Л. А. Основы теории газового факела / Л. А. Вулис, Ш. А. Ершин, Л. П. Ярин. – Л.: Энергия, 1968. – 204 с.
32. Газобаллонные автомобили / А. И. Морев [и др.]. – М., 1992. – 213 с.
33. Газобаллонные автомобили / Е. Г. Григорьев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 216 с.
34. Газовые системы: материалы Междунар. конф. использования природного газа на транспорте (IANGV), Иокогама, Япония, 15–17 октября 2000 г. – Иокогама, 2000. – 418 с.
35. Газы углеводородные сжиженные для автомобильного транспорта. Технические условия (с изменением № 1): ГОСТ 27578-87. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 149 с.
36. Газы углеводородные сжиженные топливные для коммунально-бытового потребления. Технические условия: ГОСТ 20448–88; введ. РБ 01.01.92. – М., ИПК Изд-во стандартов, 2000.
37. Генкин, К. И. Газовые двигатели. – М.: Машиностроение, 1977. – 196 с.

38. Гетманец, Г. В. Социально-экономические проблемы автомобильного транспорта / Г. В. Гетманец, В. А. Лиханов – М.: АСПОЛ, 1993. – 330 с.
39. Годовые колебания частиц РМ10 в воздухе Владивостока / В. А. Дрозд, П. Ф. Кику, В. Ю. Аナンьев [и др.] // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т. 17, № 5 (2). – С. 646–651.
40. Горбунов, В. В. Ресурсосбережение нефтяных дизельных топлив и снижение дымности отработавших газов автомобильного дизеля применением смесевых топлив: автоф. дис. ...канд. техн. наук: 11.00.11, 05.04.02 / В. В. Горбунов. – М., 1994. – 19 с.
41. Грачев, Ю. П. Математические методы планирования экспериментов / Ю. П. Грачев. – М.: Пищевая промышленность, 1979. – 200 с.
42. Гребнев, А. В. Улучшение эффективных показателей дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе путем совершенствования процессов сгорания и тепловыделения: автоф. дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02 / А. В. Гребнев. – СПб., 2009. – 18 с.
43. Гребнев, В. П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учеб. пособие / В. П. Гребнев, О. И. Поливаев, А. В. Ворохобин; под общ. ред. О. И. Поливаева. – 2-е изд., стер. – М.: Кнорус, 2016. – 260 с.
44. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
45. Гуревич, А. М. Тракторы и автомобили / А. М. Гуревич, Е. М. Сорокин. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Колос, 1979. – 479 с.
46. Гусаров, А. П., Вайсблом М. Е., Соколов М. Г. Газ как перспективное автомобильное топливо // Сб. тр. НАМИ. - М.: Изд-во НАМИ, 1989. – С. 105–115.
47. Гуськов, В. В. Тракторы / В. В. Гуськов. – Минск: Вышш. школа, 1977. – Ч. II: Теория. – 384 с.
48. Гутаревич, Ю. Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей / Ю. Ф. Гутаревич. – М.: Транспорт, 1989. – 200 с.
49. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. / Д. Н. Вырубов [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
50. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
51. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
52. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
53. Двигатели внутреннего сгорания: учебник: в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – М.: Вышш. шк., 2005. – Кн. 2: Динамика и конструирование. – 319 с.
54. Девятьяров, Р. Р. Улучшение эффективных показателей тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 (Д-240) путем применения природного газа и оптимизации процессов сгорания и тепловыделения: автореф. дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02 / Р. Р. Девятьяров. – Киров, 2003. – 19 с.
55. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509-88. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. – 52 с.

56. Динамометрическая автосцепка к тракторам класса 1,4. – Минск: Центр. науч.-исслед. инст. механ. и электриф. с.-х. незчерноземной зоны СССР, 1987. – 4 с.
57. Дымомер для дизельных двигателей MDO2-LON / Руководство по эксплуатации / MAHA Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co, Allgäu, 2005. – 68 с.
58. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия для установки на сельско-хозяйственных и лесных тракторах и внедорожной подвижной технике в отношении выброса загрязняющих веществ этими двигателями: Правила ЕЭК ООН № 96. – Введ. 05.10.2012. – Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2013. – 117 с.
59. Емельянов, В. Е. Автомобильный бензин и другие виды топлива: свойства, ассортимент, применение / В. Е. Емельянов. И. Ф. Крылов. – М.: Астрель: АСТ: Профилат, 2005. – 207 с.
60. Ерохов, В. И. Газобаллонные автомобили. Конструкция, расчет, диагностика: учебник для ВУЗов / В. И. Ерохов М.: Горячая линия. – Телеком. – 2011. – 598 с.
61. Ерохов, В. И. Физико-химические и моторные свойства газового топлива / В. И. Ерохов // АвтоГазЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2003. – №5 (11). – С.64-69.
62. Жегалин, О. П. Альтернативные топлива и перспективы их применения в тракторных дизелях: обзор / О. П. Жегалин, Е. Г. Пономарев, В. И. Журавлев [и др.]; ЦНИИТЭтракторосельхозмаш. – М., 1986. – 40 с.
63. Загородских, Б. П. Совершенствование системы подачи газообразного топлива в тракторных двигателях / Б. П. Загородских, В. В. Володин, Беденин // Техника будущего: Перспективы развития сельскохозяйственной техники: сб. статей Междунар. науч.-практ. конф., Кубанский ГАУ, ООО «КЛААС» Краснодар, 2013. – Горки, 2013. – С. 180–182.
64. Зайдель, А. Н. Элементарные оценки измерений / А. Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1967. – 88 с.
65. Запевалов, П. П. Проблемы топливоснабжения и перспективы использования альтернативных топлив в дизельных ДВС / П. П. Запевалов, А. П. Запевалов, Е. В. Гнатюк // Исследование работы поршневых ДВС на альтернативных топливах: тр. Омского СХИ. – Омск, 1986. – 234 с.
66. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
67. Золотницкий, В. А. Автомобильные газовые топливные системы / В. А. Золотницкий. – М., 2005. – 83 с.
68. Исследование тепловыделения в дизеле при работе на газовом топливе / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, Г. Э. Заболотских // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2023. – № 8. – С. 117–125.
69. Исследования тракторного дизеля при подаче газа с использованием планирования эксперимента / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, М. В. Симонов // Вестн. БГСХА. – 2019. – № 2. – С. 239–243.
70. Капустин, А. А. Влияние способа регулирования газовоздушной смеси на токсичность отработавших газов газодизельного двигателя / А. А. Капустин // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей: сб. матер. конф. Ленинград-Пушкин, 1989 – С. 81–82.
71. Карташевич, А. Н. Влияние подачи газового топлива на экологические показатели дизеля / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Вестник БГСХА. – 2013. – № 3. – С. 110–116.

72. Карташевич, А. Н. Исследования работы двигателя 1Ч 6,8/5,4 на альтернативных топливах / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, П. Ю. Малышкин, А. С. Зубакин // Вестник БГСХА. – 2016. – № 4. – С. 115–117.
73. Карташевич, А. Н. Новый подход к исследованию рабочего процесса дизеля / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников // Инновационные решения в технологиях и механизации сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / редкол.: В. Р. Петровец [и др.]. – Горки: БГСХА, 2019. – Вып. 4. – С. 171–175.
74. Карташевич, А. Н. Тракторы и автомобили. Газовое оборудование для агротехники: курс лекций / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин, А. А. Сысоев. – Горки: БГСХА, 2012. – 86 с.
75. Карташевич, А. Н. Улучшение энергетических свойств колесного трактора при работе на смешанном дизельно-газовом топливе / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Агропанорама. – 2020. – № 4 – С. 36–40.
76. Карташевич, А. Н. ДВС. Основы теории и расчета: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок. – Горки, 2008. – 312 с.
77. Карташевич, А. Н. Добавление рапсового масла в дизельное топливо, как способ регулирования физико-химических свойств топлива / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка, Г. Н. Гурков // Тракторы и автомобили: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Горки, 24–25 сентября 2009 г.: в 2 ч. / Белорус. гос. с.-х. акад.; редкол.: А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки, 2009. – Ч. 2. – С. 57–62.
78. Карташевич, А. Н. Исследование влияния системы подачи газового топлива на экологические и технико-экономические показатели колесного трактора при выполнении сельскохозяйственных работ / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Инновационные технологии в производстве сельскохозяйственной продукции: сб. науч. ст. Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 2–3 июня 2015 г. / под ред. В. Б. Ловкиса. – Минск: БГАТУ, 2015. – С. 95–101.
79. Карташевич, А. Н. Исследование работы механизма газораспределения дизеля с наддувом / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Наука – Технология – Ресурсосбережение: сб. науч. тр. IX Междунар. науч.-практ. конф. – Киров, 2016. – Вып. 17. – С. 124–128.
80. Карташевич, А. Н. Исследование эксплуатационных и экологических показателей колесного трактора с подачей газового топлива / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. – СПб.: Изд-во СПбГЭУ, 2014. – С. 16–19.
81. Карташевич, А. Н. Исследование эффективности работы дизельного двигателя с подачей сжиженного газа / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Тракторы, автомобили и машины для природообустройства: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 50-летию кафедры мелиоративных и строительных машин УО БГСХА; редкол.: А. Н. Карташевич (глав. ред.) [и др.]. – Горки, 2018. – С. 29–32.
82. Карташевич, А. Н. Определение оптимального коэффициента избытка воздуха при работе дизеля на газовом топливе / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Вестник БГСХА. – 2015. – № 1. – С. 121–126.
83. Карташевич, А. Н. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка, А. В. Гордеенко. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2014. – 421 с.
84. Карташевич, А. Н. Экологические нормы для дизельной техники и способы их достижения / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Инновационные решения в технологиях механизации: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Горки, 2016. – С. 121–123.

85. Карташевич, А. Н. Использование смесевых топлив на основе рапсового масла для сельскохозяйственных тракторов. / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка. – Горки: БГСХА, 2012. – 212 с.
86. Карташевич, А. Н. Возобновляемые источники энергии: науч.-практ. пособие / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка. – Горки: БГСХА, 2008. – 261 с.
87. Кириллов, Н. Г. Природный газ как моторное топливо: газ сжатый или газ сжиженный / Н. Г. Кириллов // Газовая промышленность. – 2003. – № 1. – С. 12–14.
88. Кириллов, Н. Г. Сжиженный биометан – перспективное моторное топливо / Н. Г. Кириллов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 12. – С. 10–13.
89. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.
90. Коробейников, А. Т. Испытания сельскохозяйственных тракторов / А. Т. Коробейников, В. С. Лихачев, В. Ф. Шолохов. – М., 1984. – 239 с.
91. Крутов, В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
92. Крутов, В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект / В. И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1978. – 472 с.
93. Кулешов, А. С., Марков В. А., Фурман В. В. и др. Расчетное исследование влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс газодизельного двигателя. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2022, № 12, с. 87–106, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-12-87-106>
94. Кулешов, А. С., Фадеев Ю. М., Кулешов А. А. Развитие многозонных моделей для расчета сгорания в современных ДВС. Двигателестроение, 2017. – № 2. – С. 7–10.
95. Кульчицкий, А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей / А. Р. Кульчицкий. – Владимир, 2000. – 256 с.
96. Кухаренок, Г. М. Рабочий процесс высокогооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования / Г. М. Кухаренок. – Минск: БГПА, 1999. – 180 с.
97. Лазурько, В. П., Кудрявцев В. А. Программа обработки индикаторных диаграмм дизелей на алгоритмическом языке «Базисный фортран» – Тр. ЦНИДИ. вып. 6. – 1975.
98. Левашов, М. Применение на газобаллонных автомобилях комбинированного впрыска топлив / М. Левашов // Автогазозаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2007. – № 3 (33). – С. 38–41.
99. Лисицын, Е. Б. Повышение эффективности использования газового топлива в газодизельных двигателях: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Е. Б. Лисицын. – М., 2010. – 19 с.
100. Лиханов, В. А. Природный газ как моторное топливо для тракторных дизелей / В. А. Лиханов. – Киров: Вятская ГСХА, 2002. – 280 с.
101. Лиханов, В. А. Использование газомоторных топлив на транспорте – опыт Вятской ГСХА: монография / В. А. Лиханов, А. В. Россохин. – Киров: Вятская ГСХА, 2013. – 280 с.
102. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – М., 2005. – 479 с.
103. Льотко В., Луканин В. Н., Хачиян А. С. Применение альтернативных топлив в ДВС. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 312 с.
104. Магомедов, А. М. Нетрадиционные возобновляемые источники энергии. Махачкала: Издательско-полиграфическое объединение «Юпитер», г. Махачкала, 996. – 245 с.

105. Малышкин, П. Ю. Оценка экологической и экономической эффективности применения газового топлива для питания дизелей / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич // Вестник БГСХА. – 2023. – № 2. – С. 185–189.
106. Малышкин, П. Ю. Системы подачи газового топлива в дизель / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич // Вестник БГСХА. – 2015. – № 4. – С. 128–136.
107. Малышкин, П. Ю. Влияние газового топлива на экологические показатели дизеля / П. Ю. Малышкин, Д. С. Короленок, А. А. Сысоев // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники: сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф. – Краснодар: Кубан. ГАУ, ООО «КЛААС». 2013. – С. 188–189.
108. Малышкин, П. Ю. Влияние отработавших газов дизелей на окружающую среду / П. Ю. Малышкин // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых. – Могилев: БРУ, 2011. – С. 155.
109. Малышкин, П. Ю. Воздействие на окружающую среду отработавших газов транспортных средств / П. Ю. Малышкин // Инновационные решения в технологиях и механизации сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / редкол.: В. Р. Петровец [и др.]. – Горки: БГСХА, 2019. – Вып. 4. – С. 99–103.
110. Малышкин, П. Ю. Классификация, сравнение и анализ систем подачи газового топлива для питания дизельных двигателей / П. Ю. Малышкин // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XVI Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Гомель, 2016. – С. 58–61.
111. Малышкин, П. Ю. Определение массы продувочного воздуха дизеля с газотурбинным наддувом и охладителем наддувочного воздуха / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич, С. А. Плотников // Вестник БГСХА. – 2017. – № 2. – С. 127–131.
112. Малышкин, П. Ю. Оптимизация подачи газового топлива для тракторного дизеля / П. Ю. Малышкин // Вестн. БГСХА. – 2022. – № 4. – С. 168–172.
113. Малышкин, П. Ю. Оценка особенностей изменения эксплуатационных показателей колесного трактора при использовании газового топлива / П. Ю. Малышкин // Инновационные решения в технологиях и механизации сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / редкол.: В. Р. Петровец (гл. ред.) [и др.]. – Горки: БГСХА, 2020. – Вып. 5. – С. 142–147.
114. Малышкин, П. Ю. Сравнение и анализ систем подачи газового топлива в дизель / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич // Знания молодых: наука, практика и инновации: сб. науч. тр. конф.: в 2 ч. – Киров: ФГБОУ ВПО «Вятская ГСХА», 2013. – Ч. 2: Технические и экономические науки. – С. 41–44.
115. Малышкин, П. Ю. Теоретические и экспериментальные исследования рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при использовании дизельно-газового топлива / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич // Вестн. БРУ. – 2021. – № 1. – С. 23–30.
116. Малышкин, П. Ю. Улучшение технико-экономических и экологических показателей дизеля добавкой газового топлива / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич // Инновационные решения в технологиях и механизации сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / редкол.: В. В. Гусаров (гл. ред.) [и др.]. – Горки: БГСХА, 2023. – Вып. 8. – С. 292–296.
117. Малышкин, П. Ю. Улучшение экологических показателей дизелей путем применения альтернативных топлив / П. Ю. Малышкин, М. А. Недосеко // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения: материалы XXIV межвуз. науч.-практ. конф. – Брянск, 2013. – С. 125–129.
118. Малышкин, П. Ю. Улучшение экологических показателей дизелей с турбонаддувом путем применения газового топлива / П. Ю. Малышкин, А. А. Сысоев // Спе-

- циалист XXI века: материалы III Междунар. науч.-практ. конф. – Барановичи, 2014. – С. 184–185.
119. Малышкин, П. Ю. Улучшение экологических показателей дизеля путем применения биогаза / П. Ю. Малышкин // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч-практ. конф., Могилев, 22–23 апреля 2010 г.; под ред. И. С. Сазонова [и др.]. – Могилев, 2010. – С. 42–43.
120. Малышкин, П. Ю. Улучшение экологических показателей дизеля путем применения газового топлива / П. Ю. Малышкин, А. А. Сысоев // Молодежь и инновации – 2013: материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых. – Горки, 2013. – С. 310–311.
121. Малышкин, П. Ю. Улучшение экологических показателей транспортных средств при добавке газового топлива в дизельный двигатель / П. Ю. Малышкин, А. Н. Карташевич // Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса: материалы Междунар. заочной науч.-практ. конф. – Минск: БелНИИТ «Транстехника», 2016. – С. 26–31.
122. Малышкин, П. Ю. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей применением газовых топлив / П. Ю. Малышкин // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения: сб. материалов XXVII Междунар. науч.-техн. конф. – Брянск, БГСХА. 2014. – № 3. – С. 60–62.
123. Малышкин, П. Ю. Улучшение эксплуатационных показателей дизельных двигателей, оборудованных EGR и DPF / П. Ю. Малышкин // Новые горизонты – 2016: сб. материалов III Белорусско-Китайского молодеж. инновац. фор. – Минск, БНТУ, 2016. – С. 148–149.
124. Мамедова, М. Д. Работа дизеля на сжиженном газе / М. Д. Мамедова. – М.: Машиностроение, 1980. – 151 с.
125. Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с.
126. Марков, В. А. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей / В. А. Марков, С. И. Козлов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 296 с.
127. Мельник, Г. В. Технологии снижения выбросов и ресурсосбережения в двигателестроении / Г. В. Мельник // Двигателестроение. – 2011. – № 2 (244). – 56 с.
128. Мельников, С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рошин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
129. Метод расчета и проектирования дизеля с наддувом, охладителем наддувочного воздуха с системой подачи газового топлива / А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, П. Ю. Малышкин, С. В. Курзенков // Вестн. БРУ. – 2017. – № 3. – С. 35–44.
130. Минский моторный завод / Каталог продукции. – Минск: ООО ТОППРИНТ, 2015. – 64 с.
131. Модина, М. А., Шкода В. В., Туктаров Р. Р. Эффективность методов сокращения количества выбросов оксидов серы от судовых энергетических установок. Эксплуатация морского транспорта. – 2020. – № 2. – С. 87–92, doi: <https://doi.org/10.34046/autmsuom95/15>.
132. Мониторинг атмосферного воздуха [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://rad.org.by>. – Дата доступа: 24.08.2022.
133. Монтгомери, Д. К. Планирование эксперимента и анализ данных / Д. К. Монтгомери. Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980. – 384 с.

134. Морозов, К. Л. Токсичность автомобильных двигателей / К. Л. Морозов. – М.: Легион-Автодата, 2000. – 80 с.
135. Муратов, А. В. Концепция использования альтернативных видов топлива в энергетических установках тягового автономного подвижного состава. Вестник транспорта Поволжья. – 2020. – № 4. – С. 71–76.
136. Налимов, В. В. Статистические методы планирования экспериментов / В. В. Налимов, Н. А. Чернова. – М.: Наука, 1965. – 310 с.
137. Олейник, М. А. Улучшение экологических показателей дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе путем снижения содержания оксидов азота в отработавших газах: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / М. А. Олейник. – Киров, 2007. – 160 л.
138. Организация газодизельного процесса с переменной запальной дозой / А. Р. Кульчицкий, В. Е. Липатов, А. Г. Коротнев, И. В. Денисенко // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Владимир. гос. ун-т. – Владимир, 1997. – С. 83–86.
139. Основы научных исследований / под ред. В. И. Крутова, В. В. Попова. – М.: Вышш. шк. 1989. – 400 с.
140. Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы определения дымности отработавших газов дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин: ГОСТ 17.2.2.02-98. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1998. – 9 с.
141. Паспорт качества сжиженного углеводородного топлива. РУП «Производственное объединение «Белоруснефть». – Речица, 2012.
142. Плотников, С. А., Ланских Ю. В., Бузиков Ш. В., Симонов А. Г. Расчет динамики тепловыделения в ДВС // Свид. об офиц. регистр. программы для ЭВМ № 2015660120 от 22.09.2015.
143. Плотников, С. А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствования топливоподающей аппаратуры: автореф. дис. ... д-р техн. наук: 05.04.02. / С. А. Плотников; НГТУ. – Нижний Новгород, 2011. – 39 с.
144. Покровская, С. Ф. Влияние загрязнения воздуха на растения / С. Ф. Покровская. – М., 1973. – 52 с. (Обзорная информация / Мин-во сел. хоз-ва, ВНИИ информации и техн.-экон. исследований по сел. хоз-ву).
145. Попык, К. Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. – Изд. 2-е, перераб. и доп: учебник для втузов / К. Г. Попык. – М.: Вышш. шк., 1973. – 236 с.
146. Правила ЕЭК ООН № 96 (02) / Пересмотр З. ГОССТАНДАРТ РОССИИ. – М. 2012. – 445 с.
147. Рогов, В. А. Методика и практика технических экспериментов / В. А. Рогов, Г. Г. Позняк. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 288 с.
148. Рудаков, Л. В. Улучшение эффективных показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе путем оптимизации процессов сгорания и тепловыделения: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Л. В. Рудаков. – Киров, 2006. – 19 с.
149. Руководство по эксплуатации трактора «Беларус-920, 922». – Минск: Минский тракторный завод, 2011. – 144 с.
150. Руководство по эксплуатации. Двигатели Д-242, Д-243, Д-245 и их модификации. – Минск: Минский моторный завод, 2009. – 80 с.
151. Руководство по эксплуатации. Дизели Д-245S2, Д-245.2S2, Д-245.5S2, Д-245.16S2, Д-245.16JS2, Д-245.42S2, Д-245.43S2. – Минск: Минский моторный завод, 2010. – 104 с.

152. Самоль, Г. И. Газобаллонные автомобили / Г. И. Самоль, И. И. Гольдблат. – Изд. 2-е, перераб. – М.: Машгиз, 1953. – 240 с.
153. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618558 Российской Федерации. «Расчет экономической эффективности использования генераторного газа в ДВС «РЭЭИГГ-ДВС»: № 2018615642 : заявл. 04.06.2018: опубл. 16.07.2018 / С. А. Плотников, Ю. В. Ланских, В. А. Подгорный [и др.]; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Вятский государственный университет» (ВятГУ).
154. Сергеев, Н. В. Устройство, монтаж, техническое обслуживание и ремонт газобаллонного оборудования транспортно-технологических машин: учеб. пособие / Н. В. Сергеев, С. А. Тарасьянц, В. П. Шоколов, В. Н. Щиров – Зерноград: АзовоЧерноморский инженерный институт ФГБОУ ВПО ДГАУ, 2015. – 347 с.
155. Система впрыска газового топлива в двигатель внутреннего сгорания типа дизель: пат. ВY 21904 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 07.02.2018.
156. Система подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания на переходных режимах: полез. модель ВY 8104 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин, Д. С. Короленок. – Опубл. 03.01.2012.
157. Система подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания на переходных режимах его работы: пат. ВY 20669 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин, – Опубл. 28.09.2016.
158. Система подачи газового топлива в дизель: полез. модель ВY 12202 / А. Н. Карташевич, В. А. Шапорев, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 01.11.2019.
159. Система подачи газового топлива в дизель: полез. модель ВY 8107 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 03.01.2012.
160. Система подачи газового топлива в дизель: полез. модель ВY 8351 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 03.04.2012.
161. Система подачи газообразного топлива в дизель: полез. модель ВY 9079 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 17.12.2012.
162. Система подачи дополнительного топлива в дизель: пат. RU 2687856 / Ш. В. Бузиков, С. А. Плотников, А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 16.05.2019.
163. Системы впрыска бензина автомобильных двигателей: курс лекций / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2004. – 28 с.
164. Системы управления бензиновыми двигателями [Текст]. Пер. с нем. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.
165. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / А. В. Скотников, А. М. Мащенский, А. С. Солонский. – Минск: Новое знание, 2004. – 400 с.
166. Скрябин, М. Л. Улучшение экологических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха при работе на природном газе путем снижения содержания окислов азота в отработавших газах: автореф дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / М. Л. Скрябин. – СПб, 2009. – 19 с.
167. Сомов, В. А. Физико-химическое регулирование процесса сгорания в дизеле путем оптимизации состава топлива / В. А. Сомов, А. П. Лесников // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: тезисы докладов Всесоюzn. науч. конф. – М., 1980. – С. 75–76.
168. Способ получения многокомпонентной биотопливной композиции: пат. RU 2743350 / С. А. Плотников, А. И. Шипин, А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 17.02.2021.

169. Справочник по применению топлива и смазочных материалов / Е. С. Мельников, В. Н. Дащков, Н. Ф. Капустин, В. А. Колос; под общ. ред. М. М. Севернева. – Минск: Уралжай, 1989. – 303 с.
170. Статистический сборник. Энергетический баланс Республики Беларусь / отв. за вып. А. С. Снетков. РУП «Информационно-вычислительный центр Национального статистического комитета Республики Беларусь». – Минск, 2022. – 148 с.
171. Статистический сборник. Энергетический баланс Республики Беларусь / отв. за вып. А. С. Снетков. Национальный статистический комитет Республики Беларусь. – Минск, 2018. – 152 с.
172. Сысоев, А. А. Сравнение и анализ систем подачи газового топлива в ДВС / А. А. Сысоев, П. Ю. Малышкин // Научный поиск молодежи XXI века: материалы науч. конф. – Горки, 2013. – С. 132–135.
173. Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск: Новое знание, 2004. – 400 с.
174. Теория двигателей внутреннего сгорания / под ред. Н. Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 552 с.
175. Теснэр, П. А. Образование углерода из углеродов газовой фазы / П. А. Теснэр. – М.: Химия, 1972. – 136 с.
176. Тимченко, И. И. Использование биогаза как альтернативного моторного топлива в транспортных установках с ДВС / И. И. Тимченко, П. В. Жадан, А. А. Ефремов // Автомобильный транспорт. – 2006. – № 2. – С. 73–80.
177. Токарев, Г. Г. Газогенераторные автомобили / Г. Г. Токарев. – М.: Машгиз, 1955. – 160 с.
178. Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю. А. Пахомов [и др.]. – М.: ТрансЛит, 2007. – 496 с.
179. Тракторные дизели: справочник / Б. А. Взоров [и др.]; под общ. ред. Б. А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
180. Тракторы и автомобили / под ред. В. А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.
181. Тракторы и автомобили. Альтернативные топлива для автотракторной техники: курс лекций / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка, А. В. Гордеенко, П. Ю. Малышкин. – Горки: БГСХА, 2013. – 60 с.
182. Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей: ГОСТ 30745-2001 (ИСО 789-9-90). – Введ. 01.01.2003. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – 12 с.
183. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: учебник / И. П. Ксеневич [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
184. Форсунки дизелей. Технические условия: ГОСТ 10579-88, введ. РБ 01.01.92. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000.
185. Хакимов, Р. Т. Анализ применения технических средств системы питания газового двигателя / Р. Т. Хакимов // Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей: сб. науч. тр. междунар. науч.-техн. конф. – СПб., 2007. – С. 219–231.
186. Хачиян, А.С. Использование водорода в качестве моторного топлива для автомобильных двигателей внутреннего сгорания / А.С. Хачиян, В.Ф. Водейко // Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. – 2008. – № 3 (3). – С. 57–61.
187. Хитрюк, В. А. Системы питания газобаллонных автомобилей: учеб. пособие / В. А. Хитрюк. – Горки: БГСХА, 1991. – 64 с.

188. Хосе Луис Гальдос Гомез. Применение сжиженного нефтяного газа в дизеле для снижения токсичности и дымности выбросов в условиях высокогорья: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Хосе Луис Гальдос Гомез. – М., 2005. – 25 с.
189. Чириков, К. Ю. Перспективы применения СПГ на транспорте / К. Ю. Чириков, Е. Н. Пронин // Газовая промышленность. – 1999. – № 10. – С. 28–29.
190. Шароглазов, Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонтов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
191. Шишков, В. А. Методы управления рабочим циклом двухтопливных и однотопливных поршневых газовых двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / В. А. Шишков; Самарский государственный аэрокосмический ун-т им. академика С. П. Королёва (Нац. исслед. ун-т). – Самара, 2013. – 33 с.
192. Шишков, В. А. Подача газового топлива при наддуве цилиндров двигателя с искровым зажиганием / В. А. Шишков // Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. – 2013. – № 4(34). – С. 66–69.
193. Электронная система впрыска газового топлива в дизель: полез. модель ВУ 10060 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 15.01.2014.
194. Электронная система подачи газового топлива в двигатель с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха: пат. RU 2633337 / С. А. Плотников, А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Опубл. 11.10.2017.
195. Якубович, А. И. Экономия топлива на тракторах: монография / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2009. – 229 с.
196. Ambient air. Standard gravimetric measurement method for the determination of the PM 10 or PM 2,5 mass concentration of suspended particulate matter // BS EN 12341:2014 – 30 June 2014.
197. Automobile Fuel Handbook / K.Owen, T.Coley. – New-York, SAE, 1990. – 650 р.
198. BOSCH. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
199. Broome, D. The Mechanism of soot release from combustion of hydrocarbon fuels with particular reference to the diesel engines / D. Broome, I. M. Khan // Conference on Air Pollution Control in Transport Engines. November 1971, London, Paper C 140/71, p. 14–17.
200. Cooled EGR – A Key Technology for Future Efficient HD Diesels / P. Zelenka, H. Aufinger, W. Reczek, W. Cartellieri – SAE Paper 980190, 1998. – 13 p.
201. Dagaut, P. Oxidation kinetics of butanol-gasoline surrogate mixtures in a jet-stirred reactor / P. Dagaut, C. Togbe // Experimental and modeling study, Fuel, 2008. Vol. 87, No. 15–16, pp.
202. IARC Monographs on the Evaluation of Carcinogenic Risks to Humans. Lyon, France, 2006. – 25 с.
203. Romanyuk, V. Reducing the environmental threat of motor vehicles by converting engines for operating on natural gas / V. Romanyuk, V. A. Likhanov, O. P. Lopatin // Theoretical and Applied Ecology. – 2018. – No. 3. – P. 27–32.
204. Sahoo, B. B. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines / B.B. Sahoo, N. Sahoo, U.K. Saha // A critical review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2009. – No. 13. – P. 51–84.
205. The Hydrogen Economy: Opportunities, Cost, Barriers and R&D Needs, in National Research Council and National Academy of Engineering, National Academies Press, Washington, 2004. – p. 28.

СОДЕРЖАНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	3
ВВЕДЕНИЕ	5
1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА	9
1.1. Перспективы применения альтернативных топлив в автотракторных дизелях	9
1.2. Газовое оборудование для автотракторной техники	12
1.3. Системы питания газовым топливом двигателей с искровым зажиганием	16
1.4. Использование газовых видов топлив в автотракторных дизелях	34
1.5. Физико-химические свойства газовых топлив	47
1.6. Особенности сгорания газовых топлив	58
1.7. Анализ экспериментальных исследований по применению газовых топлив на дизелях	62
1.8. Автотракторная дизельная техника, оборудованная системой подачи газа	67
1.9. Выводы по главе 1	70
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА ДЛЯ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЯ	71
2.1. Теоретическое обоснование способа подачи газового топлива в дизель с наддувом	74
2.2. Определение состава смеси для работы дизеля с добавками газового топлива	78
2.3. Влияние применения сжиженного нефтяного газа на регулировки, рабочий процесс и тепловыделение тракторного дизеля	88
2.4. Теоретическая модель процесса движения воздуха во впускном коллекторе дизеля	96
2.5. Расчет координат оптимальной точки подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля	100
2.6. Разработка системы питания дизеля газовым топливом	119
2.7. Выводы по главе 2	137
3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ	139
3.1. Объект исследования	139
3.2. Экспериментальная установка для проведения стендовых испытаний	140
3.3. Экспериментальная установка для проведения натурных испытаний	149
3.4. Общая методика исследований	152
3.5. Методика исследований дизеля при применении газового топлива	154
3.5.1. Методика исследований рабочего процесса дизеля при работе с добавками газового топлива	156
3.5.2. Методика стендовых испытаний дизеля при работе с добавками газового топлива	157
3.5.3. Методика расчетно-теоретических исследований работы дизеля с добавками газового топлива	158
3.5.4. Методика испытания машинно-тракторного агрегата с добавками газового топлива	160
3.6. Обработка результатов экспериментальных исследований	163
3.7. Ошибки и погрешности измерений	165
3.8. Выводы по главе 3	168
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	169
4.1. Влияние добавки газа на регулировки, рабочий процесс и тепловыделение дизеля 4ЧН 11,0/12,5	169

4.2. Влияние добавки газа на эффективные и экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5.....	174
4.3. Результаты расчетно-теоретических исследований работы дизеля с добавками газового топлива.....	179
4.4. Результаты экспериментальных исследований по выбору места подачи ГТ для дизеля 4ЧН 11,0/12,5.....	187
4.5. Результаты эксплуатационных испытаний трактора «Беларус-922» при работе с добавками газового топлива	189
4.6. Выводы по главе 4	194
5. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЙ	196
5.1. Выводы по главе 5	201
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ	202
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	204

Научное издание

Карташевич Анатолий Николаевич
Малышкин Павел Юрьевич
Плотников Сергей Александрович

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ГАЗОВЫЕ ВИДЫ ТОПЛИВА
ДЛЯ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

Монография

Редактор *Е. П. Савчук*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*

Подписано в печать 24.10.2025. Формат 60×84 $1/16$. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 12,79. Уч.-изд. л. 10,98.
Тираж 100 экз. Заказ

Белорусская государственная сельскохозяйственная академия.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в Белорусской государственной сельскохозяйственной академии.
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.