

**ПРИОРИТЕТНЫЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПРОЕКТ «ОБРАЗОВАНИЕ»
РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ДРУЖБЫ НАРОДОВ**

Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ
И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ**

Учебное пособие

**Москва
2008**

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемый вниманию читателей курс обладает *качествами инновационности, которые заключаются в следующем:*

по содержанию – включены последние достижения в данной области знаний, в том числе большой объем информации, полученной при проведении научно-исследовательских работ в РУДН;

по методике преподавания – методика основана на использовании компьютерных технологий в формах презентации лекционного материала, в проведении практических работ с использованием математического моделирования процессов, в проведении лабораторных работ как на физических установках с обработкой результатов в реальном масштабе времени с помощью мультимедийного комплекса, так и на виртуальных экспериментальных стендах;

по литературе – используется не только учебная литература, но и публикации в научных журналах, как отечественных, так и зарубежных, а главное – результаты собственных научных исследований, вошедшие в научно-технические отчеты кафедры и изложенные в соответствующих научных публикациях кафедры;

по организации учебного процесса – используется принцип «игровой» имитации исследований, индивидуальных и коллективных («мозговой штурм») мыслительных операций, с обязательным решением задач с неполными условиями, требующими применения парных операций оценивания и ориентации.

Структура курса: кол-во аудиторных часов/самостоятельная раб. = 72/72.

Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ**

Учебное пособие Москва 2008 Рецензент – доктор технических наук, профессор *В.А. Марков*

Инновационная образовательная программа

Российского университета дружбы народов

***«Создание комплекса инновационных образовательных программ
и формирование инновационной образовательной среды, позволяющих эффективно
реализовывать государственные интересы РФ
через систему экспорта образовательных услуг»***

Патрахальцев Н.Н.

Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив: Учеб. пособие. – М.: РУДН, 2008. – 248 с.: ил.

В пособии изложены основные понятия и определения, необходимые для усвоения материала, проведен анализ возможных видов альтернативных топлив (АТ), применимых в ДВС, дано описание возможных систем топливоподачи, необходимых для подачи АТ в ДВС, проанализированы физико-химические и моторные свойства АТ и их смесей. Представлены основные принципы регулирования ДВС изменением физико-химических свойств топлив на основе альтернативных, изложены примеры достижения поставленных целей повышения мощностных, экономических и экологических качеств ДВС на основе АТ.

Материалы пособия могут быть полезны при изучении курсов «Теория рабочих процессов ДВС», «Теория комбинированных ДВС», «Установки с ДВС», «Конструирование ДВС», «Эксплуатация установок с ДВС».

Для студентов, изучающих курс теории ДВС, работающих на альтернативных топливах.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей Российского университета дружбы народов при реализации инновационных образовательных программ.

Учебное пособие выполнено в рамках инновационной образовательной программы Российского университета дружбы народов, направление «Разработка комплекса экспортно-ориентированных инновационных образовательных программ по приоритетным направлениям развития науки и технологий», и входит в состав учебно-методического комплекса, включающего описание курса, программу и электронный учебник.

Н.Н. Патрахальцев, 2008

Энергообеспечение — обеспечение экономики, всей жизни человечества источниками энергии, достаточными по ресурсам и доступными по стоимости.

Введение

Достаточное по ресурсам и доступное по стоимости **энергообеспечение** является основой функционирования общественного производства, предпосылкой и определяющим фактором экономического роста. Весь XX век характеризуется экспоненциальным ростом **энергопотребления**, который вдвое опережал увеличение численности населения Земли. Даже две мировые войны не смогли принципиально изменить общий уровень потребления энергии, который увеличился за 120 лет более чем в 15 раз, т.е. каждые 40 лет он прирастал почти в 2,5 раза. **Энергетика**, по существу, являлась основой всей экономики, ибо каждый процент прироста внутреннего валового продукта (ВВП) требовал такого же темпа увеличения энергопотребления.

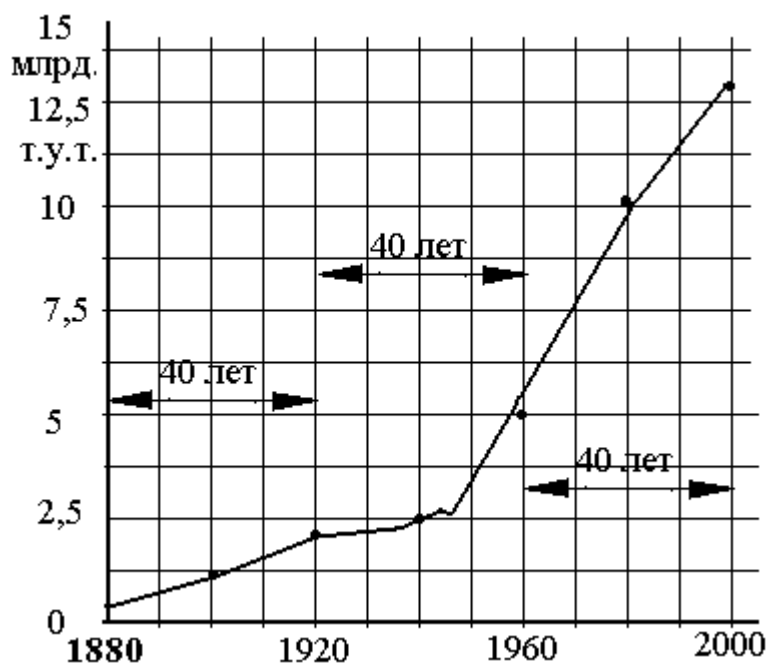


Рис. 1. Мировой уровень потребления первичной энергии в тоннах условного топлива (т.у.т.).

Даже в 2000 году более 90% **первичной энергии**, вырабатываемой в мире, производилось за счет ископаемых топлив и прежде всего нефти (рис. 1) (первичные энергетические **ресурсы** – ПЭР).

В истории развития мировой экономики прослеживается взаимосвязь развития энергетической базы и научно-технического прогресса. Уровень потребления энергии существенно определяет уровень жизни страны, ее населения (рис. 2). Так, к примеру, Мали расходует 0,3 тонны условного топлива (т.у.т.) на человека, а Япония – 4,5 т.у.т. Россия расходует 6,7 т.у.т./чел. (из них 4,5 т – на отопление жилищ и лишь 2,2 – на электроэнергию и проч.). Поэтому подъем жизненного уровня слабо развитых стран потребует огромного роста энергопотребления.

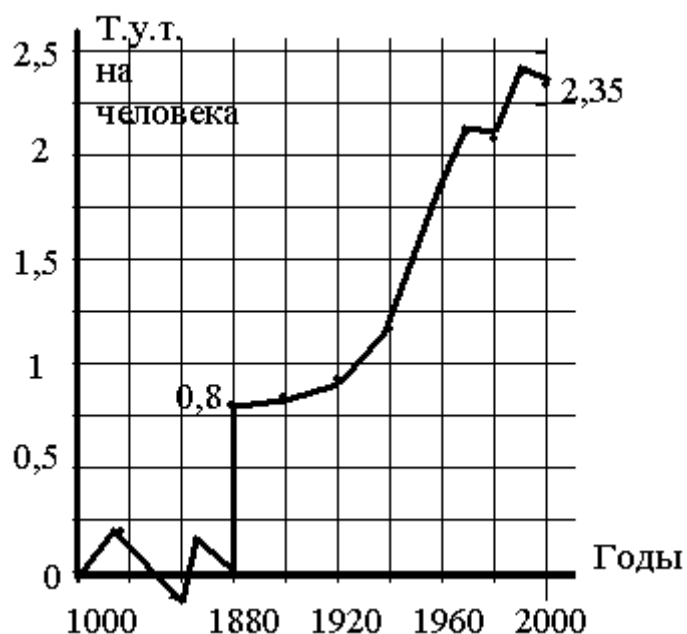


Рис. 2. Расходы энергии на душу населения (в год)

На каждом этапе своего исторического развития общество в состоянии использовать лишь те имеющиеся в его распоряжении ресурсы, для потребления которых созданы необходимые технические средства. Вклад тех или иных ресурсов в общее потребление энергии увеличивается постепенно, по мере создания необходимой инфраструктуры в сферах их добычи, транспорта, переработки, распределения и конечного потребления. Это обуславливает значительную **инерционность перехода энергетического хозяйства в целом и его отдельных составляющих с одного вида энергетических ресурсов на другие**. Об этом свидетельствует и весь исторический обзор развития энергетики.

После создания бензинового и дизельного ДВС началась всеобщая моторизация, коренная перестройка водного, железнодорожного транспорта, появились автомобильный и авиационный транспорт, было создано множество различных новых машин и механизмов, использующих ДВС. В результате – резкое увеличение добычи и переработки нефти – сырья, отличающегося высокими **энергетическими показателями**, сравнительной простотой и низкой стоимостью дальней транспортировки, относительной простотой переработки в разнообразные моторные, котельные топлива и смазочные материалы.

Несколько позднее в ряде стран получила развитие добыча, переработка и использование в **энергетических машинах** природного газа как эффективного и экологически более чистого топлива.

С появлением новых источников энергии старые не вытесняются полностью, а продолжают применяться в тех сферах, где это экономически эффективно. Отсюда характерная тенденция развития мировой энергетики – **разнообразие энергетических ресурсов как по структуре, так и по сферам применения**.

Транспортная отрасль потребляет более 30% всех энергетических ресурсов. При этом более 95% общего их потребления всеми видами транспорта падает на нефть.

Ограниченность запасов нефти, неравномерность их географического размещения, высокие ежегодные объемы добычи, ухудшение качества нефти в новых месторождениях, повышение глубины ее залегания и в итоге рост затрат на их разработку **обуславливают необходимость диверсификации топливно-энергетического баланса**.

Экономия нефтяного сырья достигается различными путями, в том числе дизелизацией автомобильного транспорта, созданием новых экономичных двигателей и комбинированных энергетических установок (гибридных силовых установок), за счет углубленной переработки нефти и других природных углеводородов, а также за счет использования нетрадиционных альтернативных топлив (АТ), в том числе за счет использования топлив из возобновляемых источников сырья.

Итак, одной из актуальных проблем современности является поиск альтернативных топлив, способных частично, а впоследствии и полностью заменить традиционные нефтяные жидкие топлива для транспорта и в целом энергетических тепловых двигателей, а также обеспечивающих повышение экономических и экологических показателей эксплуатации. В числе таких топлив в настоящее время рассматриваются природный и нефтяной газы, продукты синтеза жидких углеводородов из природного газа или твердых топлив, например, каменных и бурых углей, спирты, топлива растительного происхождения и т.д., а в более отдаленной перспективе – водород и твердые топлива. Многолетний опыт перевода автомобильного транспорта на газовые топлива показывает, что длительность процесса создания соответствующей инфраструктуры существенно ограничивает возможности крупномасштабного освоения этих топлив, отодвигает сроки решения проблемы полной замены традиционных топлив альтернативными. В то же время **необходимость уже сегодня решать экологические, энергетические, в том числе региональные проблемы вынуждает идти по пути постепенного внедрения этих топлив в практику эксплуатации**, применяя двухтопливные двигатели, двигатели со свойствами многотопливности. Конечно, применение таких двигателей приводит к усложнению систем топливоподачи из-за необходимости оснащать автомобиль или другую машину двойной системой топливоснабжения, усложнению и удорожанию эксплуатации и технического обслуживания и т.д. **И все же необходимость улучшения эколого-экономических, а часто и энергетических показателей двигателей за счет изменения физико-химических и моторных свойств топлива на основе применения альтернативных топлив вынуждает воспользоваться этими решениями.** На основе альтернативных топлив решаются задачи не только экономии, а в последующем полной замены нефтяных ресурсов альтернативными, но и повышения эффективности эксплуатации транспорта и других энергетических установок, других двигателей, а именно: повышение экономичности и экологичности силовых установок с двигателями внутреннего сгорания и с двигателями с внешним подводом тепла, причем в конечном итоге – в полном жизненном цикле (ПЖЦ) установок.

Альтернативное топливо — любое, кроме бензинов и дизельных, топливо, применимое в качестве моторного для существующих ДВС.

Глава1 **Альтернативные топлива** и их моторные свойства

1.1. **Возобновляемые и невозобновляемые, традиционные и нетрадиционные ресурсы, альтернативные топлива**

Общие запасы энергии, на которые может рассчитывать человечество, оцениваются **первичными энергетическими ресурсами (ПЭР)**. ПЭР подразделяются на две группы: **возобновляемые** и **невозобновляемые**, составляющие которых приведены на рис. 1.1.1.

В настоящее время доля потенциала возобновляемых ПЭР в общем потреблении энергии достигает лишь нескольких процентов (преимущественно благодаря использованию гидравлической энергии).

Если говорить о ядерной энергии, то следует отметить, что количество радиоактивных материалов в земной коре ограничено. Следовательно, при их использовании в современных реакторах на тепловых нейтронах они являются **невозобновляемыми**. А при использовании урана в реакторах-размножителях источник становится возобновляемым.

Первичные энергетические ресурсы различаются по видам и типам. Так, углеводородные могут быть от тяжелых нефтей до легких газов, твердые горючие ископаемые – от торфа до антрацита.

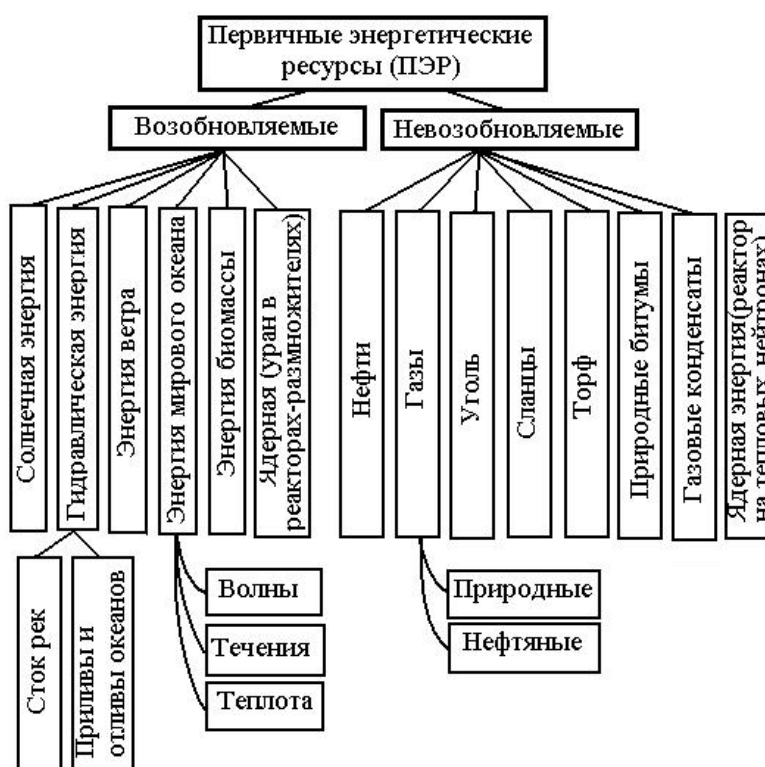


Рис.1.1.1. Классификация первичных энергетических ресурсов (ПЭР)

К **традиционным ресурсам** для производства **моторных топлив** относятся углеводороды, характеризующиеся понятием «сырая нефть», но включающие только легкие и средние ее виды (рис. 1.1.2).

Сырая нефть (или нефть) – это та часть природных углеводородов, которая существует в жидком состоянии в пластовых условиях в природных резервуарах и остается жидкой при атмосферных температурах и давлении. А *природные углеводороды* – это химические соединения, состоящие из водорода и углерода (нефть, природный газ и природные смолы).

Под **альтернативными моторными топливами** понимают получаемые из **нетрадиционных видов сырья** жидкие и газообразные топлива, которые могут быть использованы в мобильных энергоустановках транспорта, сельского хозяйства, промышленности, строительства, коммунального хозяйства.



Рис. 1.1.2.Классификация ресурсов

для производства моторных топлив

К таким мобильным установкам относятся автомобильные и авиационные двигатели с искровым зажиганием (ДсИЗ), быстроходные автотракторные, тепловозные и судовые дизели, средне- и малооборотные дизели, турбовинтовые и турбореактивные двигатели авиационной и другой техники, газотурбинные установки водного транспорта, двигатели с внешним подводом теплоты и т.д.

По физико-химическим свойствам и условиям хранения на борту транспортного средства альтернативные моторные топлива могут быть разделены на три группы (рис. 1.1.3).

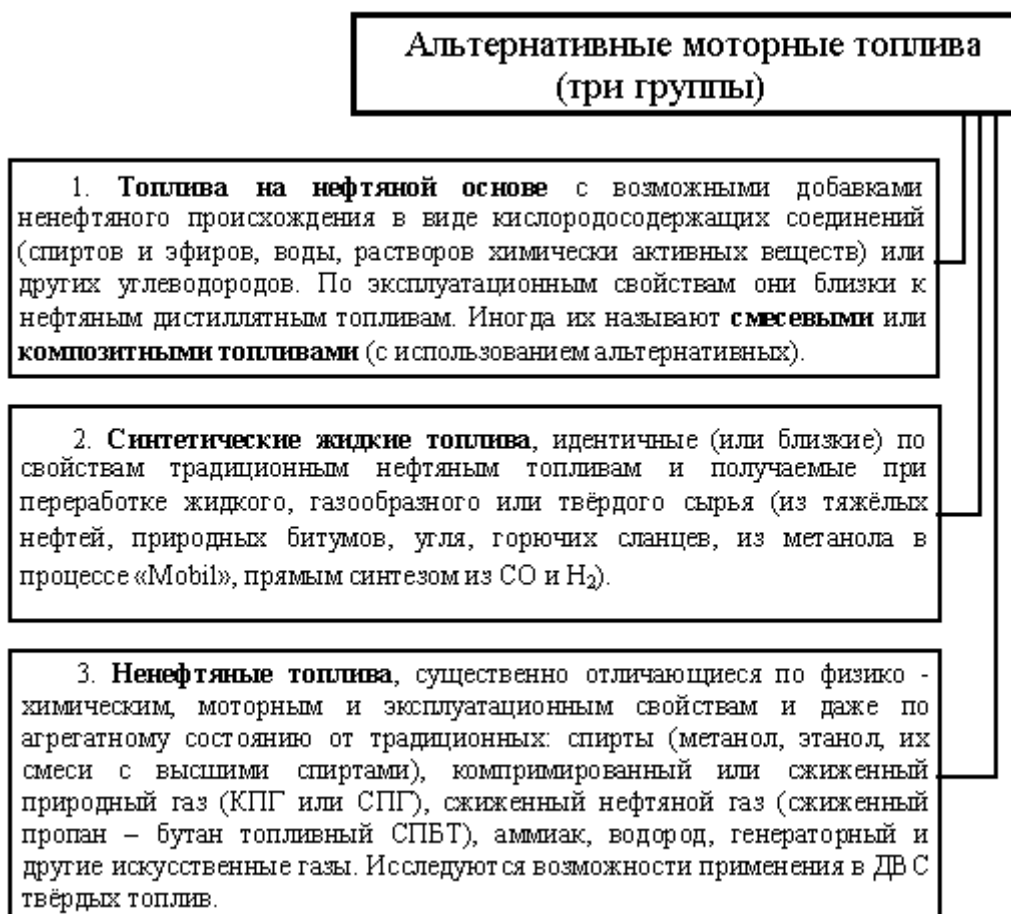


Рис.1.1.3. Классификация альтернативных моторных топлив по основным видам

Применение *топлив первых двух групп* как правило не требует существенного изменения **конструкции двигателя** (например, его топливной системы) и не приводит к существенным изменениям эксплуатационных характеристик двигателей.

Применение *топлив третьей группы* требует значительных **конструктивных и регулировочных изменений** в двигателе. В отдельную группу выделяют добавки ненефтяного происхождения (СП, ПГ, H₂ и т. д.) с автономной, раздельной от основной, подачей в двигатель (две топливные емкости, две раздельные топливные системы и т. д.).

На рис. 1.1.4 показана схема основных направлений переработки **ископаемых** видов сырья в **альтернативные моторные топлива**.

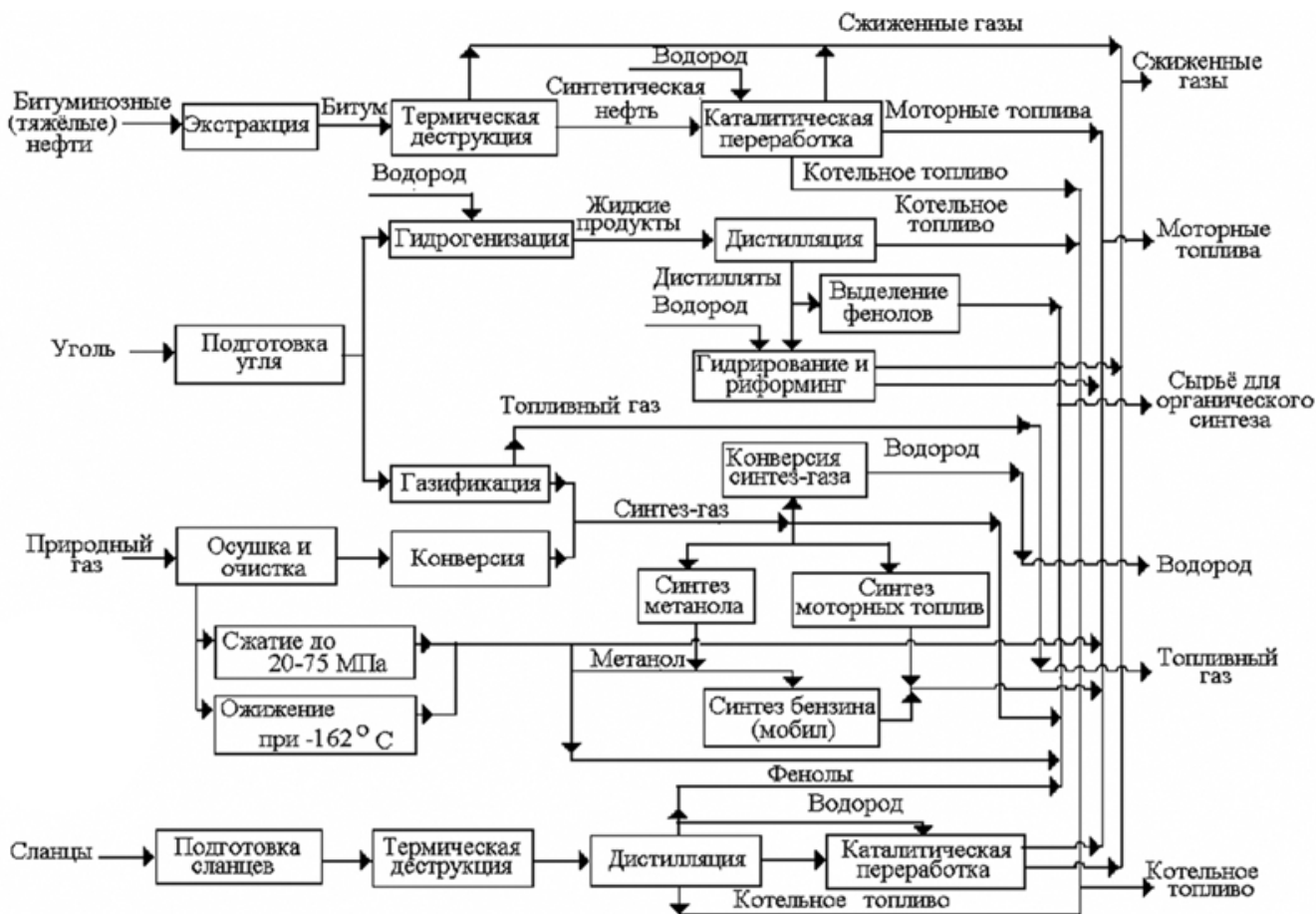


Рис. 1.1.4. Основные направления переработки ископаемых видов сырья в альтернативные моторные топлива.

Целесообразность использования тех или иных видов сырья для получения моторных топлив определяется ресурсно-экономическими факторами. Схема функционально-производственных связей по обеспечению потребности народного хозяйства в моторных топливах для техники с ДВС приведена на рис. 1.1.5.

химических элементов. В зависимости от вида топлива элементов может быть 1, 2, обычно до 5, но может быть и более.

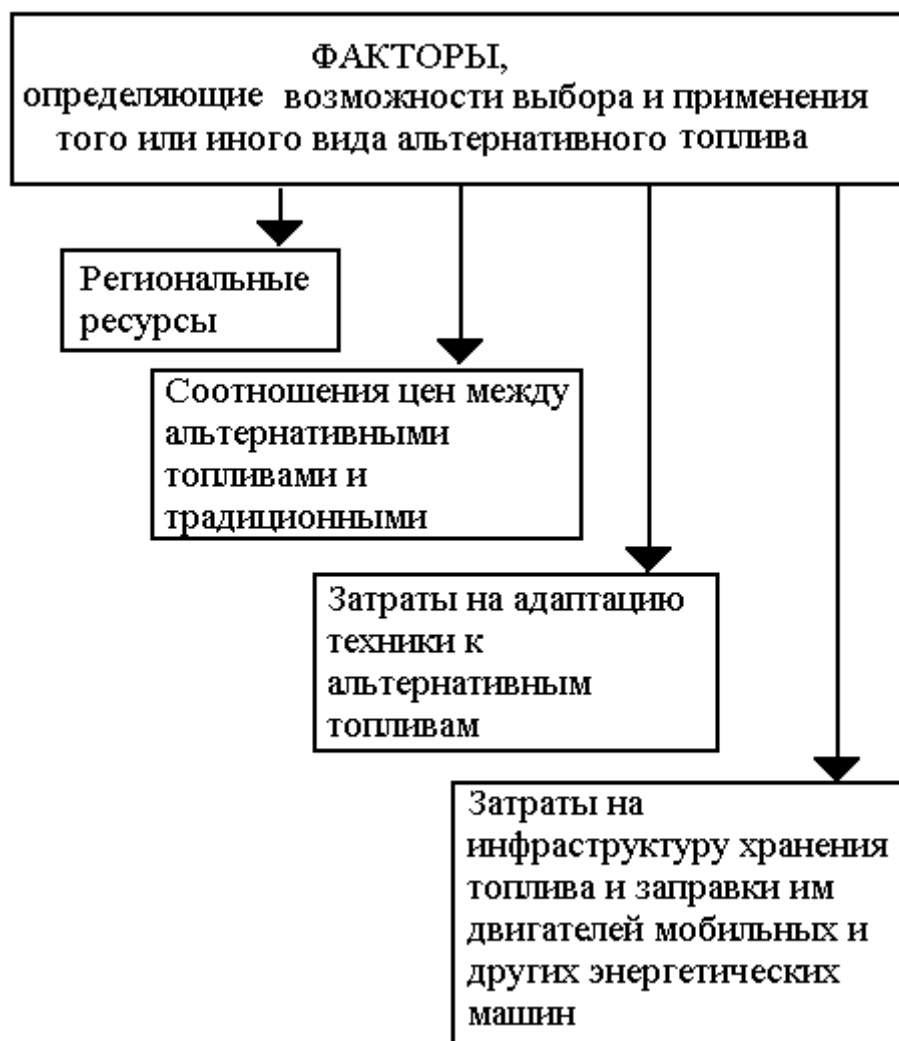


Рис. 1.2.1. Основные факторы, определяющие целесообразность выбора вида альтернативного топлива

Однако наличие углерода и водорода для стандартизированных моторных топлив является определяющим.

Кроме того, в топливе могут присутствовать сера, кислород и азот. Количество энергии, выделяемой при сгорании единицы количества топлива (1 кмоль, 1 кг, 1 м³) в виде тепла, оценивается в Дж.

Примерные содержания этих элементов в разных топливах в процентах по массе показаны в табл. 1.2.1.

Содержание элементов в основных видах топлив, % масс

Хим.эле- мент Топливо	Углерод(C)	Водород(H)	Кислород(O)	Азот (N)	Сера (S)
Дизельное	86,5-87	12,6	0,4	0	≤5
Бензин	85	15	0	0	≤0,15
Керосин	85-86	14	0	0	≤1
Природный газ	75	25	0	<0,3	0
Нефтяной газ	82	18	0	≤0,5	≤0,015
Мазут	85-88	11-12	До 0,2	≤0,3	0,5-2,0

Классификация химических элементов в топливе показана в табл. 1.2.2.

Таблица 1.2.2

Химические элементы, содержащиеся в топливе							
Горючая масса				Балласт			
Углеводороды различного состава (C_nH_m)				N₂	O₂	H₂O	Минеральные составляющие
Газообр.	Жидкие	Маслянист. жидк.	Твердые				
C₁-C₄	C₅-C₁₅	C₁₅-C₁₇	C₁₈ и т.д.				

Газообразные и твердые углеводороды могут быть растворены в жидкой фазе топлива. К балласту относятся элементы, либо отбирающие часть тепла, выделяющегося при сгорании, на свое окисление, либо не имеющие реакций окисления, но отбирающие тепло на их нагрев. Наличие балласта в топливе приводит к снижению выделяющегося тепла при сгорании топлива.

При полном сгорании углерода (т.е. до образования CO_2) выделяется 34 000 кДж на килограмм сгоревшего углерода, а при сгорании водорода – 142 000 кДж/кг. При сгорании серы выделяется меньше тепла, чем при сгорании С и H_2 , а именно 10 900 кДж/кг. Следовательно, увеличение количества серы в составе топлива приводит к снижению относительного тепловыделения.

Содержащийся в топливе кислород также снижает теплоту сгорания топлива, вследствие уменьшения содержания в топливе доли углерода и водорода. Кроме того, кислород в топливе находится в химическом соединении с водородом и углеродом (в виде гидроксильных групп OH и карбоксильных COOH). То есть углерод и водород как бы присутствуют в топливе в частично окисленном состоянии. А это снижает количество выделяемого при сгорании тепла из-за реакций доокисления групп OH и COOH по сравнению с реакциями полного окисления элементов С и Н.

При полном и совершенном сгорании 1 кг углерода, как было отмечено выше, выделяется около 34 000 кДж тепла при нормальных условиях. При этом максимальная температура, развиваемая при отсутствии потерь тепла, т.е. адиа-батическая, равна 2175 °С при сгорании в сухом воздухе и 2145 °С при сгорании в воздухе, содержащем 1% влаги.

В различных видах топлив углерод имеет разные типы химических связей с другими элементами, поэтому количество тепла, выделяемого при горении углерода, непостоянно вследствие разных затрат энергии на разрыв связей между атомами и молекулами в этих соединениях.

При сгорании 1 кг газообразного водорода выделяется около 142 000 кДж тепла при нормальных условиях, т.е. в 4 раза больше, чем при сгорании углерода. Вследствие этого [теплота сгорания топлива](#) возрастает с увеличением содержания в нем водорода, т.е. соотношения H/C , часто называемого [«водородным» числом](#). Вследствие этого отношение содержания в топливе Н и С является важным для анализа *энергоёмкости топлив*.

Количество тепла, выделяющегося при сгорании во-дородо углеродородного топлива, также зависит от характе-ра его химических связей. При сгорании жидких топлив [теплота сгорания](#) водорода составляет приблизительно 125 000 кДж/кг водорода. Адиабатическая температура горения водорода равна 2235 °С при сгорании в сухом воздухе и 2200 °С – при сгорании в воздухе с содержанием 1% влаги.

Поскольку [ОГ](#) выбрасываются при температуре, значительно превышающей 100 °С, то вода, образующаяся при сгорании водорода, находится в [ОГ](#) в виде пара, в результате чего на испарение воды тратится вполне определенное количество тепла ($Q_w = 2500$ кДж/кг). Так как при сгорании 1 кг водорода по реакции $2\text{H}_2 + \text{O}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$ образуется 9 кг воды, на испарение которой уходит следующее количество тепла: $9 \cdot 2500 = 22\,500$ кДж, то с учетом расхода тепла на испарение воды при сгорании 1 кг газообразного водорода выделяется $125\,000 - 22\,500 = 102\,500$ кДж тепла.

Количество тепла, выделяющегося при сгорании 1 кг водорода с образованием воды в виде жидкости, называют высшей теплотой сгорания (H_b). Количество тепла, выделяющегося при сгорании 1 кг

водорода с образованием паров воды без их конденсации, называют низшей теплотой сгорания (H_n). Эти же понятия применяют и к другим топливам. Следует отметить, что несмотря на большое отличие в теплоте сгорания углерода и водорода, их адиабатические температуры близки. Это объясняется тем, что на сгорание 1 кг углерода идет всего $8/3$ кг кислорода, а на сгорание 1 кг водорода – 8 кг кислорода, т.е. в 3 раза больше. Следовательно, на нагрев кислорода до реакции окисления требуется расходовать дополнительное тепло. Как отмечено выше, количество тепла, выделяемого при сгорании топлива, зависит от типа атомарных связей углерода и водорода в конкретном углеводороде. Теплота разрыва связи между атомами в молекуле (выраженная в кДж/кмоль) составляет следующие величины: Н – Н – 431,6; С = С – 421,1 (в ароматических углеводородах); С – Н – 360,3; С \equiv С – 525,8; С – С – 251,4; где –, =, \equiv – одинарные, двойные и тройные связи. Следует иметь в виду, что на разрыв связей между атомами затрачивается количество тепла, умноженное на количество связей. Так, разрыв трех одинарных связей С – С потребует около 755 кДж/кмоль, а одна тройная связь С \equiv С требует для ее разрыва только 525,8 кДж/кмоль. (Для теплоты сгорания элементов С и Н приняты уточненные значения соответственно: 33 913 и 125 604 кДж/кг.)

1.3. Определение количества воздуха, которое необходимо для полного сгорания 1 кг топлива состава $C + H + O = 1,000$

Реакция полного сгорания углерода имеет вид: $C + O_2 = CO_2$. То есть для сгорания 1 кмоль углерода (С) необходим 1 кмоль кислорода (O_2), в результате чего образуется 1 кмоль углекислого газа (CO_2). Иначе: 1 кмоль (С) + 1 кмоль (O_2) = 1 кмоль (CO_2). Молекулярная масса С составляет 12, т.е. получаем: 12 кг (С) + 1 кмоль (O_2) = 1 кмоль (CO_2); отсюда 1 кг (С) + (1/12) кмоль (O_2) = (1/12) кмоль (CO_2); а поскольку в 1 кг топлива содержится С кг углерода, то получаем: С кг (С) + (С/12) кмоль (O_2) = (С/12) кмоль (CO_2). Итак, для полного сгорания С кг углерода требуется С/12 кмоль O_2 .

Реакция полного сгорания водорода имеет вид: $2H_2 + O_2 = 2H_2O$. То есть 2 кмоль (H_2) + 1 кмоль (O_2) = 2 кмоль (H_2O). Молекулярная масса $H_2 = 2$. Получаем, что 4 кг (H_2) + 1 кмоль (O_2) = 2 кмоль (H_2O); или иначе: 1 кг (H_2) + (1/4) кмоль (O_2) = (2/4) кмоль (H_2O). Если в топливе содержится Н кг водорода, то получаем: Н кг (H_2) + (Н/4) кмоль (O_2) = (Н/2) кмоль (H_2O). Итак, для полного сгорания Н кг водорода требуется (Н/4) кмоль O_2 .

Поскольку в топливе содержится О кг кислорода, а молекулярная масса O_2 составляет 32, то 1 кг O_2 составляет (1/32) кмоль O_2 . Тогда О кг кислорода составляют $O/32$ кмоль (O_2). Поскольку в воздухе содержится 21% (объемный) кислорода, то стехиометрическое количество воздуха равно

$$L_0 = (1/0,21) \cdot [C/12 + H/4 - O/32] \text{ (кмоль возд./кг топл.)}. \quad (1.1)$$

Массовое количество воздуха, необходимое для полного сжигания 1 кг топлива того же состава, определяется следующим образом.

Реакция полного сгорания углерода: $C + O_2 = CO_2$.

С учетом того, что молекулярная масса кислорода (O_2) равна 32, получаем: 12 кг (C) + 32 кг (O_2) = 44 кг (CO_2); разделив на 12 получаем: 1 кг (C) + (32/12) кг (O_2) = (44/12) кг (H_2O).

Тогда C кг (C) + (8/3) C кг (O_2) = (11/3) C кг (CO_2).

Реакция полного сгорания водорода $2H_2 + O_2 = 2H_2O$. Отсюда: 4 кг (H_2) + 32 кг (O_2) = 36 кг (H_2O). 1 кг (H_2) + (32/4) кг (O_2) = (36/4) кг (H_2O). Тогда H кг (H_2) + 8 H кг (O_2) = 9 H кг (H_2O).

В воздухе содержится 23% масс. кислорода, следовательно массовое стехиометрическое число равно

$$l_0 = (1/0,23) \cdot [(8/3) \cdot C + 8 \cdot H - O] \text{ (кг возд./кг топл.)}. \quad (1.2)$$

Определим стехиометрическое количество воздуха для газового топлива (в кмольях воздуха/кмоль топлива или в m^3 воздуха/ m^3 топлива). Пусть некоторое газовое топливо имеет состав $C_nH_mO_r$. В соответствии с реакцией полного сгорания C имеем: 1 кмоль (C) + 1 кмоль (O_2) = 1 кмоль (CO_2); n кмоль (C) + n кмоль (O_2) = n кмоль (CO_2).

В соответствии с реакцией полного сгорания H_2 получаем: 2 кмоль (H_2) + 1 кмоль (O_2) = 2 кмоль (H_2O). Поскольку в топливе содержится m атомов водорода (H) или $m/2$ молекул H_2 , то $2 \cdot (m/2)$ кмоль (H_2) + ($m/2$) кмоль (O_2) = $2 \cdot (m/2)$ кмоль (H_2O) или ($m/2$) кмоль (H_2) + ($m/4$) кмоль (O_2) = ($m/2$) кмоль (H_2O).

Пусть в топливе содержится r атомов кислорода. Иначе говоря, в нем имеется или $r/2$ молекул (O_2), или $r/2$ кмоль (O_2). Тогда реакцию полного сгорания газового топлива вида $C_nH_mO_r$ можно записать так: $C_nH_mO_r + (n + m/4 - r/2) O_2 = n(CO_2) + (m/2) \cdot (H_2O)$. И тогда стехиометрическое количество воздуха равно:

$$L_0 = (1/0,21) \cdot \sum (n + m/4 - r/2) C_nH_mO_r \text{ кмоль возд./кмоль топл.} \quad (1.3)$$

Определим количество воздуха, которое необходимо для полного сгорания 1 кг смешанного топлива (смеси разных топлив).

Пусть смешанное топливо имеет следующий состав:

$C_{см} + H_{см} + O_{см} + S_{см} = 1$, где $C_{см}$, $H_{см}$, $O_{см}$, $S_{см}$ – массовые доли соответственно углерода, водорода, кислорода и серы в смешанном топливе.

Реакция полного сгорания серы имеет вид $S + O_2 = SO_2$; т.е. для сгорания 1 киломоля серы (S) требуется 1 киломоль кислорода (O_2), в результате чего образуется 1 кмоль SO_2 . Иначе, 1 кмоль (S) + 1 кмоль (O_2) = 1 кмоль (SO_2). Моле-кулярная масса S составляет 32, т.е. получаем: 32 кг (S) + 1 кмоль (O_2) = 1 кмоль SO_2 ; отсюда 1 кг (S) + (1/32) кмоль (O_2) = (1/32) кмоль (SO_2); а поскольку в 1 кг топлива содержится S массовых долей серы, то получаем: S кг (S) + (S/32) кмоль (O_2) = (S/32) кмоль (SO_2). Итак, для полного сгорания S кг серы требуется S/32 киломолей O_2 . Тогда формула принимает вид:

$$L_0 = (1/0,21) \cdot [C/12 + H/4 + S/32 - O/32] \text{ (кмоль возд./кг топл.)}. \quad (1.4)$$

Массовое количество воздуха, необходимое для сжигания серы, определим так: 32 кг (S) + 32 кг (O_2) = 64 кг (SO_2); 1 кг (S) + (32/32) кг (O_2) = (64/32) кг (SO_2). Тогда S кг (S) + S кг (O_2) = 2 S кг (SO_2).

Следовательно, при наличии серы в топливе формула принимает вид:

$$l_0 = (1/0,23) \cdot [(8/3)C + 8H + 2S - O] \text{ (кг возд./кг топл.)}. \quad (1.5)$$

Содержание, например, углерода в смесевом топливе ($C_{см}$) подсчитывается по формуле $C_{см} = C_1m_1 + C_2m_2 + \dots + C_nm_n$, где C_1, C_2, \dots, C_n – массовые доли углерода, содержащегося в каждом компоненте смесевое топлива. Аналогичным образом производится расчет $H_{см}, O_{см}, S_{см}$ или других компонентов, если они имеются.

Стехиометрическое количество кмоль воздуха, требующегося для сгорания 1 кг смесевое топлива, рассчитывается по следующей формуле:

$$L_0 = (1/0,21) \cdot [C_{см}/12 + H_{см}/4 + (S_{см} - O_{см})/32] \text{ (кмоль возд./кг топл.)}. \quad (1.6)$$

Стехиометрическое количество килограммов воздуха, требующегося для сгорания 1 кг смесевое топлива, рассчитывается по следующей формуле:

$$l_0 = (1/0,23) \cdot [(8/3)C_{см} + 8H_{см} + 2S_{см} - O_{см}] \text{ (кг возд./кг топл.)}. \quad (1.7)$$

Для газового топлива состава $C_nH_mO_rS_k$ получаем:

1 кмоль (S) + 1 кмоль (O_2) = 1 кмоль (SO_2) или k кмоль (S) + k кмоль (O_2) = k кмоль (SO_2). Тогда реакцию полного сгорания газового топлива вида $C_nH_mO_rS_k$ можно записать так: $C_nH_mO_rS_k + (n + m/4 + k - r/2) O_2 = n (CO_2) + (m/2) (H_2O) + k (SO_2)$.

И тогда стехиометрическое количество воздуха равно:

$$L_0 = (1/0,21) \cdot \Sigma(n + m/4 + k - r/2) C_n H_m O_r S_k \text{ (кмоль возд/кмоль топл.)}. \quad (1.8)$$

Определим теплоту сгорания различных топлив и горючих смесей на их основе.

1.4. Определениетеплоты сгорания топлив и горючих смесей

Теплоту сгорания определяем по формуле Д.И. Менделеева: $H_n = 33913 \cdot C + 125604 \cdot H + 10886 \cdot (S - O) - 2512 \cdot (9 \cdot H + W)$, где 33 913, 125 604, 10 886 – теплота сгорания соответственно C, H и S, кДж/кг 2512 – скрытая теплота парообразования, кДж/кг W – массовая доля воды в топливе. Для смесевых топлив ДВС [низшая теплота](#) сгорания вычисляется по формуле: $H_n = H_1 m_1 + H_2 m_2 + \dots + H_n m_n$ кДж/кг, где H_1, H_2, \dots, H_n – низшие теплоты сгорания компонентов смесевого топлива; m_1, m_2, \dots, m_n – массовые доли компонентов в смесевом топливе.

Пусть требуется определить низшую теплоту сгорания смеси нормальных парафиновых углеводородов следующего массового состава: C_5H_{12} – 18,6%, C_6H_{14} – 14,1%, C_7H_{16} – 21,6%, C_8H_{18} – 23,6%, C_9H_{20} – 14,2%, $C_{10}H_{22}$ – 7,9%. Определим молекулярные массы индивидуальных углеводородов. $m(C_5H_{12}) = 12 \cdot 5 + 12 = 60 + 12 = 72$; $m(C_6H_{14}) = 12 \cdot 6 + 14 = 72 + 14 = 86$; $m(C_7H_{16}) = 12 \cdot 7 + 16 = 84 + 16 = 100$; $m(C_8H_{18}) = 12 \cdot 8 + 18 = 96 + 18 = 114$; $m(C_9H_{20}) = 12 \cdot 9 + 20 = 108 + 20 = 128$; $m(C_{10}H_{22}) = 12 \cdot 10 + 22 = 120 + 22 = 144$. Определим содержание компонентов (C и H) в смеси углеводородов. $C = 0,186 \cdot 60 + 0,141 \cdot 72 + 0,216 \cdot 84 + 0,236 \cdot 96 + 0,142 \cdot 108 + 0,079 \cdot 120 = 86,93$. $H = 0,186 \cdot 12 + 0,141 \cdot 14 + 0,216 \cdot 16 + 0,236 \cdot 18 + 0,142 \cdot 20 + 0,079 \cdot 22 = 16,49$.

Молекулярная масса смесевого топлива (легких синтетических парафиновых углеводородов – [ЛСПУ](#)) равна $m_{\text{спу}} = 86,93 + 16,49 = 103,42$. Доли (массовые) компонентов C и H в [ЛСПУ](#) равны $C = 86,93 / 103,42 = 0,84$; $H = 16,49 / 103,42 = 0,16$. Следовательно низшая теплота сгорания [ЛСПУ](#) равна $H_{n, \text{спу}} = 33913 \cdot 0,84 + 125604 \cdot 0,16 - 2512 \cdot 9 \cdot 0,16 = 44966$ кДж/кг.

В ДВС топливо сгорает в замкнутом объеме цилиндра. Эффективность использования этого объема характеризуется количеством получаемой работы, а следовательно – количеством теплоты, выделяющейся в цилиндре при сгорании данной горючей смеси. Назовем количество теплоты, которое может выделиться при сгорании данной горючей смеси, [теплосодержанием горючей смеси](#). Эффективность использования объема цилиндра зависит от объемной [теплоты сгорания горючей смеси](#) $H_{\text{см}}$, т.е. от количества теплоты, выделяющейся при сгорании единицы ее объема. Если теплота сгорания отнесена к 1 кмоль,

$$H_{\text{см}} = H_n / M_1, \quad (1.9)$$

где H_n – [низшая теплота сгорания](#) 1 кг жидкого или 1 м³ газообразного топлива. Для дизелей $M_1 = \alpha L_0$; для карбюраторных двигателей $M_1 = \alpha L_0 + 1/m_r$, где m_r – молекулярная масса топлива; для газовых двигателей $M_1 = (\alpha L_0 + 1)$. [Теплота сгорания горючей смеси](#), отнесенная к 1 м³ при температуре 0 °С и давлении 0,1013 МПа, определяется по соотношению:

$$H_{см} = H_n / (M_1 \cdot 22,4). \quad (1.10)$$

Значения $H_{см}$ для различных топлив при $\alpha = 1$ приведены в табл. 1.4.1.

Таблица 1.4.1

Теплота сгорания горючих смесей при $\alpha = 1$

Топливо	$H_{см}$	$H'_{см}$	Топливо	$H_{см}$	$H'_{см}$
	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$		$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$
Бензин	83860	3739	Пропан	79130	3534
Керосин	83900	3747	Генераторный газ:		
Дизельн.топл.	84150	3755	издров	52335	2324
Этилов. спирт	81180	3626	изантрацита	58010	2587
Бутан	80180	3580	Природный газ	76200	3404

$H_{см}$ для различных жидких топлив мало отличаются и не пропорциональны H_n соответствующих топлив. Это объясняется следующим. Стехиометрическое количество воздуха L_0 зависит от тех же величин, что и H_n (состав топлива и окислителя). Стехиометрическое количество воздуха приблизительно пропорционально H_n . Чем больше кислорода затрачивается на сгорание топлива, тем больше выделяется теплоты. Теплота сгорания горючей смеси зависит от элементарного состава топлива и от α . Уравнения (1.9) и (1.10) применимы при $\alpha \geq 1,0$. При $\alpha < 1,0$ и следовательно невозможности полного сгорания топлива, в (1.9) и (1.10) нужно использовать теплоту сгорания, равную $H_u - \Delta H_u$, где ΔH_u – теплота сгорания продуктов неполного сгорания.

1.5. Газомоторные топлива

Стимулирующие факторы использования газомоторных топлив (ГМТ) – низкая цена и уменьшение выбросов вредных веществ (ВВ). В качестве ГМТ используются сжиженные углеводородные газы (СУГ), а именно: газ сжиженный нефтяной (ГСН), иначе говоря, сжиженный пропан–бутан топливный ([СПБТ](#)), компримированный (сжатый) природный газ (КПГ) и сжиженный природный газ (СПГ).

К сожалению, широкое применение КПГ и СПГ в ав-томобильном транспорте сдерживается рядом факторов (рис. 1.5.1).

В региональном локальном масштабе могут применяться и другие газы, например, коксовый газ (55–60% водорода, 20% метана и 7% окиси углерода), канализационные газы, другие биогазы, шахтный газ и пр. Их часто называют «низкокалорийными» газами, так как из-за высокого содержания в них инертных газов их массовая теплота сгорания пони-жена.



Рис. 1.5.1. Систематизация факторов, сдерживающих широкое применение природного газа (КПГ и СПГ) как **альтернативного топлива** в автомобильном транспорте

1.5.1. Природный газ

В основных отечественных месторождениях природного газа содержатся газы, в составе которых находятся 82–98% метана (CH_4), до 6% этана (C_2H_6), до 2,5% смеси бутана (C_4H_{10}), пропана (C_3H_8) и высших углеводородов. Кроме того, эти газы содержат азот (N_2) и углекислый газ (CO_2) в количестве 0,9–4,5%. Плотность газа колеблется в пределах $\rho_f = 0,56\text{--}0,58 \text{ кг/м}^3$, теплота сгорания составляет 34–35,6 мДж/м³.

Пример характеристик одного из газовых месторождений приведен в табл. 1.5.2.

Пример характеристик газов одного из месторождений РФ

Месторождение	Относительная плотность по воздуху	Состав газа, в %						
		СН ₄	С ₂ Н ₆	С ₃ Н ₈	С ₄ Н ₁₀	С ₅ Н ₁₂ + редкие газы	Н ₂ + Редкие газы	СО ₂
Североставропольское	0,57	97,8	0,08	0,01	0,01	–	1,1	1,0

В табл. 1.5.3 приведены характеристики газов, входящих в состав газообразных топлив. Природный газ как топливо для автотракторных двигателей используется преимущественно в сжатом виде (компримированный природный газ – КПГ). В виде сжиженного природного газа (СПГ) он применяется значительно реже, так как дороги криогенные сосуды для его хранения. На КПГ, как топливо для автомобилей, введены специальные технические условия, например, ТУ 51 166-83 «Газ горючий природный сжатый. Топливо для газобаллонных автомобилей». В соответствии с этими ТУ КПГ может быть двух марок: А и Б.

Они отличаются только плотностью и теплосодержанием из-за разного объемного содержания метана и азота. Параметры этих топлив приведены в табл. 1.5.4. Основные физико-химические свойства метана приведены в табл. 1.5.5. (По [энергетическим показателям](#) 1 м³ метана (основного компонента свободного природного газа) эквивалентен 1 л бензина).

Таблица 1.5.3

Характеристики газов, входящих в состав газообразных топлив

Наименование газа	Обозначение	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная теплота сгорания, низшая, H_n сух., кДж/м ³
Водород	Н ₂	0,090	10798
Азот (элементарный)	Н ₂	1,251	–

Азот воздуха (спрimesью аргона)	N ₂	1,257	–
Кислород	O ₂	1,428	–
Окись углерода	CO	1,250	12636
Углекислота	CO ₂	1,964	–
Сернистый газ	SO ₂	2,858	–
Сероводород	H ₂ S	1,520	23383
Метан	CH ₄	0,716	35818
Этан	C ₂ H ₆	1,342	63748
Пропан	C ₃ H ₈	1,967	91251
Бутан	C ₄ H ₁₀	2,593	118646
Пентан	C ₅ H ₁₂	3,218	146077
Этилен	C ₂ H ₄	1,251	59063
Пропилен	C ₃ H ₆	1,877	86001
Бутилен	C ₄ H ₈	2,503	113508
Бензол	C ₆ H ₆	3,485	140352

Таблица 1.5.4

Основные параметры природного газа как автомобильного топлива

Наименование параметра, показателя	Численные значения
Давление газа в баллонах, не менее, МПа (кгс/см)	19,62 (200)
Температура газа, подаваемого на заправку газобаллонного автомобиля, °С	<+40+45
Компонентный состав объемный, % Метан в КПГ марки	95±5 90±5 4,0

А..... вКПГ марки Б..... Этана, не более.....	
---	--

окончаниетабл. 1.5.4

Наименование параметра, показателя	Численные значения
Пропана, не более.....	1,5 1,0
Бутанов, не более.....	0,3 1,0
Пентанов, не более.....	1,0 0-4
Двуокиси углерода, не более.....	4-7
Кислорода, не более.....	
Азота, не более в КПГ марки А..... в КПГ марки Б.....	
Масса сероводорода, г/м ³ , не более	0,02
Масса меркаптановой серы, г/м ³ , не менее	0,016
Массовая доля сероводорода и меркаптановой серы, %, не более	0,01
Масса механических примесей, г/м ³ , не более	0,001
Масса влаги, г/м ³ , не более	0,009

Таблица 1.5.5

Физико-химические свойства метана

Наименование параметра	Значение
Молекулярная масса.....	16,14
Плотность газа при нормальных условиях, кг/м ³	0,717
Относительная плотность газовой фазы по воздуху (плотность воздуха принята за 1,0).....	0,554
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, м ³ /м ³	9,52
Температура кипения, °С.....	-161,6
Температура воспламенения, °С.....	640-680
Теплота испарения, кДж/кг.....	514,1
Теплота сгорания низшая: в газовой фазе, кДж/м ³ в жидком состоянии, кДж/л.....	33802,6 30649,2

окончание табл. 1.5.5

Наименование параметра	Значение
Объемная теплота сгорания горючей смеси при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$, кДж/м ³	3218,6
Пределы воспламеняемости в смеси с воздухом (объемные) при нормальных условиях, %	14 5,3

.....верхний.....	
.....нижний.....	
Коэффициент избытка воздуха α , соответствующий пределу воспламеняемостиверхнему.....нижнему.....	0,65 1,88
Коррозионная активность.....	отсутствует

Проведем расчет пределов воспламеняемости смесей газа с воздухом.

Если в нормальных условиях пределами воспламеняемости смесей метана с воздухом является содержание в них $V_{мет} = 14$ и $5,3\%$ объемных метана, то следовательно в таких смесях содержится соответственно $V_{возд} = 86\%$ и $94,7\%$ воздуха. Тогда $\alpha = V_{возд.}/(V_{мет} \cdot l_0)$ и следовательно $\alpha_{верхн} = 86/(14 \cdot 9,52) = 0,645$, $\alpha_{нижн} = 94,7/(5,3 \cdot 9,52) = 1,877$. Известно, что воспламеняемость смеси в условиях цилиндра двигателя увеличивается. То есть диапазон α , в котором обеспечивается воспламеняемость, расширяется с ростом давления, температуры, а также благодаря активирующим добавкам (например, наличие H_2 , радикалов молекул в остаточных газах и т.д.), а также с ростом времени пребывания смеси в этих условиях, т.е. в цилиндре двигателя.

Содержание влаги в газе ограничивается для уменьшения вероятности образования льда (ледяных пробок) в редукторах при дросселировании КПП. Это важно для двигателей с внешним и смешанным смесеобразованием. Для дизеля с внутренним смесеобразованием такая проблема снимается, а значит снимается проблема осушки газа на АГНКС.

Теплофизические свойства газов марок А и Б мало отличаются друг от друга и приведены в табл. 1.5.6.

Таблица 1.5.6

Теплофизические свойства газов марок А и Б

Показатели	Средние значения показателей		Примечание
	Марка А	Марка Б	
Теплота сгорания,	3218,6	3218,6	При $\alpha=1,0$

го-рючейсмеси объемная, кДж/м ³			
Относительная плотность по воздуху	0,586	0,611	Плотность воздуха принята за 1,0
Октановое число по моторному методу	103	102,3	–
Низшая объемная теплота сгорания, кДж/м ³	33802,6	33657,4	–
Температура воспламенения, °С	624,7	608,0	При температуре воздуха +20 °С и давлении 760 мм рт. ст.

На основании проведенного анализа выбираем следующий объемный компонентный состав КПГ для проведения примера исследований.

Метан-CH₄ – 90%, этан-C₂H₆ – 3%, пропан-C₃H₈ – 0,7%, бутан C₄H₁₀ – 0,5%, пентан-C₅H₁₂ – 0,2%, двуокись углерода-CO₂ – 1,0%, кислород-O₂ – 0,5%, азот-N₂ – 4%, сера-S – 0,1%.

Зная объемный состав смеси, определим ее состав массовый $m_i = V_i \cdot \rho_i / \rho_{г.см.}$; где m_i – массовая доля i -ого компонента в смеси, ρ_i и $\rho_{г.см.}$ – соответственно плотность i -ого компонента в смеси и плотность газовой смеси, V_i – объемная доля i -ого компонента в смеси. При этом плотность смеси компонентов определяется как

$$\rho_{г.см.} = \frac{\sum_{i=1}^n \rho_i \cdot V_i}{V_{г.см.}} \quad (1.11)$$

и тогда

$$\rho_{г.м.} = (90 \cdot 0,717 + 3 \cdot 1,356 + 0,7 \cdot 2,019 + 0,5 \cdot 2,703 + 0,2 \cdot 3,22 + 1,0 \cdot 1,964 + 0,5 \cdot 1,428 + 4 \cdot 1,251 + 0,1 \cdot 2,8) / 100 = 0,7697 \approx 0,77 \text{ кг/м}^3.$$

Плотности газов для расчета приведены в табл. 1.5.7.

Полученная расчетом плотность КПГ выбранного состава близка к значениям, установленным стандартами на топлива марок А и Б.

Таблица 1.5.7

Плотности различных газов

Наименование	Плотность, кг/м ³	Теплота сгорания (по источникам информации)	
		мДж/м ³	мДж/кг
Метан, CH ₄	0,717	35,85	50,07
Этан, C ₂ H ₆	1,342	63,8	47,54
Пропан, C ₃ H ₈	1,987	91,3	46,42
Бутан, C ₄ H ₁₀	2,593	118,74	45,8
Пентан, C ₅ H ₁₂	3,218	146,2	45,43
Диоксид углерода, CO ₂	1,964	–	–
Кислород, O ₂	1,428	–	–
Азот, N ₂	1,251	–	–
Сера, S	2,85	–	10,9

Если принять, что относительные плотности по воздуху этих газов равны соответственно 0,586 и 0,611, то умножив их на плотность воздуха $\rho_{\text{в}} = 1,293 \text{ кг/м}^3$, получаем диапазон возможных плотностей КПГ от 0,758 до 0,790 кг/м³. Массовые доли компонентов КПГ приведены в табл. 1.5.8.

Таблица 1.5.8

Массовые доли компонентов КПГ

Компоне нт	Плотнос ть	Объемная до ля	Массовое количес тво	Массовая до ля	Массовая до ля в 1 кг горючих
---------------	---------------	-------------------	-------------------------	-------------------	-------------------------------------

					КОМПОНЕНТО В
Метан	0,717	90	83,805	80,8	0,885
Этан	1,342	3	5,229	5,0	0,055
Пропан	1,987	0,7	1,806	1,7	0,019
Бутан	2,593	0,5	1,684	1,6	0,018
Пентан	3,218	0,2	0,836	0,8	0,009
Диоксид углерода	1,964 1,428	1 0,5	2,551 0,927	2,5 0,9	– 0,010
Кислород	1,241	4	6,499	6,3	–
Азот	2,85	0,1	0,370	0,4	0,004
Сера					
Сумма значений	–	100	103,707	100	1,000

Массовые доли составляющих элементов КПГ приведены в табл. 1.5.9.

Таблица 1.5.9

Массовые доли составляющих компонентов КПГ

Вещество	Массовая доля в 1 кг горюч. в-в КПГ	Массовая доля С в компоненте	Массовая доля Н в компоненте	Массовая доля О в компоненте	Массовая доля S в компоненте
Метан	0,885	0,75	0,25	0	0
Этан	0,055	0,8	0,2	0	0
Пропан	0,019	0,82	0,18	0	0
Бутан	0,018	0,83	0,17	0	0
Пентан	0,009	0,83	0,17	0	0
Кислород	0,010	0	0	1	0
Сера	0,004	0	0	0	1
Доля элемента		0,746	0,24	0,010	0,004

Сжиженный пропан — бутан топливный (СПБТ) — сжиженный пропан — бутан, применяемый в качестве топлива для, например, газобаллонных автомобилей, или в качестве газа для бытовых нужд, например, в сельской местности и т. д.

1.5.2. Сжиженный нефтяной газ

Сжиженные нефтяные газы (СПБТ – сжиженный пропан–бутан топливный) –это легкие углеводороды, которые при давлении 1-2 МПа и нормальной температуре находятся в жидком состоянии. Основные компоненты СПБТ(или ГСН) – пропан, бутан и пропилен. Пропан и пропилен обеспечивают оптимальное давление насыщенных паров в газовом баллоне. Бутановая составляющая (нормальный бутан, изобутан, изобутилен и другие изомеры) является наиболее энергоемким компонентом СПБТ. Кроме того, СПБТ содержит метан, этан, этилен, пентаны и другие газы, суммарное количество которых не должно превышать 6%. Благодаря этану, имеющему высокое давление насыщенных паров, в баллоне даже при низких температурах окружающего воздуха поддерживается достаточно высокое давление. СПБТ в жидком состоянии обладает высоким коэффициентом объемного расширения. Поэтому в баллоне он находится с избыточной воздушной подушкой для компенсации этого расширения.(При полном заполнении баллона СПБТ нагревание на 1 градус приводит к росту давления на 0,7 МПа.) Основные физико-химические свойства СПБТ приведены в табл. 1.5.10.

В нашей стране выпускается СПБТ двух составов: СПБТЗ и СПБТЛ (смесь пропана и бутана техническая зимняя и летняя соответственно). Первая содержит 75% пропана, доля бутана не нормируется, а вторая содержит 60% бутана, но доля пропана не нормируется. Основные нормируемые компоненты СПБТ приведены в табл. 1.5.11.

Таблица 1.5.10

Основные свойства компонентов СПБТ

Оценочные параметры	Метан	Этан	Пропан	Нормальный бутан	Пропилен	Изобутилен	Дизельное топливо
Молекулярная формула	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₆	C ₄ H ₈	
Молекулярная масса	16,04	30,07	44,1	58,12	42,08	56,10	233
Плотность жидкой фазы при температуре кипения и норм. давлении, кг/м ³	416	546	585	600	609	594	870
Температура кипения при P ₀ = 760 мм	-161,	-88,	-42,1	-0,5	-47,7	-6,2	300

рт. ст., °С	5	5					
Теплотаиспарения, кДж/кг	–	–	484,5	395	438,9	–	–
Теплотасгорания, низшая, мДж/кг	–	47	46	45	44,6	45,2	42,3
Температуравоспламенения, °С	640-680	508-605	510-580	465-550	475-550	490-570	380-420

Таблица 1.5.11

Основные нормируемые компоненты [СПБТ](#)

Наименованиепоказателя	Количество
Углеводородный состав, массоваядоля компонентов, %: Пропан..... Сумма пентанов, не более.... Сумма непредельных углеводородов, не более	80±5 3 6
Жидкий осадок при t = +40 °С (объемная доля)	Отсутствует
Давление насыщенных паровизбыточное, МПа, при t = +45 °С, не более при t = -30 °С, не менее	1,6 0,07
Содержание сероводорода (массоваядоля), %, не более	0,015
Содержание общей серы дляодорированного газа (массовая доля), %, не более	0,15
Содержание свободной воды ищелочи.....	Отсутствие

Ощущение запаха при содержании газа (объемная доля газа), %.....	0,5
--	-----

Ориентировочные значения компонентов элементарного состава топлив приведены в табл.

1.5.12.

Таблица 1.5.12

Сравнение ориентировочных значений компонентов элементарного состава разных топлив

Топливо	Углерод(C)	Водород(H)	Кислород(O)	Азот (N)	Сера(S)
Дизельное	86,5-87	12,6	0,4	0	≤5
Бензин	85	15	0	0	≤0,15
Керосин	85-86	14	0	0	≤1
Природный газ	75	25	0	<0,3	0
Нефтяной газ	82	18	0	≤0,5	≤0,015
Мазут	85-88	11-12	До 0,2	≤0,3	0,5-2,0

Как отмечено выше, [СПБТ](#) в дизелях может применяться в виде смеси его жидкой фазы с дизельным топливом. Очевидно, что в этом случае все физико-химические свойства топлива меняются в зависимости от содержания [СПБТ](#) в нем. Далее проведем для примера анализ свойств такого смесевоего топлива. (Очевидно, что аналогичным образом могут анализироваться свойства смесевых топлив, состоящих из других компонентов.) Зависимость низшей теплоты сгорания смесевоего топлива ($ДТ+СПБТ$) H_{cm} от процентного содержания в нем [СПБТ](#) приведена на рис. 1.5.2.

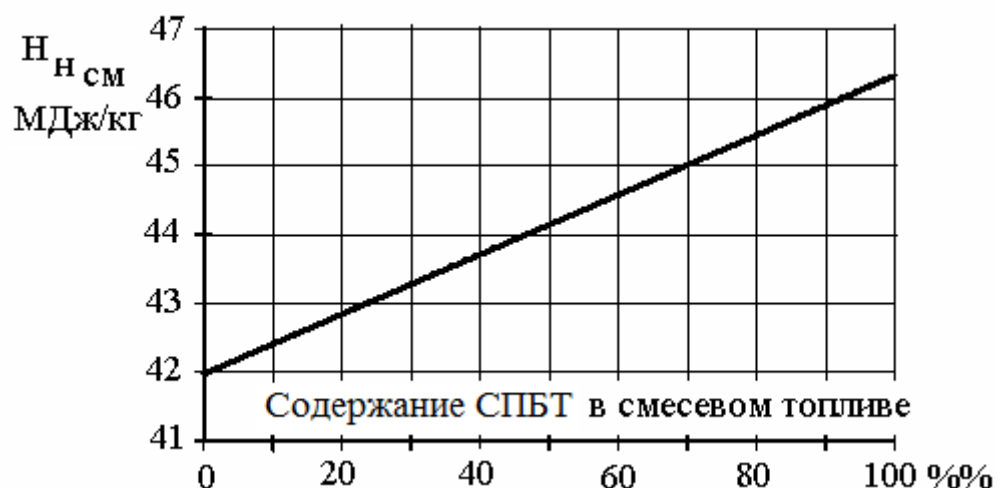


Рис. 1.5.2. Низшая теплотасгорания смеси топлива ($H_{н.см.}$), состоящего из дизельного искиженного нефтяного газа (СПБТ)

С использованием приведенных ранее формул, а также информации о компонентах смеси топлива (табл. 1.5.13) оценим стехиометрические числа рассматриваемых смесевых топлив.

Таблица 1.5.13

Компоненты смеси топлива

Вид топлива	Химический состав, %						Молярная масса, кг/кмоль
	С	Н	О	S	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₈	
Дизельное	87	12,1	0,4	0,5	–	–	190
СПБТ (ГСН)	–	–	–	–	50	50	50,14
C ₄ H ₁₀	–	–	–	–	100	–	58,12
C ₃ H ₈	–	–	–	–	–	100	44,09

Зная молекулярные массы пропана и бутана, определяем молекулярную массу СПБТ:

$$\mu_{ГСН} = \frac{1}{\sum \frac{q_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\frac{0,5}{58,12} + \frac{0,5}{44,09}} = 50,14. \quad (1.12)$$

На графике рис. 1.5.3 приведены изменения стехиометрических чисел в зависимости от содержания [СПБТ](#) в смеси топлива.

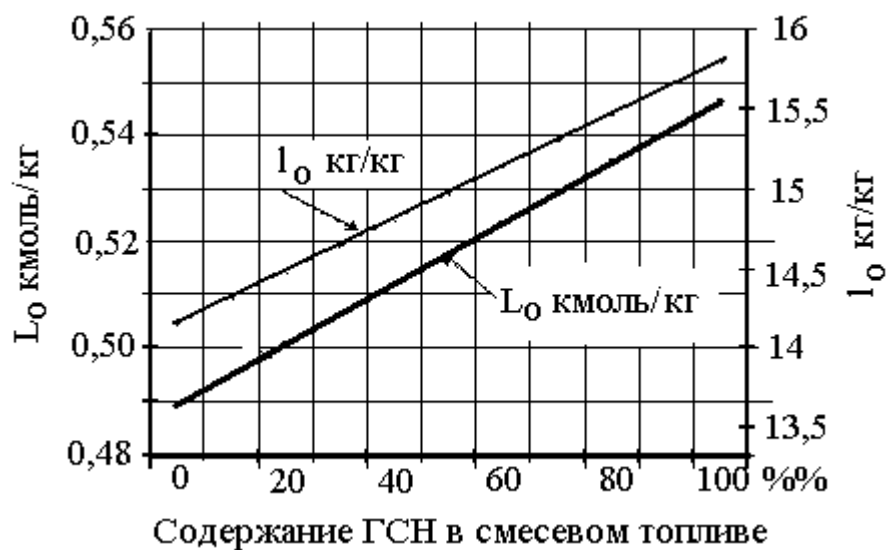


Рис. 1.5.3. Изменения стехиометрических чисел (L_0 и l_0) в зависимости от содержания [СПБТ](#) (ГСН) в смеси топлива

На графике рис. 1.5.4 показаны зависимости теплоты сгорания горючей смеси от содержания ГСН ([СПБТ](#)) в смеси топлива для разных α .

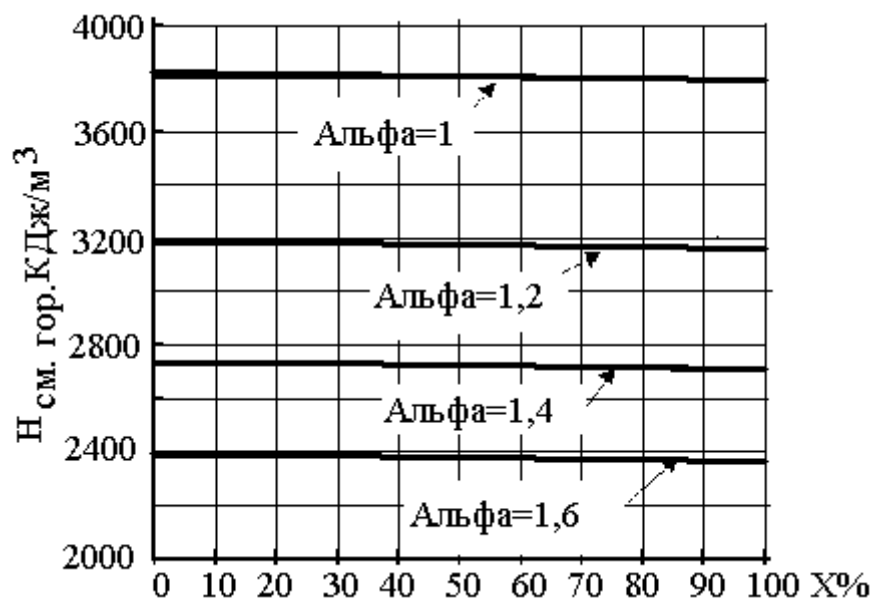


Рис. 1.5.4. Теплота сгорания горючей смеси ($H_{см.гор.}$), полученной

на основе смеси топлива (ГСН + ДТ), иначе, [СПБТ](#) + ДТ

Значения $H_{см гор.}$ для различных топлив при $\alpha = 1$ приведены в табл. 1.5.14. $H_{см}$ для различных жидких топлив мало отличаются и не пропорциональны H_n соответствующих топлив. Это объясняется следующим. Стехиометрическое количество воздуха L_0 зависит от тех же величин, что и H_n (состав топлива и окислителя). Стехиометрическое количество воздуха приблизительно пропорционально H_n . Чем больше кислорода затрачивается на сгорание топлива, тем больше выделяется теплоты.

Таблица 1.5.14

Теплота сгорания горючих смесей при $\alpha = 1$

Топливо	$H_{см}$ $\frac{кДж}{кмоль}$	$H_{см}$ $\frac{кДж}{м^3}$	Топливо	$H_{см}$ $\frac{кДж}{кмоль}$	$H_{см}$ $\frac{кДж}{м^3}$
Дизельн.топл.	85774	3829	СПБТ (50x50)	84828	3787
			ДТ + 10% СПБТ	85670	3825
			ДТ + 20% СПБТ	85570	3820
Пропан	84500	3772	ДТ + 30% СПБТ	85470	3816
Бутан	85460	3802	ДТ + 40% СПБТ	85370	3811

При $\alpha = 1$ смесь, состоящая из 1 кг дизельного топлива и 14,16 кг воздуха, имеет массу 15,16 кг. Если состав смеси в общем случае равен α , то в том же количестве смеси (равном 15,16 кг) количество дизельного топлива G_T определим следующим образом. Количество горючей смеси во всех случаях остается постоянным и равным $G_b + G_T = 15,16$ кг. Поскольку $\alpha = G_b / (G_T \cdot l_0)$, то $G_b = \alpha \cdot G_T \cdot l_0$, т.е. $\alpha \cdot G_T \cdot l_0 + G_T = 15,16$, или $G_T = 15,16 / (\alpha \cdot l_0 + 1)$. Если количество топлива в указанных 15,16 кг горючей смеси равно G_T , то количество воздуха в ней будет равно $G_b' = 15,16 - G_T$. В этом количестве воздуха теоретически можно полностью, т.е. при $\alpha = 1$, сжечь G_T' топлива, где $G_T' = G_b' / l_0$. Если принять, что теплосодержание 15,16 кг смеси при $\alpha = 1$ составляет 100%, то снижение теплосодержания тех же 15,16 кг смеси при раз-ных α составит $\delta = 100 - G_T' \cdot 100$. Относительное изменение удельного теплосодержания δ (%) горючей смеси (смесевое топливо+воздух) при изменении

коэффициента избытка воздуха α в диапазоне от 1 до 1,6 приведено на графике зависимости $\delta = f(\alpha)$ (рис.1.5.5).



Рис. 1.5.5. Увеличение теплосодержания горючей смеси (%) в зависимости от состава смеси (коэффициент избытка воздуха)

По результатам проведенных ранее экспериментальных исследований можно построить зависимость цетанового числа (ЦЧ) от состава смесевоего топлива (рис. 1.5.6). Поскольку [СПБТ](#) может иметь различный состав, то получаем поле значений ЦЧ. Характеристики показывают, что добавка [СПБТ](#) может существенно снизить воспламеняемость смесевоего топлива. Однако это снижение может быть ощутимо при значительных добавках [СПБТ](#).

Очевидно, что период задержки воспламенения (ПЗВ) горючей смеси на базе данного смесевоего топлива будет отличаться от аналогичного параметра дизеля при работе на дизельном топливе. Это может приводить к изменениям скорости нарастания давления, очевидно, к увеличению жесткости работы двигателя, если начало сгорания не сместится за ВМТ.

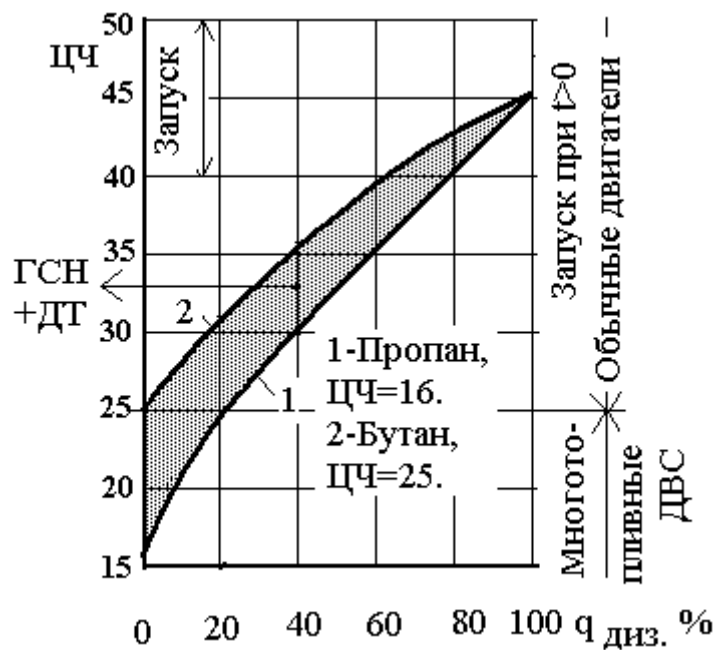


Рис.1.5.6. Зависимость цетанового числа (ЦЧ) смешанного топлива от содержания дизельного топлива ($q_{\text{диз.}}$) в нем

Но в то же время это может приводить к росту фактора динамичности цикла (σ), как отношения количества топлива, подготовленного к воспламенению, ко всей подаче. А это приводит к росту степени повышения давления при сгорании (λ) и, наконец, – к росту индикаторного КПД цикла.

В ряде работ отмечается, что несмотря на значительные отличия в воспламеняемости компонентов смешанного топлива, зависимость ПЗВ определяется именно средними значениями ЦЧ. Облегчение фракционного состава смешанного топлива, связанное с наличием в нем [СПБТ](#), улучшает качество распыливания вследствие меньшей вязкости и поверхностного натяжения. А уменьшение диаметров капель приводит к снижению ПЗВ. При этом чем выше температура среды, тем меньше степень влияния диаметра капель на ПЗВ. И в то же время при высокой дисперсности факела выигрыш в «физической» стадии ПЗВ не компенсирует потери проигрыша в «химической» стадии и может приводить к росту ПЗВ. Учитывая, что в данном случае [СПБТ](#) применяется на режимах высокотемпературных, а также то, что доля [СПБТ](#) в смешанном топливе сравнительно мала, можно предположить несущественность влияния состава топлива на ПЗВ

и зависящие от него параметры работы двигателя. Применение [СПБТ](#) как добавки к дизельному топливу очевидно

как-то скажется на понижении температуры заряда к моменту начала сгорания. Оценим это значение. Пусть дизель работает на смешанном топливе, имея степень сжатия $\epsilon = 18,5$. Известно, что за период задержки воспламенения в цилиндр впрыскивается 70% масс. топлива. Определим величину понижения температуры (Δt) и температуру (t_1) заряда в цилиндре дизеля к началу самовоспламенения (при усло-

вии полного испарения поданного в цилиндр [СПБТ](#)), если температура окружающего воздуха равна 0°C , теплота испарения [СПБТ](#) $r = 440$ кДж/кг; теплоемкости воздуха и

газа равны $C_b = 1,0056$ кДж/(кг·К), $C_{гн} = 2,43$ кДж/(кг·К), $b_0 = 14,3$ кг/кг, $a = 1,5$. К моменту самовоспламенения горючая смесь в цилиндре имеет коэффициент избытка воздуха 2,14. Температуру воздушного заряда в цилиндре к моменту на-чала впрыскивания топлива примем равной следующей:

$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n-1)} = (273 + 0 + 20) \cdot 18,5^{1,36-1} = 838$ К, или 565 °С. (Здесь подогрев заряда после входа в цилиндр принят

равным 20 град.) Исходная температура заряда равна

$t_0 = t_a = 565$ °С. Тогда:

$$\Delta t = r / (a b_0 C_b + C_T) \quad (1.13)$$

$$\Delta t = 440 / (2,14 \cdot 14,3 \cdot 1,0056 + 2,43) = 13,4 \text{ °С.}$$

Полученные результаты показывают, что понижение температуры заряда не будет существенно больше, чем при работе на дизельном топливе. Для сравнения отметим, что при применении метанола снижение температуры заряда в таких же условиях достигает 75 °С. Итак, $t_1 = t_0 - \Delta t$; $t_1 = 565 - 13 = 552$ °С. Иначе, начало воспламенения произошло при $T'_c = T_c - \Delta t = 838 - 13 = 825$ К.

Все составляющие **СПБТ** имеют высокие значения давлений насыщенных паров (рис. 1.5.7), которые существенно превышают аналогичный показатель дизельного топлива (рис. 1.5.8).

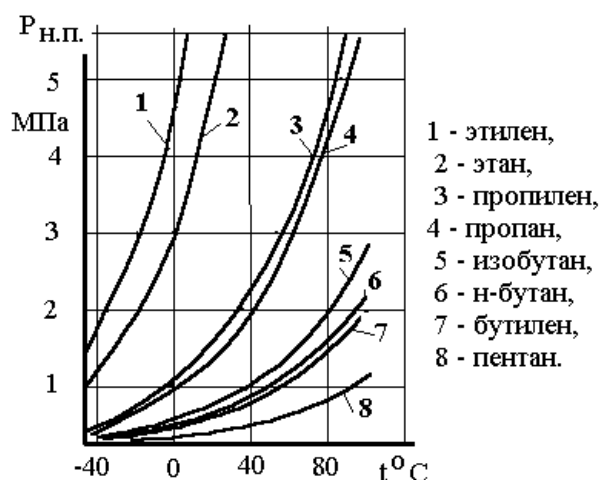


Рис.1.5.7. Зависимость давления насыщенных паров углеводородов, входящих в состав **сжиженного нефтяного газа, от температуры**

Высокая испаряемость одного компонента может привести к появлению паровых пробок как в линиях низкого, так и в линиях высокого давления, а следовательно – к нарушениям в процессах топливоподачи. Что касается работы ТНВД и форсунки, то добавка **СПБТ** хотя и изменяет кинематическую вязкость топлива (рис. 1.5.9), но этот факт не столь существенен, а может быть и полезен, так как это явление позволяет применять топлива повышенной вязкости.

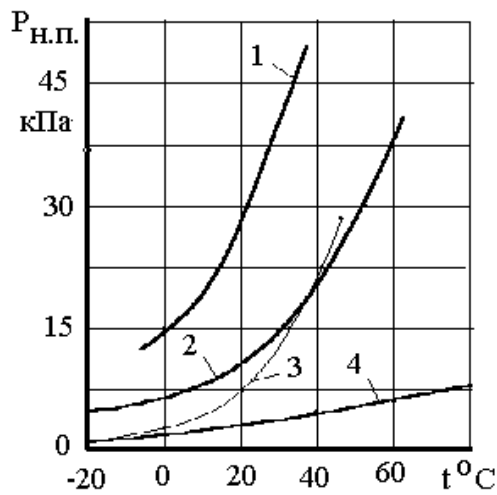


Рис. 1.5.8. Зависимость давления

насыщенных паров топлива ($P_{н.п.}$) от температуры:

1 – летний бензин, 2 – зимний бензин,

3 – этанол, 4 – дизельное топливо

Как видно из рисунков, даже при малом содержании [СПБТ](#) в подготовленном в баке смесевом топливе давление подкачки должно быть повышенным.

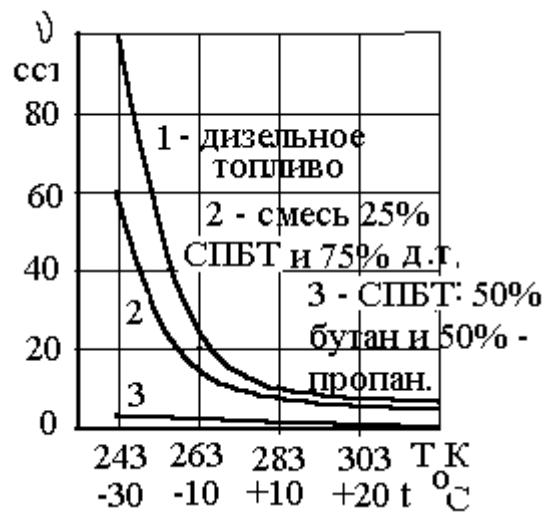


Рис.1.5.9. Зависимость кинематической вязкости топлив (ν)

от температуры топлива

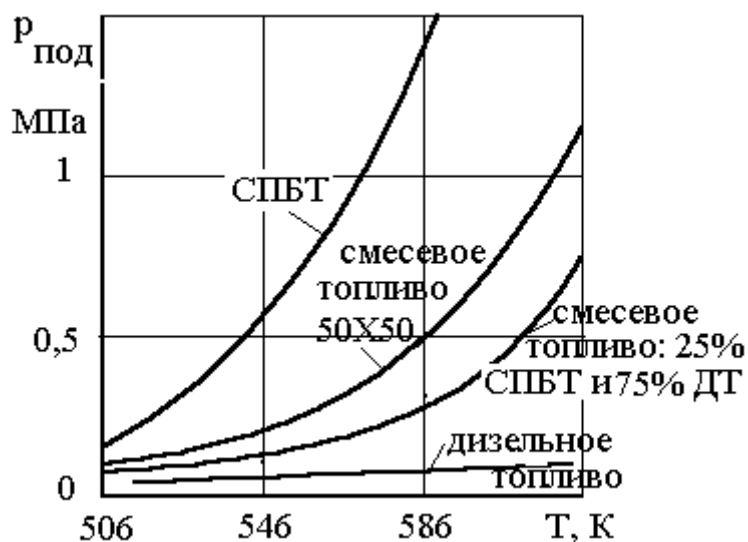


Рис. 1.5.10. Зависимость минимально необходимого давления

подкачки $p_{\text{под}}$ топливным подкачивающим насосом

от температуры (T) топлива

Можно построить зависимость величины цикловой подачи топлива от состава смесового топлива при условии эффективного уровня подкачки $p_{\text{под}}$ (рис. 1.5.10). Снижение производительности связано как с повышенной сжимаемостью топлива, так и с повышенными утечками его через зазоры ТНВД. Кинематическая вязкость смесового топлива существенно зависит как от состава топлива, так и от его температуры. Подача такого смесового топлива штатной топливной аппаратурой осложняется как условиями на впуске в ТНВД, так и условиями в ЛВД в период отсечки подачи, низкой смазывающей способностью топлива и плохой уплотняющей способностью.

1.6. Жидкие синтетические углеводороды

Синтетические топлива получают из различного сырья, например, тяжелых нефтей, твердых топлив (угля, древесины, торфа, сланцев), из сырья растительного происхождения и т.д. К числу наиболее перспективных АТ относится природный газ, который уже в настоящее время получает все более широкое распространение в качестве одного из топлив для ДВС как с принудительным зажиганием, так и для газодизелей (т.е. двигателей двухтопливных, со смешанным или внутренним смесеобразованием и самовоспламенением дизельного запального топлива). Однако широкое использование ПГ в качестве топлива для ДВС создает очевидные проблемы, связанные как с его обработкой и хранением в условиях заправочных станций, так и особенно с хранением его на борту автомобиля, что относится и к КРГ, и к СПГ. Создание необходимой инфраструктуры для широкого использования природного газа в качестве топлива для ДВС требует значительных капитальных вложений и соответственно времени. В то же время существуют другие пути расширения использования ПГ в ДВС. Современный ДВС приспособлен для использования жидкого топлива. Поэтому представляет определенный интерес синтез из ПГ жидких углеводородов или непосредственно моторного топлива, т.е. использование ПГ в качестве сырья для производства моторного жидкого топлива.

Смесь нормальных парафиновых углеводородов фракции C_5-C_{10} (легких синтетических парафиновых углеводородов – ЛСПУ) ранее как компонент дизельного топлива не применялась. Для приведенных далее результатов исследований применена фракция ЛСПУ следующего состава (% объемный): C_5H_{12} – 18,6; C_6H_{14} – 14,1; C_7H_{16} – 21,6; C_8H_{18} – 23,6; C_9H_{20} – 14,2; $C_{10}H_{22}$ – 7,9, аналогичная по составу получаемой на действующем промышленном производстве (например, Новочеркасский завод синтетических продуктов – НЗСП).

При производстве химических реактивов, растворителей и других углеводородных продуктов из синтез-газа (CO и H_2), освоенном промышленностью (рис. 1.6.1), образуются различные используемые промышленностью вещества, в том числе фракция легких синтетических парафиновых (нормального строения) углеводородов (ЛСПУ) с числом углеродных атомов от 5 до 10 (фракция C_5-C_{10}).

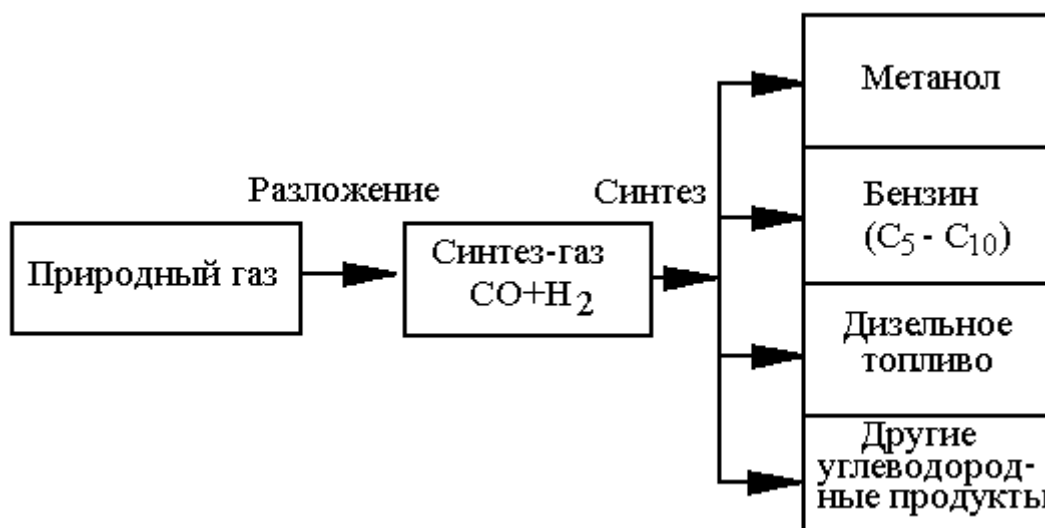


Рис.1.6.1. Схема процесса синтеза углеводородов

Эти углеводороды по своим физико-химическим свойствам близки к бензиновому топливу, но имеют низкое октановое число (35–45 ед.) и поэтому не находят прямого применения как топлива для двигателей с принудительным зажиганием. Известный процесс Мобил Ойл превращает эти углеводороды в высокооктановое топливо, но при этом цена получаемого топлива значительно превосходит цену традиционного бензина. В то же время эти углеводороды, отличаясь по ряду показателей от дизельного топлива (ДТ), сравнимы с ним или даже превышают его по показателю воспламеняемости – цетановому числу (50–60,5 ед.). Поэтому представляется целесообразным использовать их в качестве добавки к традиционному ДТ, с целью экономии нефтяного сырья. Поскольку эта фракция является жидкостью и растворяется в ДТ без ограничения, то устраняются проблемы с доставкой и хранением топлива на заправочных станциях, проблемы хранения его на борту автомобиля. Следует отметить известную возможность синтеза углеводородов, аналогичных углеводородам ДТ. Однако энергоемкость процесса превращения синтез-газа в жидкие даже наиболее простые парафиновые углеводороды зависит от молекулярной массы образующихся веществ. Чем меньше их молекулярная масса, тем меньше затраты

энергии на превращение синтез-газа в жидкие углеводороды. Из нормального 1 м³ синтез-газа суммарно можно получить 200 г жидких углеводородов. Процесс проходит в относительно «мягких» условиях: температура 170–190 °С, давление 8–10 бар. В продуктах синтеза наряду с фракцией C₅–C₁₀ содержатся другие ценные химические продукты. Изменяя условия процесса можно существенно повысить содержание фракции C₅–C₁₀ в продуктах синтеза.

Важнейшие физико-химические и некоторые моторные характеристики индивидуальных углеводородов, входящих в состав фракции [ЛСПУ](#), а также их сравнение с характеристиками метанола, приведены в табл. 1.6.1.

Следует отметить прежде всего более высокие цетановые числа индивидуальных [ЛСПУ](#) общей формулы C_nH_{2n+2}, которые возрастают по мере увеличения числа атомов углерода в молекуле, и несколько повышенные теплоты их сгорания по мере увеличения числа атомов водорода в молекуле. По плотности, температуре кипения, вязкости углеводороды C_nH_{2n+2} близки к бензинам, их теплота испарения почти в три раза ниже, чем, например, у метанола. [ЛСПУ](#) обладают низкими температурами плавления, что позволяет рекомендовать их добавку к дизельным топливам утяжеленного фракционного состава – УФС.

В табл. 1.6.2 показаны важнейшие характеристики фракции [ЛСПУ](#) и ее смесей с ДТ в сравнении с характеристиками чистого ДТ. Цетановые числа (ЦЧ) топлив определялись на установке ИДТ-69 (ГОСТ 3122–67), а также расчетом по закону аддитивности по известным цетановым числам компонентов топлива и их объемному составу. Следует отметить высокие качества смесевых топлив по параметру самовоспламенения. Выбирая состав смесевого топлива, можно в приемлемых условиях установить вязкость и плотность, что определяет возможность использования топлива штатной топливной аппаратурой.

Таблица 1.6.1

**Физико-химические и моторные характеристики индивидуальных углеводородов
нормального строения и сравнение их с характеристиками метанола**

Характеристика	Вещества						
	Пентан C ₅ H ₁₂	Гексан C ₆ H ₁₄	Гептан C ₇ H ₁₆	Октан C ₈ H ₁₈	Нонан C ₉ H ₂₀	Декалин C ₁₀ H ₂₂	Метанол CH ₃ OH
Цетановое число	41,0	48,5	56,3	63,8	71,0	76,9	3 – 5
Плотность при T = 298K, кг/м ³	631,2	664,2	688,4	707,0	722,0	734,4	795

Температура кипения, $t_{\text{кр}}$ °С	36,07	68,74	98,43	125,7	150,8	174,1	65
Температура плавления, t °С	-129,7	-95,3	-90,6	-56,8	-53,5	-29,7	–
Теплота испарения, кДж/кг	358,8	336,2	317,6	304,0	290,2	280,3	1109
Теплота сгорания низшая, мДж/кг	45,46	45,19	45,0	44,86	44,74	44,65	19,67
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества: l_0 , кг/кг L_0 , кмоль/кг	14,12 0,482	15,4 0,525	15,34 0,524	15,29 0,522	15,24 0,521	15,22 0,520	6,4 0,22
Молекулярная масса	72,15	86,18	100,2	114,2	128,3	142,3	32

окончаниетабл. 1.6.1

Характеристика	Вещества						
	Пентан C_5H_{12}	Гексан C_6H_{14}	Гептан C_7H_{16}	Октан C_8H_{18}	Нонан C_9H_{20}	Декан $C_{10}H_{22}$	Метанол CH_3OH
Вязкость при	0,372	0,446	0,580	0,737	0,936	1,246	0,6при

$T = 298 \text{ K}$, $\nu \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$							313 K
Давление насыщенных паров при $p = 100 \text{ кПа}$, $T = 298 \text{ K}$, мм рт. ст.	512,5	151,3	45,71	13,98	4,46	1,37	32 при 311 K
Теплоемкость при $p = 100 \text{ кПа}$, $T = 298 \text{ K}$, кДж/(кг·K) жидкости пара	2,011 1,671	– 1,432	– 1,661	2,213 1,658	2,223 1,655	2,216 1,653	– –

Таблица 1.6.2

Показатели качества фракции [ЛСПУ](#) и ее смесей с дизельным топливом и их сравнение с показателями дизельного топлива

Характеристика	Виды топлива					
	Дизельное З (ГОСТ 305 – 82)	Фракция ЛСПУ	Смеси топлива, количество добавки ЛСПУ , % объемный			
			10	30	50	70
ЦЧ: Эксперимент – Расчет –	47,3 –	60,5 57,3	48,4 48,6	51,5 51,3	54,6 54,9	56,5 56,5
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$ ($T = 298 \text{ K}$)	828	690,7	814,3	786,9	759,3	731,9
Молекулярная масса	204,3	101,3	188	167,2	139,7	122,2
Вязкость, $10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ ($T = 298 \text{ K}$)	3,53	1,31	3,31	2,6	1,88	1,66

Теплота сгорания, МДж/кг	42,5	45,0	43,0	43,4	43,9	44,3
Теплота испарения, КДж/кг	238,1	319	246,1	262,3	278,5	294,7
Средняя температ. кипения, К	553	375,5	535,3	499,8	464,3	428,7
Теплоемкость, кДж/кг·град.: паров жидкости	1,840 2,106	2,306 2,082	1,89 2,084	1,93 2,099	2,073 2,094	2,166 2,089
Количество воздуха на 1 кг топлива:						
L_0 , кмоль/кг,	0,494	0,514	0,494	0,497	0,502	0,507
l_0 , кг/кг	14,3	14,82	14,20	14,34	14,5	14,34
Фактических смол, мг/100 мл	30		27	21	15	9,0

Добавка [ЛСПУ](#) к ДТ несколько увеличивает теплоту сгорания и испарения, ЦЧ, теплоемкость и снижает вязкость смесового топлива в сравнении с дизельным. Наличие во фракции [ЛСПУ](#) легкокипящих компонентов (кипят до 100 °С C_5H_{12} , C_6H_{14} , C_7H_{16}), очевидно, приведет к повышенному парообразованию в топливопроводах низкого давления, особенно во всасывающем трубопроводе до подкачивающего насоса системы питания при применении этих компонентов в летних сортах дизельного топлива, но эта проблема решается небольшим повышением давления нагнетания подкачивающим насосом. Во всех смесевых топливах с добавкой [ЛСПУ](#) уменьшается содержание серы, фактических смол, йодного числа, коксуемости 10%-ного остатка.

Сжиженный нефтяной газ — сжиженный пропан — бутан
(см. сжиженный пропан — бутан топливный — СПБТ).

1.7. Диметилэфир

Считается, что [диметиловый эфир](#) (ДМЭ) для решения проблемы снижения дымности [ОГ](#) дизелей является наиболее перспективным альтернативным топливом. ДМЭ представляет собой продукт синтеза из СО и H_2 . По своим свойствам ДМЭ близок по ряду свойств к [нефтяному сжиженному газу](#) (СПБТ) (см. табл. 1.7.1).

Однако преимущество ДМЭ – высокие цетановые числа ЦЧ (55 ед., по сравнению с 20 ед. у [СПБТ](#) (ГСН). Очевидно, что жесткость сгорания при работе на ДМЭ будет повышенной из-за высокой летучести (легкие фракции). Это приводит к необходимости делать более «мягким» процесс впрыскивания, менее интенсивным, может быть даже двухступенчатым или двухстадийным. В то же время

привлекательность замены ДТ диметилэфиром заключается, в частности, в возможности отказаться от высоких давлений впрыскивания, применяемых в современных топливных системах дизелей. Так, давление порядка 20 МПа, т.е. в 5 – 10 раз меньше, чем у современных дизелей, обеспечивает высокое качество смесеобразования и достижение перечисленных выше эффектов, что связано с тем фактом, что ДМЭ имеет вязкость жидкой фазы и поверхностное натяжение (при высокой испаряемости) в 20 – 40 раз ниже, чем ДТ. Недостаток такого процесса с использованием существующей дизельной топливной аппаратуры – утечки ДМЭ, обладающего высокой текучестью и вытекающего из форсунки при стоянке дизеля даже при отсутствии давления в ЛВД.

Таблица 1.7.1

Физико-химические свойства ряда [альтернативных топлив](#)

Свойства	ДМЭ	Пропан	Бутан	ЛСПУ	ДТ (З, ГОСТ 305-82)
Химич.формула	C_2H_6O	C_3H_8	C_4H_{10}	C_nH_{2n}	–
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	27,3	46,5	45,8	45,02	42,5
Цетановое число	55	18	22	60,5	47,3
Молекулярная масса	46,07	44,1	58,12	101,25	204,26
Плотность жидкой фазы при 20 °С, кг/м ³	668	585	600	690,7	828
Плотность газ. фазы (норм. услов.), кг/м ³	1,59	2,019	2,703	–	–
Вязкость жидкой фазы, мм ² /с	0,15	0,15	0,18	1,31	3,53
Давлен. насыщенных паров при 20 °С, бар.	5,1	8,4	2,1	–	0,069 при 38°С
Средняя температура кипения, °С	-24,9	-42,1	-0,5	102,5	280
Температура самовоспламенения, °С	235	470	400	–	380
Теплота испарения, КДж/кг	410 при 20°С	344	358	319	850

Стехиометрическое число, кг/кг	9,1	15,8	15,6	14,82	14,13
Скорость звука при 20 °С, м/с	860	800	900	1100	1260

В то же время свойства ДМЭ существенно отличаются от свойств стандартных ДТ, применяемых ныне. Плотность жидкой фазы у ДМЭ на 33% больше, чем у [СПБТ](#) и на 20% ниже, чем у ДТ. ДМЭ обладает низкой теплотой сгорания на 26% меньше, чем [СПБТ](#) и на 35% – чем ДТ (т.е. обеспечение той же мощности, что и у исходной модели дизеля, потребует повышения массовой цикловой подачи на 35%, а объемной производительности системы – на 50–60%).

Для образования стехиометрической горючей смеси ДМЭ требует 9,1 кг воздуха на кг топлива, в то время, как для [СПБТ](#) – 15,7, а для ДТ – 14,13 кг/кг.

Экспериментально доказано, что применение ДМЭ позволит существенно снизить выбросы с [ОГ](#) твердых частиц, оксидов азота и углеводородов, а также уменьшить уровень шума. Существенное снижение содержания сажи в выбросах позволит повысить надежность систем нейтрализации и рециркуляции [ОГ](#). Повышается возможность форсировки рабочего процесса по составу смеси без превышения установленного для дизельного топлива предела дымления.

Стоимость ДМЭ при его массовом производстве может быть сравнима со стоимостью современных нефтяных топлив, а истощение [невозобновляемых](#) источников сырья еще более повышает перспективность ДМЭ уже как заменителя традиционных топлив. Перевод дизеля на работу на ДМЭ не требует существенного изменения его конструкции. Однако определенные сложности возникают при организации процесса топливоподачи топливными системами непосредственного действия разделенного типа. В то же время уже доказано, что организация процесса впрыскивания ДМЭ в жидкой фазе в цилиндры дизеля вполне осуществима. Применение ДМЭ путем полной замены ДТ нефтяного происхождения – сравнительно далекая перспектива, которая связана с необходимостью подготовки соответствующей инфраструктуры. Поэтому реальное использование ДМЭ скорее всего пойдет сначала по пути *частичной замены им ДТ*. По аналогии с опытом разработки топливных систем для подачи в дизель [СПБТ](#) в жидкой фазе, можно предположить, что в начальной стадии применение ДМЭ целесообразно осуществлять как добавку к ДТ. В этом случае принципиально возможны два пути решения задачи: 1) подача смеси ДМЭ и ДТ – смесового топлива на линии низкого давления (ЛНД) до ТНВД и 2) подача ДМЭ в ДТ в линии высокого давления (ЛВД), т.е. уже после ТНВД.

Первый путь может реализовываться, если смесовое топливо (ДМЭ+ДТ) заранее готовится в условиях соответствующего предприятия по его производству и хранится на борту автомобиля в баллонах по типу существующих газобаллонных автомобилей, использующих [СПБТ](#) (обычно двухтопливные бензогазовые или газо-дизельные автомобили). В другом варианте ДМЭ и ДТ хранятся на борту автомобиля в разных емкостях, а перед подачей в ТНВД происходит их смешивание и затем впрыскивание полученного смесового топлива в цилиндры.

Такие методы подачи ДМЭ имеют существенные недостатки. Так, хранение заранее приготовленной смеси ДТ и ДМЭ создает определенные проблемы. ДМЭ и [СПБТ](#) имеют высокие и близкие по значениям давления насыщенных паров (например, при $t = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ – порядка 10 бар). С учетом динамических, кавитационных процессов в ЛНД, возможности нагрева топлива, для обеспечения полной цикловой подачи смесового топлива давление подкачки в существующих топливных системах должно составлять порядка 2,5 МПа для смеси из 50% ДТ и 50% ДМЭ.

Исследования топливной аппаратуры, проведенные с [СПБТ](#) как имитатором ДМЭ, показали следующее. Подача [СПБТ](#) достигала 35–40% от полной цикловой подачи. При этом снижение дымности [ОГ](#) составляло 40–50%. Благодаря повышению качества смесеобразования-сгорания удавалось форсировать дизель по составу смеси с $\alpha = 1,5$ до $\alpha = 1,34$ (для дизеля типа ЯМЗ) без превышения установленного предела дымления. А такая возможность позволяет проводить корректирование внешних скоростных характеристик, если решить проблему регулирования содержания [СПБТ](#) (или соответственно ДМЭ) во всей подаче.

1.8. Биотоплива

Биодизельное топливо на основе растительных масел может производиться из более чем 50 масличных культур. Наиболее распространены два вида: рапс (для евроазиатского континента) и соя (для американского и австралийского). Но могут в качестве сырья использоваться и подсолнечник, и кокосовое и пальмовое масло. В последние годы начинается производство таких топлив на основе пищевых жиров. Основным производителем таких топлив является Евросоюз (1,5 млн т/год). Доля США пока весьма незначительна. Доля биотоплива за последние годы существенно выросла, но даже по прогнозам на 2010 год ожидается, что она составит около 6% во всем балансе бензиновых и дизельных топлив. В то же время на более дальний период ожидается существенное возрастание абсолютного производства биодизельных топлив, а его доля к 2020 году в общем балансе бензинов и дизельных топлив превысит 12%.

1.9. Спирты

Спирты относятся к кислородосодержащим топливам (оксигенатным), что сразу определяет их пониженную теплоту сгорания, несмотря на повышенные водородные числа этих топлив (табл. 1.9.1).

Таблица 1.9.1

Свойства метанола этанола и сравнение их с ДТ

№	СВОЙСТВА	ТОПЛИВА		
		Метанол	Этанол	Диз.топл.
1	2	3	4	5
1	Химическая формула	CH_3OH	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	$\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r$

2	Элементарный химический состав	C	0,38 (0,36)	0,52 (0,5)	0,86 (0,870)
		H	0,12 (0,124)	0,13 (0,13)	0,13 (0,121)
		O	0,5 (0,516)	0,35 (0,37)	0,001 (0,004)
		S	–	–	0,005 (0,005)
		H/C	0,316 (0,314)	0,25 (0,26)	0,15 (0,14)

Продолжение табл.1.9.1

1	2	3	4	5
3	Плотность жидкой фазы, ρ , кг/л	0,796	0,807- 0,815	0,83-0,86
4	Молекулярная масса, m_c , кг/моль	32,04	46,07	180-220
		Легкие у.в. в ОГ		13-16
5	Низшая теплота сгорания, H_u , МДж/кг	19,3- 21	26,8- 29,8	42,5-42,6
6	Скрытая теплота парообразования, L_v , МДж/кг	1,1- 1,109	0,84- 0,9	0,24-0,27, (0,21-0,25)
7	Отношение теплоты парообразования к теплоте сгорания, L_v/H_u , кДж/(10^{-3} кДж)	56,4	33,7	6,35-5,52
8	Энергия активации, E , кДж/кмоль	Высокоцет. прис.: 150-190		370-420
9	Коэффициент молекулярного изменения смеси, $\alpha = 1,0$, μ_0	1,0713	1,0654	1,06

10	Коэффициент молекулярного изменения смеси при $\alpha = 1,4$	1,05	1,052	1,048
11	Пределы воспламеняемости смеси (объемные %)	5,5-26 6,7-36	3,5-15 4,3-19	0,6-6,5 1,5-8,2
12	Теплота сгорания смеси ($\alpha = 1$), МДж/м ³	3,5	3,63	3,76
13	Теплота сгорания смеси при $\alpha = 1,4$, МДж/м ³	1,33	1,34	1,27
14	Стехиометрическое число, L_0 , кмоль/кг l_0 , кг/кг	0,2192 6,4- 6,46	0,309 8,85- 9,0	0,4945 14,3-14,6
15	цетановое число , ЦЧ	3-5	7-9	42-55

Окончание табл. 1.9.1

1	2	3	4	5	
16	Октановое число, ОЧ, исслед./моторн.	111-112 /91-94	111-114 /92-94	– –	
17	Температура самовоспламенения	°C	710-743	665-699	480-588
		К	983-1016	938-972	753-861
18	α предела воспламенения	0,2-1,4			
19	Температура кипения, К	338	351	433-453 445-622	
20	Температура замерзания,	°C	11	21	55
		К	284	294	328

21	Пределыдистилляции, °С		–	–	165-330
22	Вязкостькинематич., сст, 20 °С Мм ² /с, 40 °С		– 0,6	0,6	3,8 1,8-2,8
23	Давлениенасыщенных паров,	кПа	32	20	
		бар	0,37	0,20	
24	Теплотасгорания стехиометрической смеси, $H_{ij}/(1+l_i)$, МДж/кг		2,62-2,85	2,60-2,99	2,78
25	Полная энтальпия		400%	380%	100%
26	Коэффициентдиффузии в воздухе	М ² /с	$13,25 \cdot 10^{-6}$	$9,49 \cdot 10^{-6}$	$7,3 \cdot 10^{-6}$
		Относит.	1,8	1,3	1,0

Кроме пониженной теплоты сгорания спирты отличаются, например от ДТ, низкой вязкостью (проблемы топливоподачи), высокой теплотой парообразования, низкими цетановыми числами. Зато для ДСИЗ спирты обладают высокими октановыми числами. Кроме метанола и этанола практическое применение могут найти более тяжелые спирты, например, бутанол, пропанол и т.д. (о чем см. далее, в разделе 4.10).

Несмотря на пониженную теплоту сгорания топлива, теплота сгорания горючей смеси того же состава (по α) сравнима с горючими смесями ДТ + воздух или бенз. + возд., благодаря пониженным стехиометрическим числам l_i . В то же время пониженная плотность СП вынуждает существенно увеличивать объем топливного бака для обеспечения такого же пробега, что и при работе двигателя на ДТ или бензине.

Низкие давления насыщенных паров создают проблемы с подачей СП на линии низкого давления, на всасывании в ТНВД и проч. Пониженные температуры замерзания, особенно с учетом высокой гигроскопичности СП, создают проблемы, например, фильтрации в условиях эксплуатации с пониженными температурами окружающего воздуха.

Все спирты отличаются, в частности, водородными числами, т.е. массовой долей содержания водорода. Так, если при $H/C = 0,19$ H_n составляет 20 мДж/кг, то при $H/C = 0,34$ уже 34 мДж/кг.

Спиртовые топлива не образуют достаточно стабильных смесей с углеводородными. Практически лишь содержание спирта порядка 15% в смесевом топливе обеспечивает приемлемую стабильность смеси («не расслаиваемость» на СП и углеводородное топливо). Специальными средствами и добавками этот процент доводят до 30 – 35. Поэтому более концентрированные смеси с углеводородным топливом возможны лишь при оперативной, во время работы двигателя, непосредственно перед

впрыскиванием в двигатель подготовке эмульсии ДТ с СП, а это возможно с использованием специальных систем топливоподачи.

Достигаемые характеристики при работе ДВС на таких смесевых топливах зависят от показателей качества таких смесевых топлив (рис. 1.9.1, 1.9.2).

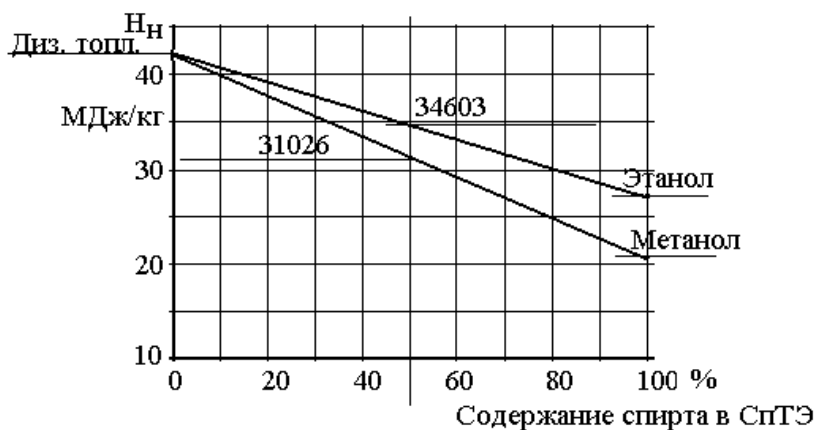


Рис.1.9.1. Влияние содержания спирта в спирто-топливной эмульсии (СПТЭ) на величину низшей теплоты сгорания (H_n) эмульсии

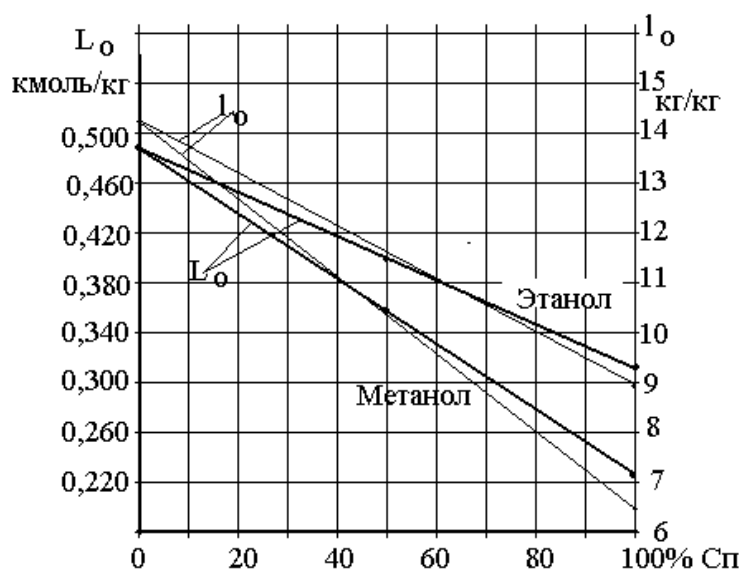


Рис.1.9.2. Зависимость стехиометрического числа смесевого топлива от содержания спирта в эмульсии

Как отмечено выше, снижение теплоты сгорания смесевого топлива еще не определяет снижения теплоты сгорания горючей смеси, благодаря снижению стехиометрического числа.

Конечно, окончательные и надежные выводы о влиянии спирта на рабочий процесс могут быть сделаны только по результатам экспериментальных исследований.

На рис. 1.9.3 приведены характеристики двигателя при работе на дизельном топливе и на чистом метаноле.

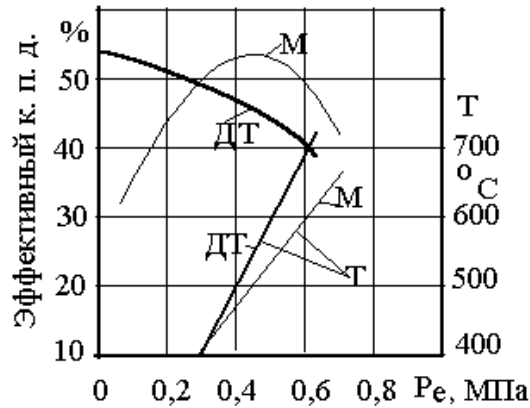


Рис.1.9.3. Сравнение экономичности и температуры на выпуске (Т)дизеля, работающего на дизельном топливе (ДТ), и спирто-дизеля, работающего на метаноле (М)

Можно отметить, что работа на метаноле существенно повышает к.п.д. двигателя в области повышенных нагрузок и резко снижает экономичность на частичных, характеризующихся пониженным тепловым состоянием двигателя. Существенные отличия характеристик спиртов от аналогичных характеристик ДТ требуют применения сложных модернизаций и рабочих процессов в цилиндре дизеля и конструктивных изменений (рис. 1.9.4).



Рис.1.9.4. Методы организации рабочих процессов дизелей, использующих спирты в качестве альтернативных топлив

1.10. Легковоспламеняющиеся жидкости

К легковоспламеняющимся жидкостям (ЛВЖ) относится например, пусковая жидкость марки «Холод-Д-40», применяемая для повышения эффективности пусков ДВС в условиях низких температур окружающего воздуха (до температуры $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$). Известна также жидкость «Арктика-60» (обеспечение пусков до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$). Жидкости выпускаются в аэрозольной упаковке и основаны на различных эфирах. Так, ниже приводится состав пусковой жидкости «Холод-Д-40».

1. Диэтиловый эфир – этиловый эфир, $\text{H}_5\text{C}_2\text{-O-C}_2\text{H}_5$. Циклический простой эфир, бесцветная жидкость, $t_{\text{кип.}} = 34\text{ }^{\circ}\text{C}$, растворитель. Количество в ЛВЖ – 60% (58–62%).
2. Петролейный эфир или газовый бензин – смесь легких углеводородов (преимущественно пентанов и гексанов).
3. Изопропилнитрат (в количестве 13–17% масс.). 1% изопропилнитрата повышает ЦЧ на 10–12 единиц, уменьшает нагарообразование при низких температурах, ускоряет процесс зарождения и развития предпламенных реакций, снижая период задержки воспламенения. Применяется в зимних и арктических сортах дизельного топлива.
4. Масло для судовых газовых турбин (10% масс.), $t_{\text{застывания}} = -60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Пусковая жидкость «НИИАТ ПЖ-25» рекомендуется для пуска дизелей до температуры минус $25\text{--}28\text{ }^{\circ}\text{C}$. Состав: 40% – этиловый эфир, 60% – индустриальное масло. Примеры применения ЛВЖ в качестве добавки в основному топливу будут показаны далее.

1.11. Применение водорода в качестве топлива

Целесообразность применения водорода как топлива в глобальном масштабе пока не очевидна. В каких-то частных случаях применение водорода может быть, безусловно, полезно. Водород как [топливо](#) рассматривается как с энергетической позиции, так и с экологической. Водород (H_2) как [топливо](#) хорош, в частности, потому, что при его сгорании не образуется CO_2 – углекислота – одна из причин глобального изменения климата земли.

Водород состоит из трех изотопов: **протий** (один протон), **дейтерий** (один протон, один нейтрон), **тритий** (один протон и два нейтрона). Причем тритий – это радиоактивный изотоп с периодом полураспада 12,26 лет. Протий – это химический энергоноситель. Он получается из воды и **не является энергоисточником**. Не следует путать понятия «энергоисточник» и «энергоноситель». *Чтобы получить протий, нужно затратить больше энергии, чем выделится при его сгорании.*

Дейтерий и тритий – это источники энергии, причем термоядерной энергии. Следует помнить, что ядерная и термоядерная реакции на тритии (если они будут осуществлены) дают энергии в 10^6 раз

больше с единицы массы по сравнению с любыми лучшими химическими процессами. Дейтерий получают из обычной воды, но на 5000–7000 ядер протия приходится 1 ядро дейтерия.

Протий – легкий водород можно брать из воды путем электролиза, радиолиза, пиролиза и цикла химических реакций. Итак, протий произведен в каких-то местах, удаленных от мегаполисов и т.д. А сжигать его будем в мегаполисах в двигателях транспортных установок и других для сохранения чистоты атмосферы. Однако пока не ясен вопрос, не получим ли мы в цилиндре двигателя в результате реакций азота воздуха с химически активным водородом какие-нибудь «азиды», более канцерогенные, чем известные углеводородные и проч.

Другой путь применения водорода – «холодное горение» водорода с кислородом с получением электрического тока (работы еще 70-х годов чл.-корр. Ледоренко). К.п.д. такого использования водорода очень высокий, но все же, учитывая затраты на производство водорода, к.п.д. всегда будет пониженным, т.е. на его производство затратим больше энергии, чем получим от его сжигания. Это может быть выгодно в особых условиях, например, при производстве взрывчатки, в космических аппаратах, даже в самолетах. Но превращать его в массовое топливо вряд ли целесообразно. Особый вопрос – хранение взрывоопасного и пожароопасного водорода (в сжатом виде, в криогенном состоянии, адсорбированным каким-то губчатым материалом). Скорее всего, целесообразным будет создание каких-то смесей, что должно снять вопросы опасности самовозгорания и взрыва.

Для массового использования водорода перспективной может быть производство любых углеводородов (газообразных или жидких) на основе водорода и углерода.

Преимущества водорода в качестве энергоносителя по сравнению с углеводородами:

- в несколько раз большая теплотворность на единицу массы,
- значительно более широкие концентрационные пределы распространения пламени, определяющие также большой рабочий интервал коэффициентов избытка воздуха,
- экологическая чистота,
- малая вязкость (легкость транспортировки по трубопроводам),
- образование водорода в качестве побочного продукта во многих крупномасштабных производствах,
- возможность получения из воды с использованием энергии АЭС и ГРЭС в периоды недостаточной нагрузки.

Одна из основных проблем использования H_2 в качестве топлива, особенно мобильных машин, – повышенная воспламеняемость и взрывоопасность (значительно более широкие, чем у углеводородов,

концентрационные пределы воспламеняемости и детонации, повышенная чувствительность к слабым импульсам, инициирующим воспламенение, большие скорости распространения пламени, легко переходящего в детонацию.)

1.12. Смесевые топлива

Для примера рассмотрим смесевые (компонитные) топлива на базе дизельного и [СПБТ](#). Предположим, что при реализации рабочего процесса газодизеля с внутренним смесеобразованием массовая доля [СПБТ](#) в цикловой подаче топлива будет варьироваться от 0 до 90%. Используя принцип аддитивности, рассчитаем параметры таких смесевых топлив из предположения, что никакие присадки, повышающие [цетановое число](#) смесевого топлива, в первом приближении не применяются.

Элементарный состав смесевого топлива определяем по соотношениям:

$$C = (C_{\text{СПБТ}} \cdot m_{\text{СПБТ}} + C_{\text{ДТ}} \cdot m_{\text{ДТ}}) / (m_{\text{СПБТ}} + m_{\text{ДТ}});$$

$$H = (H_{\text{СПБТ}} \cdot m_{\text{СПБТ}} + H_{\text{ДТ}} \cdot m_{\text{ДТ}}) / (m_{\text{СПБТ}} + m_{\text{ДТ}});$$

$$O = (O_{\text{СПБТ}} \cdot m_{\text{СПБТ}} + O_{\text{ДТ}} \cdot m_{\text{ДТ}}) / (m_{\text{СПБТ}} + m_{\text{ДТ}});$$

$$S = (S_{\text{СПБТ}} \cdot m_{\text{СПБТ}} + S_{\text{ДТ}} \cdot m_{\text{ДТ}}) / (m_{\text{СПБТ}} + m_{\text{ДТ}}).$$

Кроме того, определяем характеристику топлива $\beta = [(3 \cdot 0,79)/C] \cdot (H - 0,79) = 2,37 \cdot (H - 0,79)/C$, а также отношение H/C .

Зная состав топлива, определяем стехиометрические соотношения в кмольях воздуха / кмоль топлива – L_0 , а также в кг воздуха на кг топлива – l_0 соответственно по формулам:

$$L_0 = (1/0,21) \cdot (C/12 + H/4 - O/32 + S/32);$$

$$l_0 = \mu_v \cdot L_0,$$

где μ_v – молекулярная масса воздуха = 28,93 кг/кмоль.

Определить количество киломолей воздуха, которое необходимо для полного сгорания 1 кг смесевого топлива (смеси разных топлив) состава: $C_{\text{см}} + H_{\text{см}} + O_{\text{см}} + S_{\text{см}} = 1$, где $C_{\text{см}}$, $H_{\text{см}}$, $O_{\text{см}}$, $S_{\text{см}}$ – массовые доли соответственно углерода, водорода, кислорода и серы в смесевом топливе.

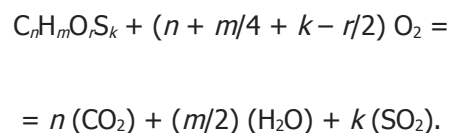
Стехиометрическое количество кмольей воздуха, требующегося для сгорания 1 кг смесевого топлива, рассчитывается по следующей формуле:

$L_0 = (1/0,21) \cdot [C_{cm}/12 + H_{cm}/4 + (S_{cm} - O_{cm})/32]$ (кмоль возд./кг топл.). Стехиометрическое количество килограммов воздуха, требующегося для сгорания 1 кг смешанного топлива, рассчитывается по:

$$l_0 = (1/0,23) \cdot [(8/3) \cdot C_{cm} + 8 \cdot H_{cm} + 2 \cdot S_{cm} - O_{cm}] \text{ (кг возд./кг топл.)}$$

Для газового топлива состава $C_n H_m O_r S_k$ получаем: 1 кмоль (S) + 1 кмоль (O_2) = 1 кмоль (SO_2) или k кмоль (S) + k кмоль (O_2) = k кмоль (SO_2).

Тогда реакцию полного сгорания газового топлива вида $C_n H_m O_r S_k$ можно записать так:



И тогда стехиометрическое количество воздуха равно:

$$L_0 = (1/0,21) \cdot \sum (n + m/4 + k - r/2) C_n H_m O_r S_k \text{ кмоль возд./кмоль топл.}$$

Следует отметить, что для тепловых расчетов содержанием серы даже в чистом газе, а тем более в его смеси с дизельным топливом, можно пренебречь. Действительно, с учетом содержания серы получаем, что $L_0 = 0,5818$ кмоль воздуха, а без учета содержания серы, т.е. при $C = 0,749$, $H = 0,241$, $O = 0,010$ $L_0 = 0,5809$, тогда ошибка определения L_0 составляет 0,15%. Таким образом, в дальнейших расчетах принимаем элементарный состав [СПБТ](#) без учета серы.

Низшая теплота сгорания смешанного топлива

$$H_u = 33913 \cdot C + 125604 \cdot H + 10886(S-O) - 2512 \cdot (9H + W),$$

где W – доля воды.

Иначе говоря, для смешанных топлив ДВС [низшая теплота сгорания](#) вычисляется по формуле: $H_u = H_1 m_1 + H_2 m_2 + \dots + H_n m_n$ кДж/кг, где H_1, H_2, \dots, H_n – низшие теплоты сгорания компонентов смешанного топлива, m_1, m_2, \dots, m_n – массовые доли компонентов в смешанном топливе.

Цетановое число смешанного топлива определяем по соотношению

$$(ЦЧ)_{см} \approx [\sum (ЦЧ)_i \cdot (m/\rho_i)] / \sum (m/\rho_i).$$

При этом $(ЦЧ)_{дт} = 45$; $(ЦЧ)_{спбт} = 20$.

Расчет делается из соображения, что ЦЧ смешанного топлива снижается из-за добавки к нему [низкоцетанового компонента](#). Очевидна условность такого подхода. Действительно. Распыливание

дизельного топлива газом сопровождается определенным снижением температуры образованной газотопливо-воздушной смеси, что увеличивает физическую составляющую периода задержки воспламенения. И уже из-за этого нельзя для строгих расчетов пользоваться принципом аддитивности. В то же время известно, что впрыскивание дизельного топлива в среду со смесью воздуха и природного газа (газодизель с внешним смесеобразованием по газу) не сопровождается снижением воспламеняемости дизельного топлива.

Молекулярную массу смесового топлива определяем по соотношению:

$$\mu_{см} = (\sum m_i) / (\sum m_i / \mu_i) = (m_{дт} + m_{спг}) / (m_{дт} / \mu_{дт} + m_{спг} / \mu_{спг}).$$

Если рассматривать смесовое топливо на базе СПГ, то

$$\begin{aligned} \mu_{спг} = & 0,885 \cdot 16,04 + 0,055 \cdot 30,07 + 0,019 \cdot 44,1 + 0,018 \cdot 58,12 + \\ & + 0,009 \cdot 76,18 + 0,01 \cdot 32,05 = 18,74 \text{ кг/кмоль}. \end{aligned}$$

Примем молекулярную массу дизельного топлива равной 190 кг/кмоль и определим молекулярные массы смесовых топлив на базе СПГ (табл. 1.12.1).

Таблица 1.12.1

Доля СПГ	Доля ДТ	Доля С	Доля Н	Доля О	H_u , КДж/кг	L_0 , кмоль/кг	I_0 , кг/кг
0	1	0,874	0,122	0,004	42162	0,491	14,24
0,15	0,85	0,855	0,14	0,005	43361	0,505	14,64
0,3	0,7	0,837	0,158	0,006	44593	0,519	15,05
0,45	0,55	0,818	0,176	0,007	45792	0,533	15,44
0,6	0,4	0,799	0,193	0,008	46888	0,546	15,81
0,75	0,25	0,78	0,211	0,009	48086	0,559	16,21
0,9	0,1	0,762	0,229	0,009	49330	0,574	16,62
1	0	0,749	0,241	0,01	50114	0,583	16,88

В табл. 1.12.2 приведены молекулярные массы и цетановые числа смесовых топлив.

Таблица 1.12.2

Молекулярные массы и цетановые числа топлив

Доля КПГ	Доля ДТ	Молек. масса μ_i	ЦЧ _{см}
0	1	190	45
0,15	0,85	80,14	39,5
0,3	0,7	50,78	33,9
0,45	0,55	37,16	28,4
0,6	0,4	29,31	22,8
0,75	0,25	24,19	17,3
0,9	0,1	20,6	11,7
1	0	18,74	8

Анализ полученных приближенных значений цетановых чисел смесевых топлив показывает, что нормальная работа газодизеля, включая «холодные» условия работы, возможна при содержании КПГ не более 15% масс. Если запуск двигателя будет проводиться только на дизельном топливе, а включение добавки газа – лишь после прогрева двигателя, то в этом случае можно работать на смесях с содержанием КПГ примерно до 45% масс. Однако в этом случае на дизеле нужно иметь две топливных системы: одну для впрыскивания пускового дизельного топлива, а другую – с пневматическим распыливанием дизельного топлива природным сжатым газом, что чрезвычайно усложняет конструкцию двигателя. Содержание КПГ в смесевом топливе более 45%, но менее 75% возможно применять на специальных дизелях, приспособленных для работы как многотопливные (т.е. с повышенными степенями сжатия, например, до 28, с подогревом воздушного заряда на впуске или подогревателями смеси внутри цилиндра и т.д.).

Все эти условия ограничивают возможности применения газодизеля с внутренним смесеобразованием. Поэтому целесообразным является использование высокоцетановой присадки, которую следует добавлять к дизельному топливу. Дальнейшими расчетами целесообразно оценить количество присадки, которое необходимо добавлять в дизельное топливо с целью повышения цетановых чисел смесевых топлив.

В качестве присадки будем использовать *гидроперекись кумола* со следующими параметрами: элементарный состав – С – 0,71; Н – 0,079; О – 0,211; молекулярная масса присадки $\mu_{пр} = 152$ кг/кмоль. Известно, что добавка 1% присадки к ДТ повышает его ЦЧ на 6%, что составляет примерно 2,7 ед. при исходном ЦЧ_{дт} = 45. Однако с добавкой СПГ ЦЧ снижается, как показано выше. Количество присадки (X% масс.), которое необходимо ввести в смесевое топливо, чтобы его ЦЧ оставалось на уровне 45 ед., можно определить по соотношению: $X = (45 - \text{ЦЧ}_{см}) / (\text{ЦЧ}_{см} \cdot 6 / 100)$; т.е. если ЦЧ_{см} = 28 то X = 10%. Если ЦЧ_{см} = 15, то X = 33% масс. Очевидно, что количество подаваемой присадки должно быть ограничено.

В то же время желательно увеличение доли КПГ в смесевом топливе. Принимая, что необходимо сохранить нормальный пуск дизеля на смесевом топливе, ограничим допустимое снижение ЦЧ_{см} лишь до 40 ед. По опубликованным данным, применение в качестве присадки гидроперекиси кумола не позволяет увеличить ее количество в топливе более 4% (по причинам плохой смешиваемости с ДТ). Таким образом, ЦЧ_{см} без присадки не может быть снижено ниже 32 ед., т.е. допустимое количество газа в смеси составляет около 30% масс. Применяя средства подогрева воздуха на впуске, подогрева заряда в цилиндре или применяя легковоспламеняющиеся жидкости для облегчения пуска двигателя, можно допустить снижение ЦЧ_{см} до 25 ед. В этом случае, применяя добавку 4% гидроперекиси кумола, можно использовать смесь дизельного топлива с 70% масс. КПГ. В простейшем случае присадка должна вводиться в дизельное топливо, так что ее содержание в смесевом топливе будет снижаться со снижением содержания ДТ в смеси (т.е. с увеличением содержания КПГ в смесевом топливе).

1.13. Рабочие тела на основе альтернативных топлив

Рабочим телом называется вещество, при помощи которого осуществляется действительный цикл двигателя.

В поршневых ДВС рабочее тело состоит из окислителя, топлива и продуктов его сгорания. При осуществлении действительного цикла рабочее тело не остается постоянным, а претерпевает физические и химические изменения. Продукты полного сгорания (при $\alpha > 1$) состоят из углекислого газа (CO_2), водяного пара (H_2O), избыточного кислорода (O_2) и азота (N_2), поступившего с воздухом. Неполное сгорание в результате общего недостатка кислорода возможно при работе двигателя на богатых смесях ($\alpha < 1$). В этом случае продукты сгорания дополнительно содержат окись углерода (CO), водород (H_2), метан (CH_4) и следы других углеводородов. С достаточной степенью точности можно принять, что $M_{\text{H}_2}/M_{\text{CO}} = \text{const} = K$. То есть $K = f(\text{H/C})$.

Для бензинов (при $\text{H/C} = 0,17 - 0,19$) $K = 0,45 - 0,50$.

Для природного газа $K = 0,6 - 0,7$.

В ДВС топливо сгорает в замкнутом объеме цилиндра. Эффективность использования этого объема характеризуется количеством получаемой работы, следовательно – количеством теплоты, выделяющейся в цилиндре при сгорании данной горючей смеси. Назовем количество теплоты, которое может выделиться при сгорании данной горючей смеси, теплосодержанием горючей смеси. Эффективность использования объема цилиндра зависит от объемной теплоты сгорания горючей смеси $H_{\text{см}}$, т.е. от количества теплоты, выделяющейся при сгорании единицы ее объема. Если теплота сгорания отнесена к 1 кмоль, $H_{\text{см}} = H_{\text{н}}/M_1$, где $H_{\text{н}}$ – низшая теплота сгорания 1 кг жидкого или 1 м³ газообразного топлива.

Для дизелей $M_1 = \alpha L_0$; для карбюраторных двигателей $M_1 = \alpha L_0 + 1/m_{\text{т}}$, где $m_{\text{т}}$ – молекулярная масса топлива; для газовых двигателей $M_1 = (\alpha L_0 + 1)$. Теплота сгорания горючей смеси, отнесенная к 1 м³ при температуре 0 °С и давлении 0,1013 МПа, определяется по соотношению: $H'_{\text{см}} = H_{\text{н}}/(M_1 \cdot 22,4)$.

Значения $H_{см}$ для различных топлив при $\alpha = 1$ приведены в табл. 1.13.1.

Таблица 1.13.1

Теплотасгорания горючих смесей при $\alpha = 1$

Топливо	$H_{см}$	$H'_{см}$	Топливо	$H_{см}$	$H'_{см}$
	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$		$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$
Бензин	83860	3739	Пропан	79130	3534
Керосин	83900	3747	Генераторный газ:		
Дизельн.топл.	84150	3755	издров	52335	2324
Этилов.спирт	81180	3626	изантрацита	58010	2587
Бутан	80180	3580	Природныйгаз	76200	3404

$H_{см}$ для различных жидких топлив мало отличаются и не пропорциональны H_n соответствующих топлив. Это объясняется следующим. Стехиометрическое количество воздуха L_0 зависит от тех же величин, что и H_n (состав топлива и окислителя). Стехиометрическое количество воздуха приблизительно пропорционально H_n . Чем больше кислорода затрачивается на сгорание топлива, тем больше выделяется теплоты. Теплота сгорания горючей смеси зависит от элементарного состава топлива и от α . Уравнения (3.1) и (3.2) применимы при $\alpha \geq 1,0$. При $\alpha < 1,0$ и следовательно невозможности полного сгорания топлива, в (3.1) и (3.2) нужно использовать теплоту сгорания, равную $H_u - \Delta H_u$, где ΔH_u – теплота сгорания продуктов неполного сгорания.

1.14. Твердые топлива

Сравнительно далекой перспективой является применение в ДВС твердых топлив. О целесообразности таких решений говорит анализ запасов углеводородного сырья в мире и России, согласно которым запасы угля достигают 80% от всех видов запасов углеводородных топлив.

Анализ прогнозов показывает, что в России запасов нефти, газа хватит на ближайшие 85 и 100 лет соответственно. А вот запасов углей – практически на бесконечно обозримый период. Анализы, выполненные в 80-х годах, показывают, что снижение производства ископаемых жидких топлив ожидается вблизи 2010 года.

Все это говорит как о целесообразности решения проблемы производства жидких топлив из твердых, так и о целесообразности интенсификации работ по использованию твердых топлив непосредственно в ДВС.

Глава 2 Системы питания и организация рабочих процессов ДВС, использующих альтернативные топлива

2.1. Системы питания альтернативным топливом

В настоящее время для питания [альтернативным топливом](#), близким по своим характеристикам к традиционным топливам, особенно с добавками нефтяного, традиционного топлива, используются, как правило, уже существующие системы топливоподачи. Так, штатная дизельная система топливоподачи применяется для впрыскивания тяжелых топлив, синтетических жидких дизельных топлив, биодизельных топлив. Штатная ТА двигателей с искровым зажиганием (ДСИЗ) может применяться для впрыскивания или соответственно карбюрирования синтетических бензинов. Для питания ДВС газовыми топливами существуют известные системы со смесителями газа и воздуха на впуске в цилиндры и последующим воспламенением от искры. По такому принципу работают практически все газовые двигатели как с искровым, так и с факельным (т.е. смешанным) зажиганием. Штатная ТА для подачи АТ иногда требует определенных, обычно модернизационных, т.е. не слишком сложных, изменений в конструкции на линии низкого давления, например, подогрев утяжеленного, т.е. слишком вязкого, топлива. Иногда требуется повышение производительности ТНВД из-за низкой теплоты сгорания применяемого, например, спиртового, синтетического топлива. Может возникнуть потребность в смазке прецизионных пар из-за пониженной вязкости АТ. Во всех этих и других подобных случаях может потребоваться изменение регулировок двигателя (дизеля – по углу опережения впрыскивания топлива, ДСИЗ – по углу опережения зажигания и проч.).

Итак, применение штатной топливной аппаратуры для подачи АТ целесообразно тогда, когда применяемые АТ достаточно близки по своим физико-химическим и моторным свойствам к традиционным. В этом случае задачей является прежде всего максимальное замещение традиционного топлива альтернативным.

Многие АТ существенно отличаются от традиционных по своим моторным характеристикам. Это вынуждает применять либо двухтопливные системы, либо специальные системы, а главное – специальные сочетания процессов топливоподачи и средств организации рабочего процесса в цилиндре двигателя. Так, [газодизели со смешанным смесеобразованием](#) (т.е. с подачей газа на впуске, а запального дизельного топлива впрыскиванием вблизи ВМТ) и [с внутренним смесеобразованием](#) (и газ, и дизельное запальное топливо подаются в цилиндр вблизи ВМТ) требуют оснащения двойной топливной аппаратурой – для подачи газа и для подачи запального топлива (последнее обычно традиционное, но тоже может быть альтернативным). Двигатели с искровым зажиганием, модифицированные в газовые, вынужденно сохраняют и системы питания традиционным жидким топливом из-за недостаточно развитой инфраструктуры (газонаполнительные и компрессорные станции и т.д.). Поскольку уже сейчас стоит задача диверсификации топлив на рынке (т.е. расширение номенклатуры традиционных и альтернативных топлив), то сегодня актуальным является применение прежде всего двойных систем топливоподачи.

Альтернативное топливо — любое, кроме бензинов и дизельных, топливо, применимое в качестве моторного для существующих ДВС.

2.2. Системы раздельного питания альтернативным и традиционным топливом

Одним из примеров таких систем является двойная система топливоподачи, приведенная на рис. 2.2.1 (система I). Здесь и далее применены следующие обозначения: 1 – ТНВД для подачи традиционного дизельного топлива (ДТ), 2 – ТНВД для подачи альтернативного топлива (АТ), 3 – линия высокого давления (ЛВД), 4 – емкость, источник альтернативного топлива, 5 – ЛВД для подачи АТ, 6 – емкость, источник ДТ, 7 – ЛВД для подачи ДТ, 8, 9 – форсунки для подачи соответственно ДТ и АТ, 10 – обменник давлением, 11 – полость для ДТ, 12 – плунжер, 13 – полость для АТ, 14 – емкость, источник смесового топлива (АТ + ДТ), 15 – ЛВД для подачи смесового топлива, 16 – форсунка для смесового топлива, 17 – регулятор расхода АТ, 18 – регулятор давления, 19 – распределитель, 20 – обратный клапан, 21 – мембранный насос.

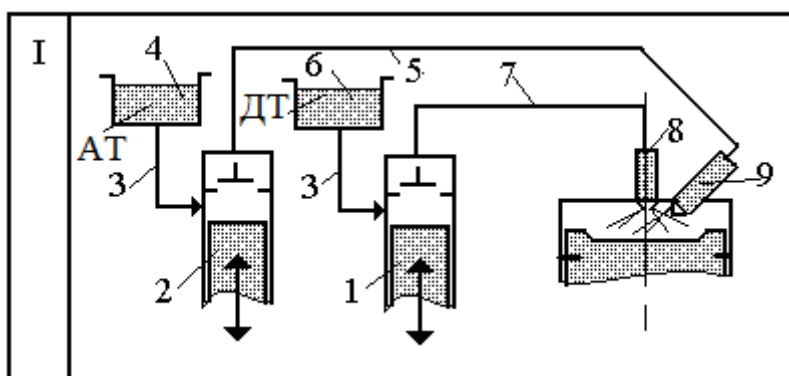


Рис.2.2.1. Принципиальная схема двойной системы топливоподачи для раздельного впрыскивания в дизель традиционного дизельного и альтернативного топлив (ДТ и АТ)

Очевидно, что на этих же принципах может организовываться впрыскивание двух топлив в ДСИЗ. Приведенная система применима для использования спиртовых топлив, низкоцетановых жидких топлив (как в дизелях, так и в ДСИЗ), для впрыскивания ДТ и СПБТ (со смазывающими и/или высокоцетановыми добавками), ДТ и ДМЭ и т.д. Конечно, здесь важна не только система топливоподачи, но и организация процесса в цилиндре (расположение факелов, фазы подачи каждой дозы, дополнительные элементы накаливания, свечи зажигания и проч.).

Некоторое упрощение системы обеспечивает схема II (рис. 2.2.2). В ней использован один ТНВД 1, но две форсунки 8 и 9. Подача топлив в них обеспечивается как самим ТНВД, так и обменником давлением 10. При нагнетании топлива насосом 1 в полость 11 поршень смещается вверх и находящееся над ним АТ нагнетается по линии 5 к форсунке 9. Происходит впрыскивание АТ. При остановке поршня 12 в ВМТ давление в ЛВД 7 возрастает при продолжающемся нагнетательном ходе плунжера насоса 1 и происходит впрыскивание ДТ форсункой 8. В зависимости от вида АТ фазы подачи топлива, величины подач, очередность подач могут быть различными.

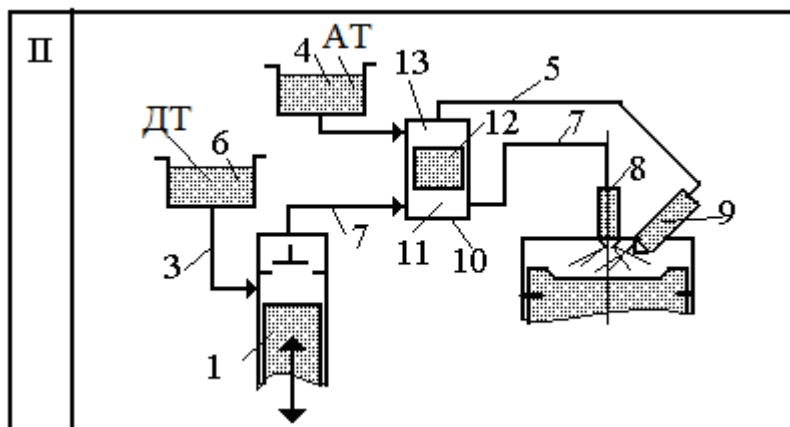


Рис.2.2.2. Принципиальная схема двойной системы топливоподачи для разделного впрыскивания в дизель двумя форсунками,

но одним ТНВД традиционного дизельного

и альтернативного топлив (ДТ и АТ)

При рассмотренных разделенных подачах ДТ и АТ принципиально возможно регулирование, изменение величин подач каждого из топлив. Это расширяет возможности варьирования видов топлив, повышения эффективности процесса двигателя. Но часто такая задача не ставится.

2.3. Системы питания смесевым топливом – альтернативным в смеси с основным

В ряде случаев, особенно если топлива хорошо смешиваются, создают устойчивые смеси, возможно применение схемы III (рис. 2.3.1). Здесь смесевое топливо АТ + ДТ хранится в специальной емкости 14 и обычным порядком подается насосом 1 по ЛВД 15 через форсунку 16 в двигатель. Часто в таких системах приходится иметь дополнительную емкость с чистым ДТ, что необходимо для эффективного запуска и прогрева двигателя перед выходом на устойчивые режимы работы.

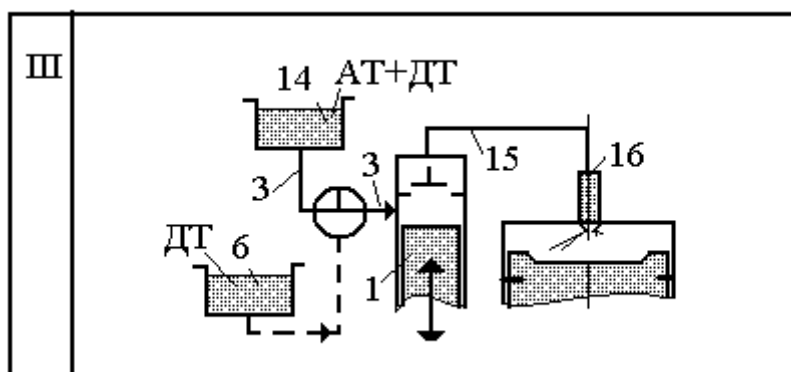


Рис.2.3.1. Принципиальная схема системы топливоподачи для впрыскивания в дизель заранее подготовленной смеси традиционного и **альтернативного топлива одной форсункой, одним ТНВД, с возможностью перехода на работу на традиционном дизельном топливе**

Работа на смешевом топливе может происходить при смешивании компонентов в линии низкого давления 3 с помощью подкачивающего топливного насоса 3а (система IV на рис. 2.3.2). При этом компоненты топлив хранятся в отдельных емкостях.

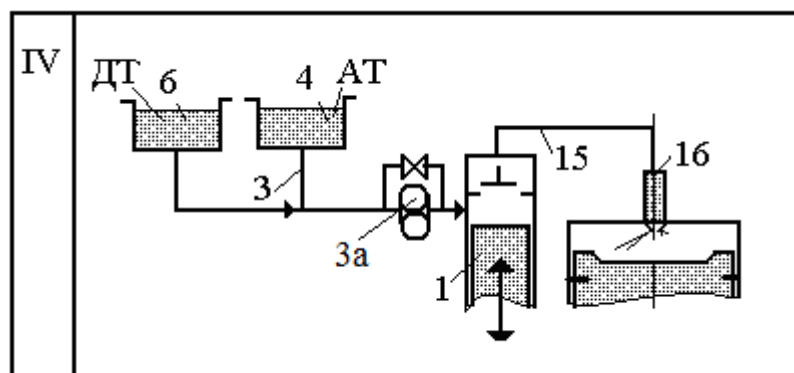


Рис.2.3.2. Принципиальная схема системы топливоподачи для впрыскивания в дизель смеси традиционного и АТ, подготавливаемой во время работы двигателя, одной форсункой и одним ТНВД, с возможностью перехода на работу только на традиционном дизельном топливе, а при необходимости – и только на АТ, если это позволяют его характеристики

Характеристики АТ определяют целесообразность работы на смешевом топливе постоянно или же по мере необходимости. Однако о регулировании рабочего процесса двигателя изменением свойств топлива с такой системой говорить нельзя, так как переходный процесс изменения состава топлива является чрезмерно длительным. В случае плохой смешиваемости топлив в систему могут быть включены, например, ультразвуковые, электрические, электромагнитные эмульгаторы. Таким путем создается, например, водотопливная эмульсия (ВТЭ) перед впрыскиванием ее в дизель. Различные растворотопливные эмульсии (РТЭ), например, антидымные, снижающие вязкость основного топлива, снижающие температуры в цилиндре и, следовательно, образование оксидов азота и т.д.

В системе по схеме V (рис. 2.3.3) приняты отдельное хранение компонентов, а смешивание их – в ЛВД 15. Такое решение позволяет оперативно изменять состав смешевом топлива, улучшает характеристики смешивания компонентов. Однако очевидна сложность такого решения из-за наличия двух ТНВД.

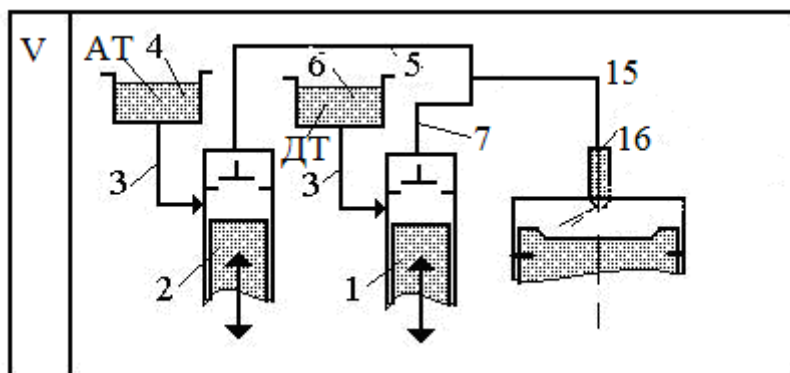


Рис.2.3.3. Принципиальная схема системы топливоподачи для впрыскивания в дизель смеси традиционного и альтернативного топлив, подготавливаемой во время работы двигателя в линиях высокого давления, одной форсункой, но двумя ТНВД, с возможностью перехода на работу только на традиционном ДТ, а при необходимости –и на АТ, если это позволяют его характеристики

В системе VI (рис. 2.3.4) также применены два плунжерных ТНВД, причем плунжер ТНВД 1 выполняет также функции регулирования момента ввода АТ в ЛВД 7, где и происходит смешивание компонентов топлив. В данной системе только количество секций насоса 1 равно числу цилиндров двигателя. Насос 2 может быть единым для всего двигателя, так как содержит распределитель 19, направляющий поток АТ к той или иной секции ТНВД 1. В системе имеются регулятор 17 расхода АТ и регулятор его давления 19. В такой системе от насоса 2 не требуется создание высокого давления АТ, так как оно подается в ЛВД 7 между циклами топливоподачи, а ДТ подается обычным порядком, и, перемешиваясь с АТ, впрыскивается в цилиндр уже в виде смесового топлива. При этом состав топлива может регулироваться в соответствии со скоростными, нагрузочными режимами работы двигателя и проч.

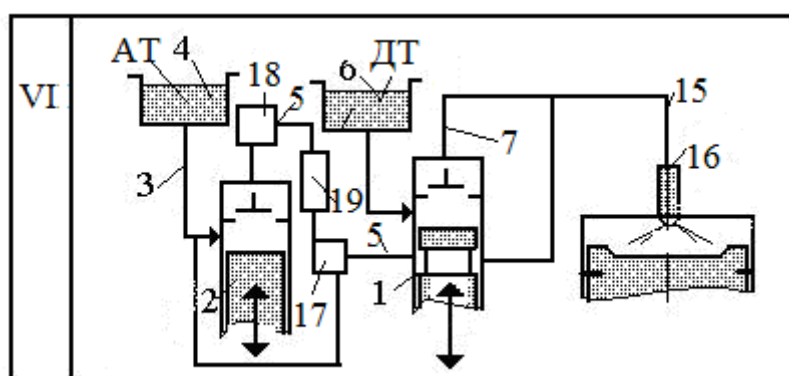


Рис. 2.3.4. Принципиальная схема системы топливоподачи для впрыскивания в дизель смеси традиционного и АТ, подготавливаемой во время работы двигателя в линиях высокого давления, одной форсункой, но двумя ТНВД, с возможностью регулирования состава топлива во время работы двигателя

Кажущаяся сложность системы компенсируется возможностями организации эффективных рабочих процессов в цилиндре и регулирования их изменением состава топлива – его физико-химических и моторных свойств.

Во всех приведенных системах АТ вводится в цилиндры двигателя с помощью дополнительных насосов, обменников давлением и т.д., т.е. с затратой дополнительной энергии, с усложнением системы. В системе VII (рис. 2.3.5) ввод АТ в ЛВД 15 происходит с помощью, условно говоря, обратного клапана 20. Система работает с использованием гидродинамических явлений в ЛВД 15. При отсечке подачи топлива насосом 1, когда нагнетательный клапан ТНВД садится в седло и своим разгрузочным пояском формирует в ЛВД волны пониженного давления или разрежения, клапан 20 открывается внутрь полости ЛВД и добавка АТ вводится в нее, причем желательно вблизи форсунки 16. Благодаря волновым процессам добавка АТ хорошо смешивается с находящимся в ЛВД основным топливом. А в очередном цикле топливоподдачи ТНВД 1 обычным порядком впрыскивает смесевое топливо форсункой 16.

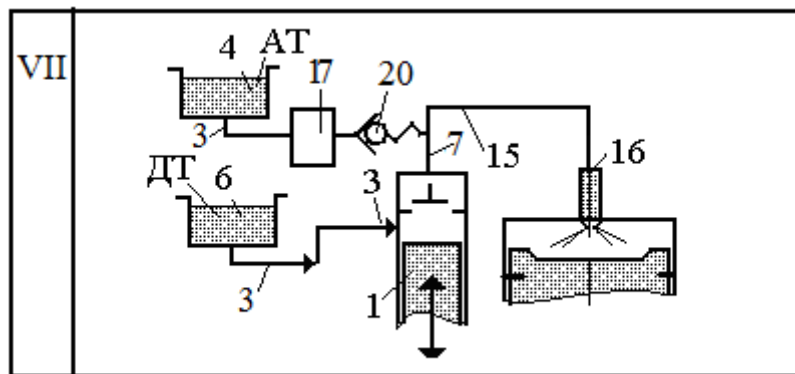


Рис.2.3.5. Принципиальная схема системы топливоподдачи для впрыскивания в дизель смеси традиционного ДТ и АТ, подготавливаемой в ЛВД во время работы двигателя, одной форсункой, одним ТНВД, но с использованием гидродинамических явлений в ЛВД, с возможностью перехода на работу только на традиционном ДТ

Благодаря тому, что через клапан 20 в ЛВД вводится дополнительное топливо, в ЛВД повышается давление. Топливо аккумулируется в объеме ЛВД. Давление в ней повышается, создается повышенное начальное давление ($P_{нач.}$), причем часто его величина может регулироваться, например, с помощью регулятора 17. Поэтому такие системы получили название систем топливоподдачи с регулированием начального давления (РНД). ЛВД 15 выполняет функцию гидравлического аккумулятора малого объема. Благодаря этому эффекту улучшаются характеристики распыливания и впрыскивания топлива. В работах по применению [альтернативных топлив](#) (особенно твердых – угольных суспензий) клапан 20 РНД стали называть клапаном импульсной подачи, а системы – с импульсным вводом добавок.

Очевидно, что в таких системах количество (ΔV_f) вводимой в ЛВД добавки зависит от объема ЛВД ($V_{лвд.}$), от величины снижения давления в волне, сформированной при отсечке подачи, от величины остаточного давления ($P_{ост.}$) после цикла топливоподдачи, от сжимаемости топлив (α_T). Таким образом, $\Delta V_f =$

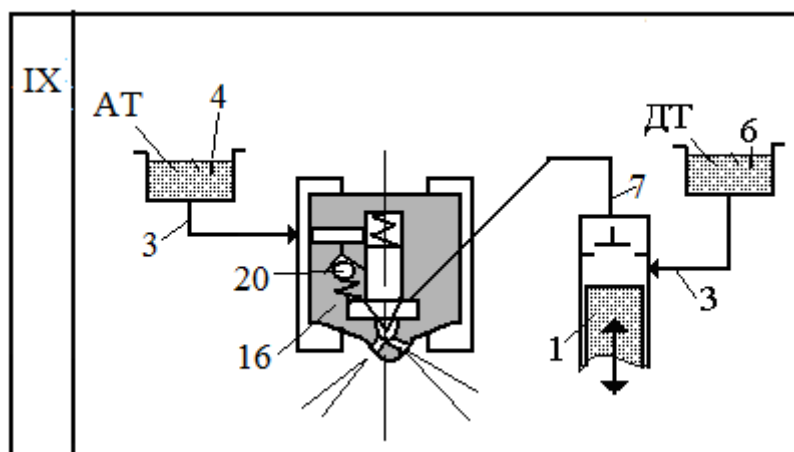


Рис.2.3.7. Принципиальная схема системы топливоподачи для впрыскивания в дизель одной форсункой, одним ТНВД смеси, причем, возможно, слоеной, традиционного ДТ и АТ, подготавливаемой во время работы двигателя в линиях высокого давления, но с использованием гидродинамических явлений в ЛВД

Однако клапан [РНД](#) встроен внутрь форсунки и связывает надигольную и подигольную ее полости, а АТ вводится в надигольную полость. Ввод АТ вблизи распыливающих отверстий форсунки позволяет организовать впрыск как бы слоеной их смеси, возможно, последовательный ввод ДТ и АТ, что может быть полезным при подаче, например, воды, водных растворов и т.д.

2.4. Системы топливоподачи, обеспечивающие возможности регулирования дизеля изменением физико-химических свойств топлива

Определенный интерес представляет создание и исследование систем топливоподачи, обеспечивающих регулирование двигателя изменением состава топлива, регулированием его [физико-химических](#) и моторных свойств. Такой метод регулирования рабочего процесса дизеля или ДсИЗ начинают называть методом «[физико-химического](#)» регулирования (ФХР). Очевидно, что реализовать метод ФХР двигателя можно в том случае, если топливная аппаратура позволяет менять вид топлива, на котором она работает, или проводить добавку в основное топливо различных альтернативных добавок, присадок. Последнее должно проводиться с возможностью оперативного, т.е. во время работы двигателя, изменения состава топлива.

Следует отметить, что переход с работы на одном топливе на работу на другом или на смеси разных топлив при сравнительно длительном процессе замены вида топлива может происходить практически с помощью штатной аппаратуры, когда вид топлива меняется в линии низкого давления, т.е. до входа в ТНВД. Если же для регулирования процесса требуется кратковременный переходный процесс (п.п.), т.е. сравнимый по времени с п.п. в системе автоматического регулирования, например, частоты вращения, то изменение свойств топлива, т.е. ввод различных добавок, необходимо проводить в максимальной близости к топливо-впрыскивающим форсункам.

У дизелей такому условию удовлетворяют системы (схемы V и VI) с двумя насосами, работающими на разных топливах и обеспечивающими независимое регулирование, но с вводом обоих топлив в одну форсунку, в которой и происходит смешивание двух компонентов топлива. Форсунка может иметь разные каналы подвода разных топлив. Вместо двух насосов может применяться один, а второй заменяется аккумулятором подачи добавки. Очевидна сложность таких топливных систем.

Принципиально возможно регулирование рабочего процесса при впрыскивании разных топлив разными системами, например, два насоса и две форсунки (схемы I и II). Однако в этом случае правильнее говорить о регулировании рабочего процесса изменением свойств горючей смеси. (Для чего создаются и другие системы.) В этом случае пропадает возможность регулирования показателей впрыскивания топлива благодаря изменению его свойств. Очевидна также и сложность таких систем, практически их неприменимость на сравнительно малоразмерных автотракторных дизелях.

Возможность оперативного изменения состава топлива, впрыскиваемого в дизель, причем с помощью практически штатной топливной системы, появилась после создания систем топливоподачи с регулированием начального давления (РНД) топлива. Причем таких, которые содержат клапан РНД 5 (рис. 2.4.1), подключенный к линии высокого давления 3 вблизи форсунки 4 и связанный с источником добавки 6, в качестве которой первоначально для регулирования начального давления ($P_{нач.}$) применялось штатное дизельное топливо.

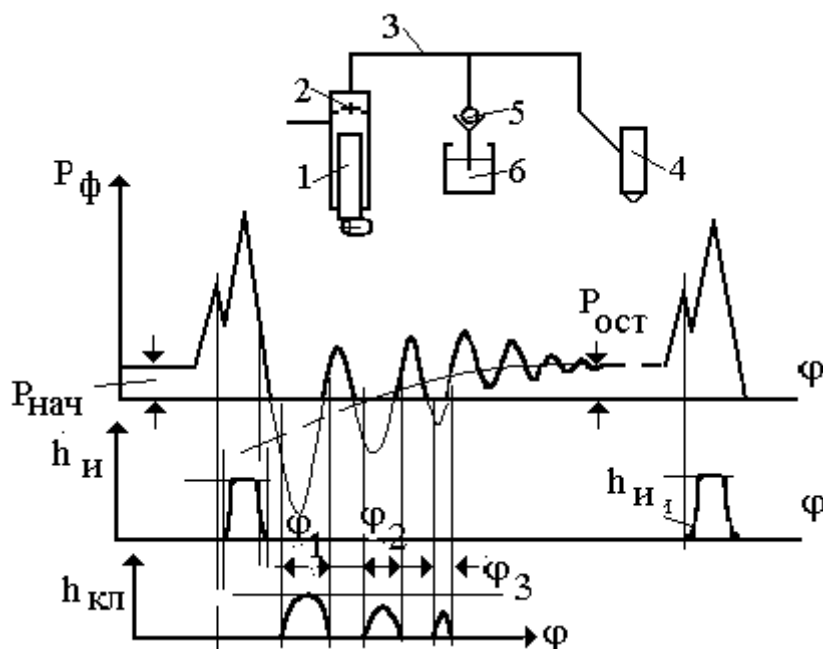


Рис. 2.4.1. Схемасистемы топливоподачи

с клапаном регулирования начального давления (РНД)

и схемы осциллограмм изменения давления топлива у форсунки ($P_{ф.}$), хода иглы форсунки ($h_{и.}$) и хода клапана РНД ($h_{кл.}$):

$P_{нач.}$, $P_{ост.}$ – начальное и остаточное давления в линии высокого давления (ЛВД) 3; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – периоды, когда в ЛВД 3 создано разрежение

или пониженное давление; 1 – топливный насос высокого давления;

2 – нагнетательный клапан; 3 – линия высокого давления (ЛВД);

4 – форсунка закрытого типа; 5 – клапан РНД; 6 – емкость с добавкой

Если источник добавки заполнен некоторым альтернативным топливом, присадкой, то система превращается в систему для реализации ФХР. В таких системах достигается как главный эффект регулирования состава топлива, так и вспомогательные, но важные эффекты регулирования начального давления топлива в линии высокого давления, регулирования характеристик распыливания и распределения топлива, показателей факела и т.д. На осциллограммах рис. 2.4.1 показано, что открытие клапана РНД происходит тогда, когда волна разрежения, сформированная при отсечке подачи и посадке нагнетательного клапана на седло, подходит к клапану. Он открывается и добавка вводится в ЛВД вблизи форсунки. В очередном цикле смесевое топливо обычным порядком впрыскивается в цилиндр.

С помощью таких систем проведены исследования с добавкой к дизельному топливу сжиженного нефтяного газа (СПБГ), спирта, водорода, ДМЭ, различных пусковых жидкостей, синтетических и других жидких, газообразных и даже твердых веществ.

Пример конструктивной модернизации системы топливоподачи дизеля для ввода АТ показан на рис. 2.4.2.

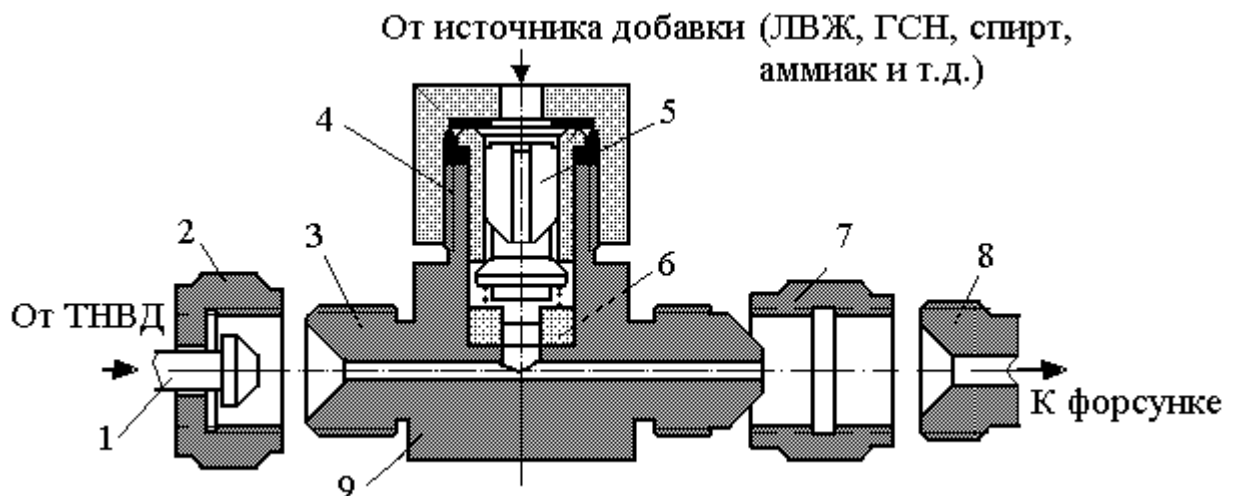


Рис.2.4.2. Вариант конструктивного выполнения клапана

регулирования начального давления (РНД) (с одинарным запирающим) и его включения между ТНВД и форсункой:

- 1 – трубопровод высокого давления от ТНВД, 2 – накидная гайка,
 3 – штуцер узла с клапаном РНД, 4 – корпус размещения клапана РНД,
 5 – клапан РНД с направляющим хвостовиком, запорным конусом и седлом и возвратной пружиной, 6 – ограничитель хода клапана РНД, 7 – стяжная гайка, 8 – штуцер форсунки

В данном случае узел с клапаном РНД размещается в разрыве трубопровода высокого давления между штатным ТНВД и форсункой. Узел является быстроразъемным. Подвод к нему альтернативного топлива или другой добавки может осуществляться гибкими, удобными для размещения трубопроводами.

Выполнение клапана РНД может быть реализовано с одинарным (как в схеме рис. 2.4.2) или с двойным запирающим (рис. 2.4.3). (В обоих случаях принцип выполнения подсоединения узла с клапаном РНД не принципиален.)

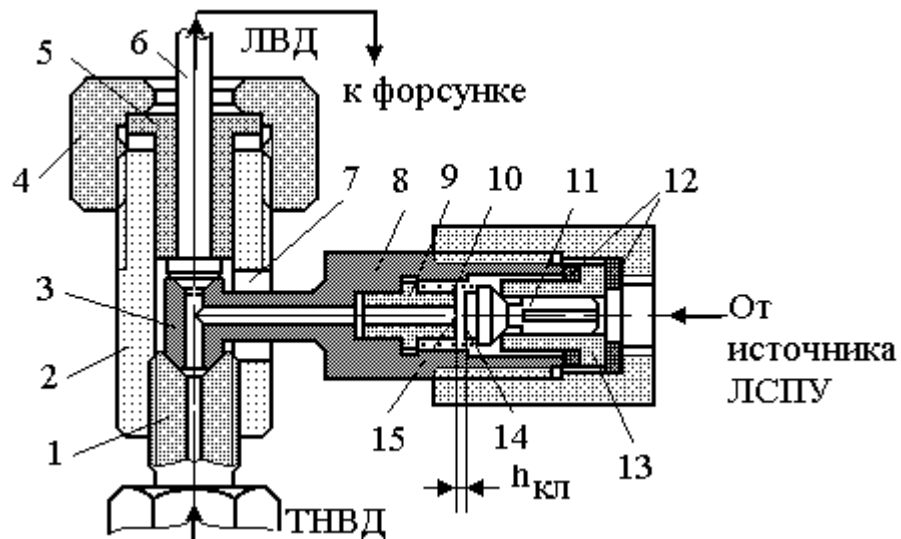


Рис. 2.4.3. Конструктивная схема клапана регулирования начального давления с двойным запирающим (иначе, клапана импульсной подачи добавки – альтернативного топлива

[Грехов Л.В. и др.] на примере добавки к дизельному топливу легких синтетических парафиновых углеводородов – ЛСПУ):

1 – штуцер ТНВД, 2 – стакан держателя узла, 3 – ниппель держателя,

4 – накидная гайка, 5 – сухарики, 6 – трубопровод высокого давления,

7 – окно стакана, 8 – корпус узла клапана РНД, 9 – ограничитель хода клапана РНД, 10 – возвратная пружина, 11 – клапан РНД с запорным

конусом(запирание по седлу 13), 12 – прокладка, 13 – седлоклапана,

14 – плоскость второго запорного элемента, 15 – плоское седло

Сущность выполнения клапана РНД с одинарным или двойным запирающим элементом заключается в следующем. Клапан с одинарным запирающим элементом замыкает объем ЛВД благодаря запорному конусу при посадке клапана в седло. Клапан с двойным запирающим элементом имеет дополнительное плоское седло 15, на которое клапан РНД садится плоскостью 14 при полном его открытии (полном смещении влево по чертежу). Таким образом, клапан с одинарным запирающим элементом позволяет вводить добавку в ЛВД при его полном или частичном открытии, а клапан с двойным запирающим элементом допускает ввод добавки только при движении клапана в сторону открытия или в сторону закрытия (т.е. только при частичном открытии клапана РНД).

Осциллограммы на рис. 2.4.4 иллюстрируют работу клапанов РНД с одинарным или двойным запирающим элементом.

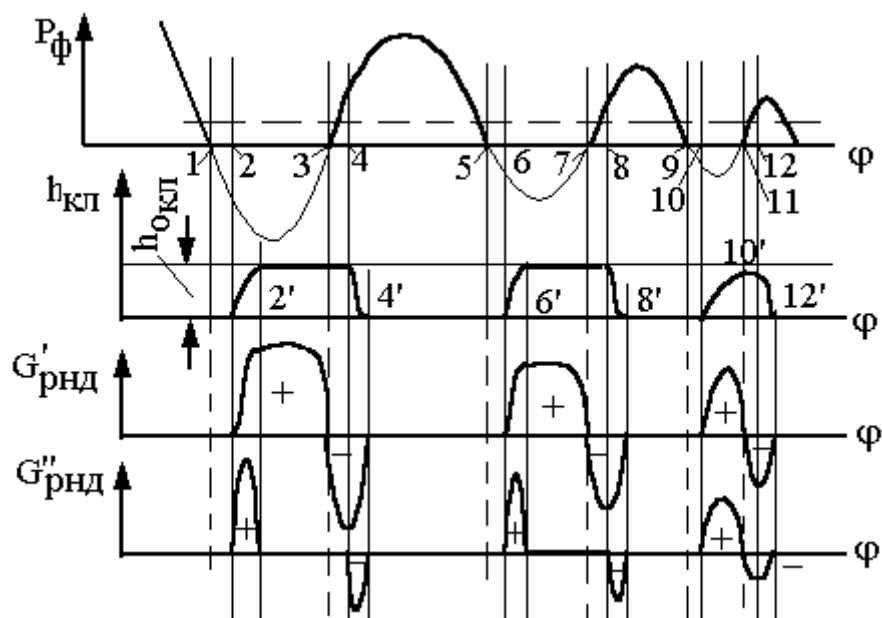


Рис.2.4.4. Схемы осциллограмм функционирования клапана РНД под действием волн разрежения – давления в линии высокого давления:

P_{ϕ} – давление топлива в ЛВД вблизи штуцера форсунки,

где установлен узел с клапаном [РНД](#), $h_{кл.}$, $h_{о.кл.}$ текущий и полный подъем (открытие, смещение) клапана [РНД](#), $G_{рнд}$ – расход добавки через клапан [РНД](#) одинарного запираения; $G'_{рнд}$ – расход через клапан [РНД](#) двойного запираения, знак «+» обозначает подачу добавки в ЛВД;

знак «-» обозначает обратный выброс добавки из ЛВД

На рисунке сделаны следующие обозначения: 1 – 2, 5 – 6, 9 – 10 – периоды задержки начала движения клапана [РНД](#); 2', 6', 10' – моменты полного открытия клапана; 3 – 4, 7 – 8, 11 – 12 – периоды запаздывания закрытия клапана [РНД](#); 4', 8', 12' – моменты полного закрытия клапана. Разница между прямым расходом и обратным выбросом определяет производительность клапана $G_{рнд}$. Производительность клапана [РНД](#) зависит от ряда параметров самого клапанного узла и, конечно, от волнового процесса в ЛВД, определяющего (при прочих равных условиях) перепад давления на клапане [РНД](#) (между полостью подвода добавки и полостью ЛВД – ввода добавки). Очевидно, что этот перепад зависит от давления в источнике добавки. Так, добавка [СПБТ](#) (ГСН) или ДМЭ всегда находится под повышенным давлением, превышающим давление насыщенных паров добавки в данных условиях. В других случаях добавка может искусственно находиться под повышенным давлением от некоторого постороннего источника (например, баллон со сжатым воздухом или инертным газом, или сжатым природным газом и проч.). Важным конструктивным признаком узла с клапаном [РНД](#) является величина максимального допустимого хода клапана ($h_{о.кл.}$), которая для автотракторных двигателей обычно не превышает 0,5 мм. Чрезмерно большой ход клапана [РНД](#) приводит к тому, что время закрытия клапана при подбегании к нему волны давления возрастает и соответственно увеличивается величина обратного выброса добавки с основным топливом. Следует заметить, что явление ограниченного обратного выброса не обязательно является отрицательным явлением, так как оно может улучшать процессы смешивания несмешиваемых компонентов: добавки и основного топлива. Очевидно, что для каждого конкретного типа ТА требуется оптимизировать массу клапана [РНД](#), жесткость возвратной пружины (если она нужна).

Целесообразность выполнения клапана [РНД](#) с одинарным или двойным запираением определяется характеристиками изменения остаточного давления в ЛВД данной топливной системы и видом, характеристиками применяемого АТ или присадки.

Изменять (при необходимости) величины остаточных давлений в ЛВД штатной топливной аппаратуры можно разными путями, например, изменением объема разгрузочного пояса нагнетательного клапана ТНВД, изменением давления начала подъема иглы форсунки. Если с целью повышения эффективности работы двигателя целесообразно регулировать состав смесового топлива, т.е. изменять количество добавки, то это можно делать изменением давления подачи добавки. Может быть также применен метод регулирования работы двигателя, например, отключением–включением цилиндров.

Метод регулирования двигателя отключением – включением цилиндров или циклов представляет интерес в связи со следующими положениями. Многие виды АТ имеют пониженные характеристики воспламеняемости, а поэтому повышенные их доли в смесовом топливе на режимах малых нагрузок и холостых ходов недопустимо. Даже газодизели со смешанным смесеобразованием обычно на малых нагрузках и холостых ходах вынуждены работать с отключением подачи газа, т.е. только на традиционном ДТ. У дизеля с внутренним смесеобразованием, работающего на смеси ДТ и [СПБТ](#),

уменьшение цикловой подачи смесового топлива на малых нагрузках приводит и к ухудшению воспламеняемости смеси, и к повышению доли утечек газа из ТНВД. В этих условиях целесообразно провести отключение части цилиндров. Тогда оставшиеся в работе цилиндры работают с повышенными нагрузками, с повышенными цикловыми подачами, что и позволяет устранить перечисленные выше недостатки. Возможный вариант конструктивной схемы [СОЦЦ](#) приведен на рис. 2.4.5.

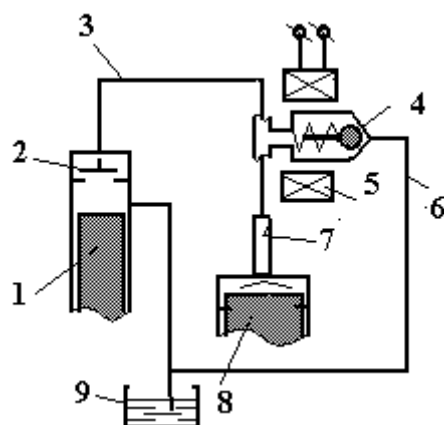


Рис.2.4.5. Схема устройства отключения цилиндра дизеля:

1 – ТНВД, 2 –нагнетательный клапан ТНВД, 3 – линия высокого

давления(ЛВД), 4 –клапан регулирования начального давления ([РНД](#)),

5 – электромагнитная катушка, 6 – линия слива топлива, 7 – форсунка закрытого типа, 8 – дизель, 9 –топливный бак

На осциллограммах рис. 2.4.6 в последовательности циклов 1, 2 показано (в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ) изменение давления топлива вблизи штуцера форсунки (P_{ϕ}), движение клапана [РНД](#) ($h_{\text{кл. рнд}}$) и иглы форсунки ($h_{\text{и}}$) в случае работы системы ввода добавки в линию высокого давления (ЛВД), а также изменение напряжения (U), подаваемого на электромагнитную катушку, и движения клапана [РНД](#) ($h'_{\text{кл. рнд}}$) и иглы форсунки ($h_{\text{и}}$) в случае выключения цикла 2 (обозначен как 2') после срабатывания цикла 1'. Таким образом, при отсутствии напряжения на электромагнитной катушке 5 (см. рис. 2.4.5) клапан [РНД](#) 4 обеспечивает ввод добавки (АТ) в ЛВД 3 вблизи форсунки, где и создается смесь АТ и ДТ, которая в очередном цикле топливоподачи впрыскивается насосом 1 в цилиндр двигателя.

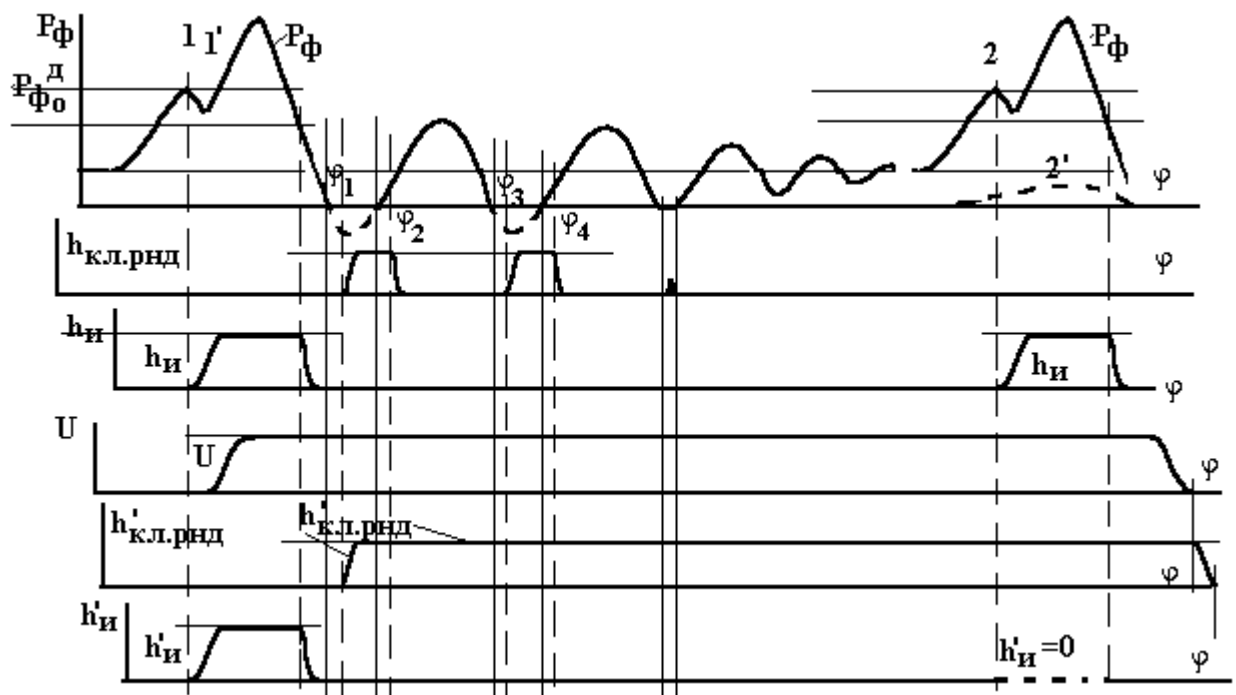


Рис.2.4.6. Схемы осциллограмм, объясняющих работу системы отключения цилиндров и циклов (СОЦЦ)

В случае подачи напряжения U на катушку 5 (см. рис. 2.4.5) открывшийся после цикла 1 клапан РНД удерживается магнитными силами в открытом состоянии ($h'_{кл.рнд}$). И при очередном нагнетательном ходе плунжера насоса 1 подаваемое им топливо сливается через открытый клапан 4 в линию низкого давления 6 (см. рис. 2.4.5) и в бак 9. То есть игла форсунки не поднимается ($h'_{и} = 0$), топливо в цилиндр не впрыскивается, цилиндр выключается из работы. Новое его включение произойдет после снятия напряжения с обмотки электромагнитной катушки 5.

Конструктивная схема элемента с клапаном РНД и отключателем цилиндра приведена на рис. 2.4.7.

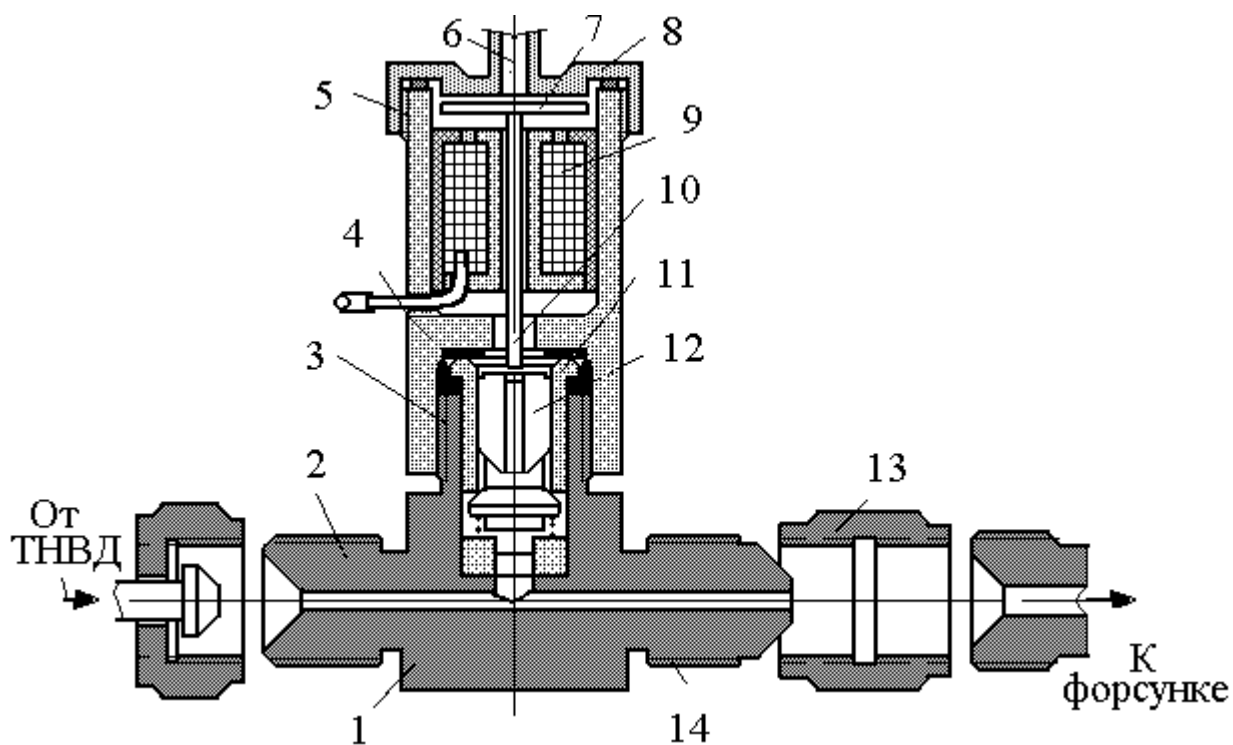


Рис.2.4.7. Конструктивная схема клапанасистемы отключения

цилиндрици циклов (СОЦЦ):

1 – корпус узла, 2 – штуцер соединения с трубопроводом высокого

давления от ТНВД, 3 – штуцер связи с корпусом отключателя,

4 – уплотнение, 5 – корпус отключателя, 6 – подвод добавки АТ или слив ДТ при отключении цилиндра, 7 – магнитная пластина, 8 – крышка,

9 – электромагнитная катушка, 10 – шток удержания клапана РНД

воткрытом состоянии, 11 – седло, 12 – клапан РНД с направляющим

хвостовиком, 13 – стяжная гайка связи со штуцером форсунки,

14 – штуцер связи с форсункой

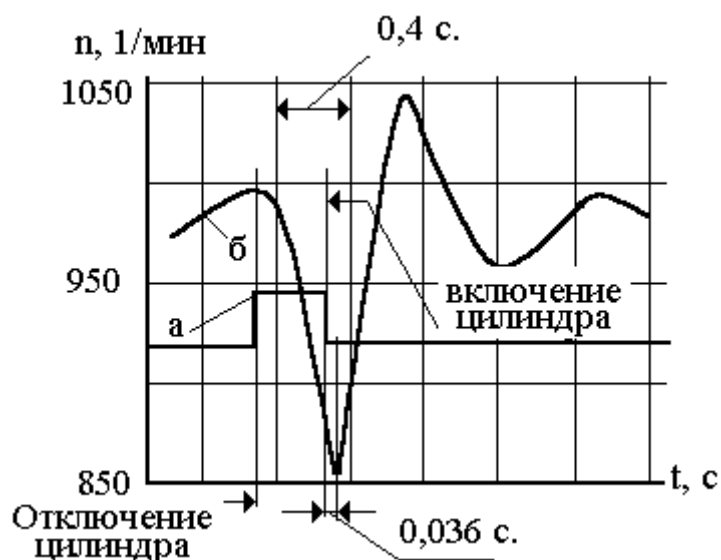


Рис.2.4.8. Осциллограммы сигнала подачи и снятия электропитания катушку привода клапана системы отключения цилиндра (а) и сигнала от датчика частоты вращения (б) при отключении и включении цилиндров

Осциллограммы процессов отключения–включения цилиндра (рис. 2.4.8) свидетельствуют о высоком быстродействии выключателя, что позволяет применить его для управления выключением–включением отдельных циклов работы двигателя. А такое поцикловое управление может быть целесообразно для поддержания повышенного теплового состояния всех цилиндров или для реализации метода на двигателе с газотурбинным наддувом (у последних длительное выключение цилиндра нецелесообразно из-за опасности накапливания смазочного масла в отключенном цилиндре, которое затем при включении цилиндра в работу выбрасывается в ГТН и может привести даже к его разному).

2.5. Необходимость регулировки или регулирования расхода добавки

Каждому типу топливной аппаратуры и дизеля свойственна определенная характеристика изменения остаточного давления ($P_{ост}$) и равного ему на установившихся режимах начального давления ($P_{нач}$) (рис. 2.5.1). А следовательно установка клапан [РНД](#) на разные двигатели обеспечивает разные характеристики расхода добавки. Поэтому в конечном итоге желательно их экспериментальное определение.

А еще предпочтительнее экспериментальное определение расхода добавок с помощью системы с [РНД](#).

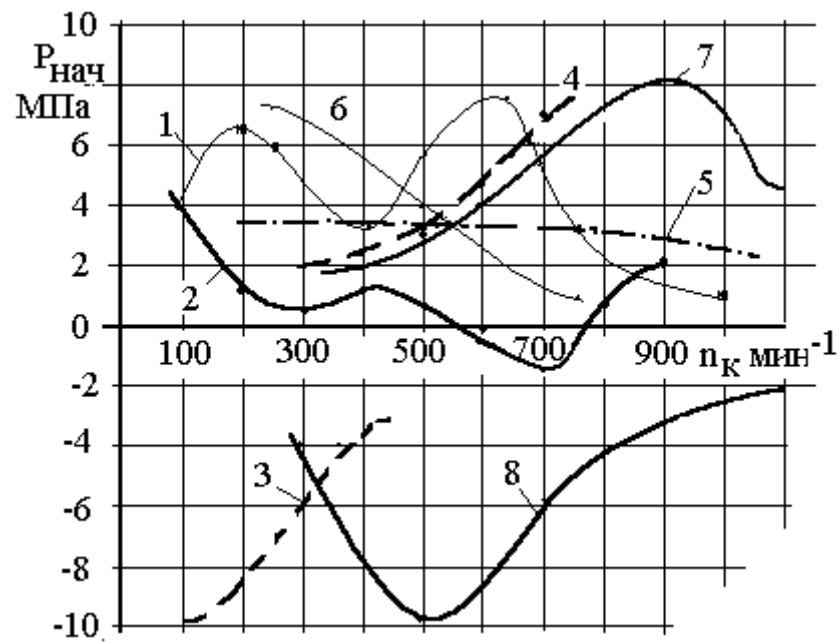


Рис. 2.5.1. Характеристики изменения начального ($P_{\text{нач}}$) и равного ему остаточного ($P_{\text{ост}}$) давлений в установившихся режимах, работа по внешним скоростным характеристикам:

1 – насос ЛСТН 9 · 10; 2 – насос УТН-5 и форсунка ФД-22;

3 – ТН-1 (4ЧН18/22); 4 – Д-6 (6ЧН15/18); 5 – ТН-8 с клапаном двойного действия; 6 – ЛС4ТН 8,5 · 10; 7 – УТН-5 (Д-240, 4Ч11/12,5)

(на стенде с дизелем); 8 – ЯМЗ-238 (8ЧН13/14)

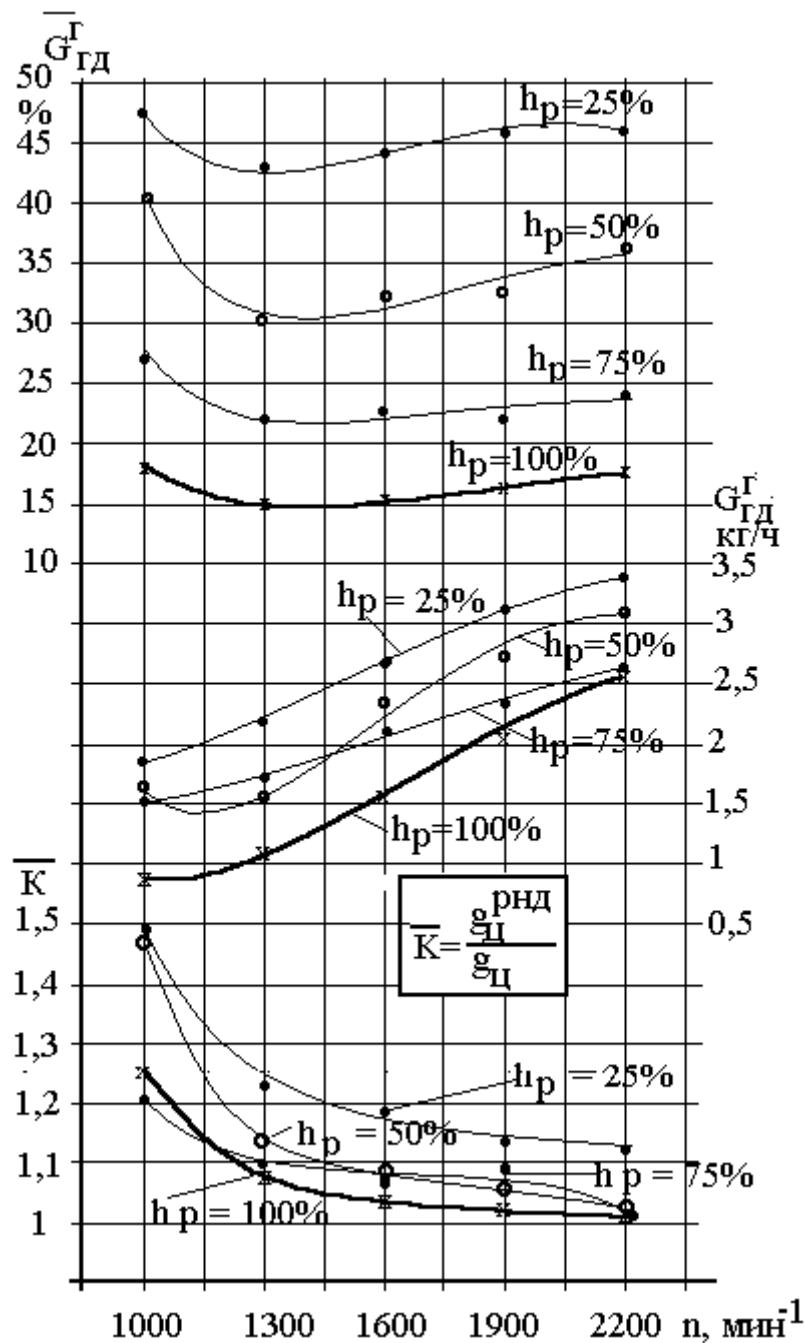


Рис. 2.5.2. Влияние добавки к дизельному топливу сжиженного

нефтяного газа (СПГ) через клапан РНД на изменение

производительности топливной системы дизеля Д-240 (4Ч11/12,5) при разных положениях рейки ТНВД (h_p):

\bar{K} – коэффициент коррекции топливоподачи, благодаря вводу СПГ

через клапан РНД, $G_{ГД}^Г$ – абсолютный расход сжиженного газа,

приведенный к дизельному топливу по теплоте сгорания,

$\overline{G}_{гд.г.}$ – относительная доля сжиженного газа (приведенного) в смесевом топливе

На рис. 2.5.2 показано, что в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов расходы добавки (СПБТ) существенно изменяются. Именно поэтому целесообразно теми или иными средствами регулировать расход добавок, подводя его к рациональным для решения поставленной задачи уровням.

Анализ результатов исследования показывает, что работа клапана РНД в топливной системе дизеля 4С11/12,5 без специального регулирования расхода СПБТ приводит к чрезмерному возрастанию его доли (до 45%) на режимах малых нагрузок. Такой эффект может быть нежелателен с точки зрения повышения жесткости сгорания при достаточно высоком тепловом состоянии двигателя. Или же это может привести к появлению пропусков воспламенения в цилиндрах при пониженном тепловом состоянии камеры сгорания, из-за слишком низких цетановых чисел смесевое топлива, из-за чрезмерного отвода тепла в факеле при испарении СПБТ.

Все исследованные варианты приводили к уменьшению цикловой номинальной подачи дизельного топлива из-за повышенной разгружающей способности нагнетательного клапана, что потребовало изменения положений рейки ТНВД (h_p), как это показано на рис. 2.5.3. За 100% принято положение, при котором система с клапаном В обеспечивала номинальную подачу.

Таким образом, использование подкачивающего насоса для АТ и установка РНД у штуцера ТНВД увеличивают расход добавки, а соответственно положение рейки может быть уменьшено (при той же номинальной подаче).

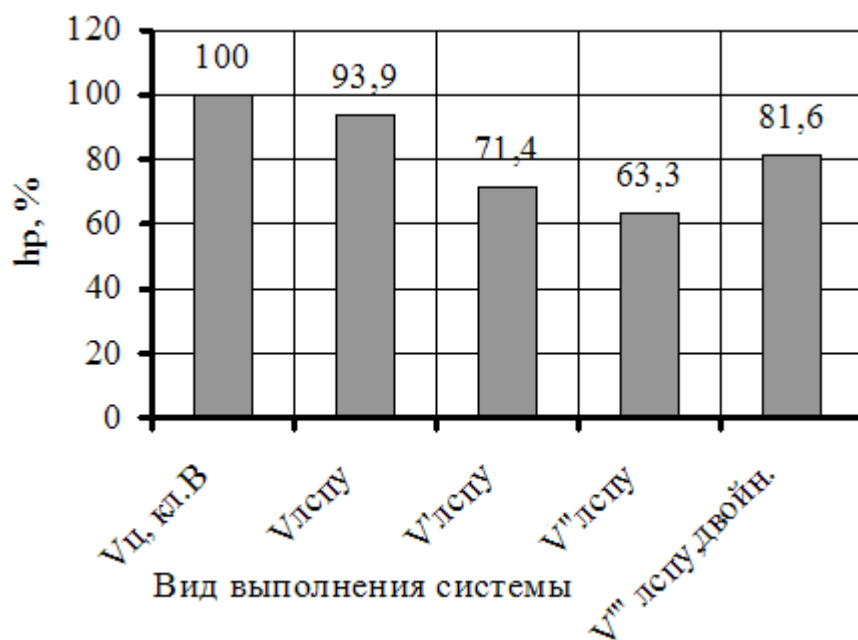


Рис. 2.5.3. Положения рейки ТНВД (h_{pr} , %),

при которых обеспечивается номинальная цикловая подача

($V_{ц}=70 \text{ мм}^3$) в разных вариантах выполнения системы:

здесь $V_{ц, \text{ кл.В}} - V_{лспу}, V'_{лспу}, V''_{лспу}, V'''_{лспу}, V''''_{лспу, \text{ двойн.}}$ – обозначения видов систем топливоподачи: подача только ДТ, подача [ЛСПУ](#) и клапан [РНД](#)

у форсунки, то же, но клапан у насоса, клапан у форсунки,

но с подкачкой [ЛСПУ](#) мембранным насосом, то же,

но клапан [РНД](#) с двойным запираением

Перспективной схемой организации газодизельного процесса может стать схема рис. 2.5.4, где ввод [СПБТ](#) происходит через надигольное пространство форсунки, которая выполнена с замкнутым надигольным пространством, что исключает утечки газа в атмосферу. Подача [СПБТ](#) регулируется с помощью источника давления нейтрального или горючего газа.

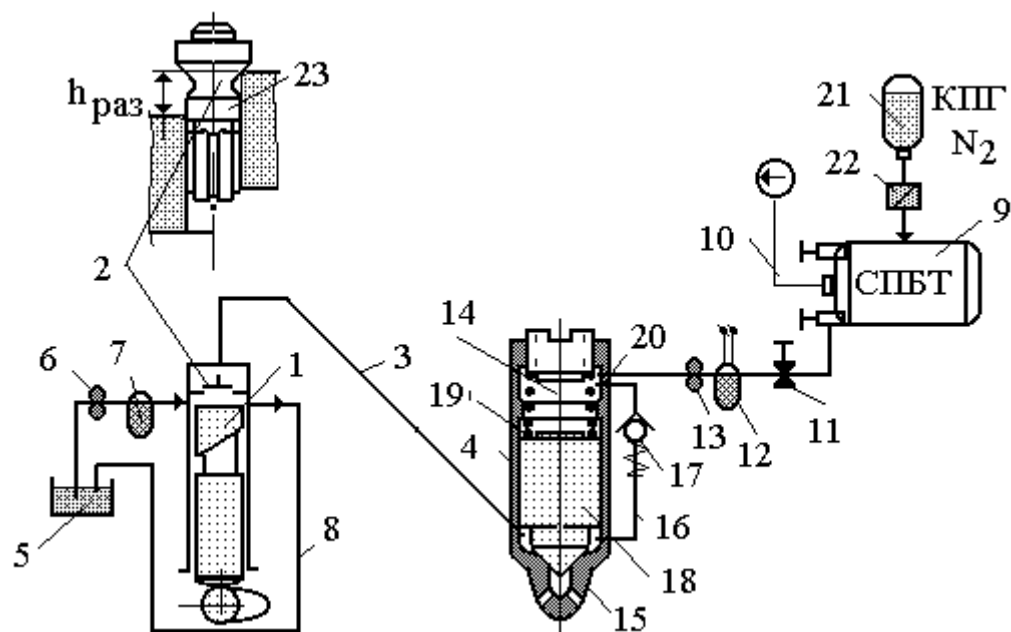


Рис. 2.5.4. Перспективная схема организации газодизельного

процесса с внутренним смесеобразованием:

1 – ТНВД, 2 – нагнетательный клапан, 3 – линия высокого давления (ЛВД), 4 – корпус форсунки, 5 – бак с дизельным топливом, 6 – подкачивающий насос, 7 – фильтр, 8 – линия отсечки, 9 – баллон со сжиженным газом (СПБТ), 10 – манометр, 11 – вентиль, 12 – фильтр газа, 13 – подкачивающий насос, 14 – надигольная полость форсунки, 15 – форсунка

закрытого типа, 16 – линия связи надигольной и подигольной полостей, 17 – клапан РНД, игла форсунки, 18 – игла форсунки, 19 – пружина иглы форсунки, 20 – канал связи надигольного пространства с клапаном РНД, 21 – источник повышенного давления нейтрального газа (N_2), 22 – редуктор – регулятор давления, 23 – разгрузочный поясок нагнетательного клапана ($h_{раз}$ – ход разгрузки)

2.6. Управление двигателями, реализующими метод физико-химического регулирования на основе альтернативных топлив

Применение метода ФХР принципиально возможно без изменения принципов автоматического регулирования дизеля с помощью штатного регулятора. Однако, если на двигателе реализована система с подачей АТ в линии высокого давления, то при этом одновременно с изменением состава топлива происходит изменение, регулирование начального давления топлива благодаря аккумулярованию в ЛВД дополнительного количества топлива. В этом случае функциональная схема системы регулирования может быть представлена в несколько измененном виде в сравнении с классическим представлением. В «классике» функциональная схема представляет собой взаимосвязанные три блока: регулятор частоты вращения, топливная аппаратура и объект регулирования – дизель. При реализации метода ФХР добавкой АТ в ЛВД топливную аппаратуру целесообразно представить в виде отдельных элементов: топливный насос высокого давления с нагнетательным клапаном, форсунка закрытого типа и линия высокого давления (рис.

2.6.1). Дополнительным элементом схемы является источник добавки. Возможно также реализовать управление расходом добавки по сигналу от регулятора.

Простейшими элементами управления подачей АТ могут быть элементы включения–выключения ввода добавки. Возможно также применение нескольких видов добавок с соответствующими органами включения–выключения того или иного вида добавки.

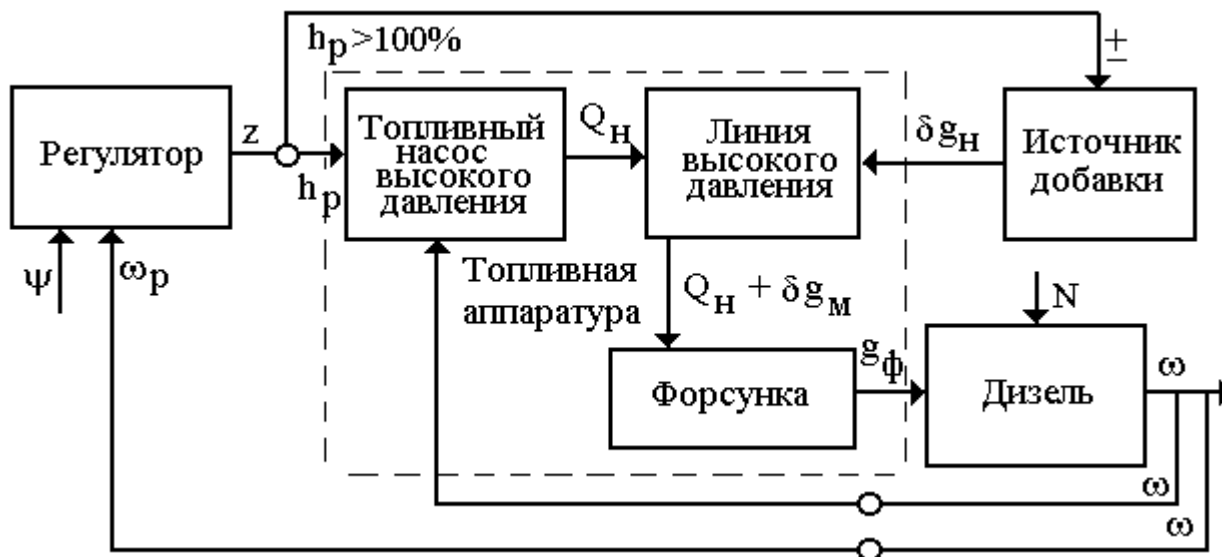


Рис. 2.6.1. Функциональная схема системы автоматического регулирования дизеля с подачей добавки (например, СПБТ)

в линии высокого давления:

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, ω_p – угловая скорость вала регулятора, ψ – задание органа управления двигателем, z – положение муфты регулятора, h_p – положение рейки ТНВД, Q_n – подача топлива насосом высокого давления, δg_m – приращение подачи топлива, благодаря изменению начального давления в ЛВД (в линии высокого давления), N – положение органа управления нагрузкой, g_ϕ – подача смесового топлива форсункой, δg_n – увеличение производительности насоса благодаря зарядке ЛВД от источника добавки

На рис. 2.6.2 приведена схема системы с клапаном РНД и элементами включения–выключения подачи добавки.

В качестве добавок в данных экспериментальных исследованиях применялись СПБТ, легковоспламеняющаяся пусковая жидкость (ЛВЖ) и легкие синтетические парафиновые углеводороды (ЛСПУ). Система выполнена на базе штатной топливной аппаратуры (разделенного типа) объекта исследования – дизеля 8Ч13/14. Работа системы происходит следующим образом. После очередного цикла топливоподачи, когда произошла отсечка подачи, нагнетательный клапан 2 садится в седло и своим разгрузочным пояском формирует в ЛВД

3 волну разрежения (пониженного давления), которая распространяется по ЛВД 3 и при подходе к узлу клапана 5, перепад давления на клапане возрастает и он открывается.

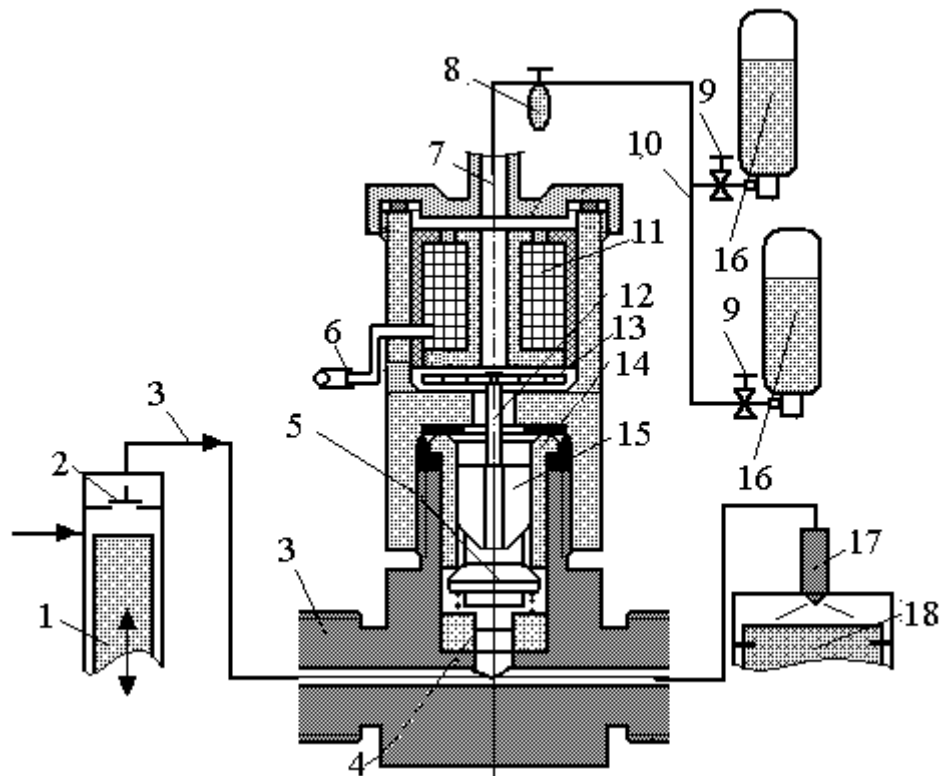


Рис. 2.6.2. Конструктивная схема выключателя добавки:

1 – ТНВД, 2 – нагнетательный клапан с объемной разгрузкой линии

высокого давления (ЛВД), 3 – ЛВД, 4 – ограничитель хода клапана

регулирования начального давления (РНД), 5 – клапан РНД, 6 – подвод электропитания к электромагнитной катушке (напряжение 12-24 вольт),

7 – канал подвода добавки, 8 – фильтр, 9 – запорный вентиль,

10 – линия подвода добавки к клапану РНД, 11 – электромагнитная

катушка, 12 – шток, 13 – магнитная перфорированная пластина,

14 – седло клапана РНД, 15 – направляющий хвостовик клапана РНД,

16 – баллоны с добавками, 17 – форсунка закрытого типа, 18 – дизель

Тогда добавка из одного из баллонов 16 поступает в ЛВД 3, где перемешивается с основным дизельным топливом. При подходе к клапану 5 волны повышенного давления клапан закрывается, подача

добавки прекращается. В очередных циклах топливоподачи полученное смесевое топливо обычным порядком впрыскивается в цилиндр дизеля 18 штатной форсункой 17. Если на электромагнитную катушку 11 подать напряжение, то магнитная пластина за шток 12 удерживает клапан 5, он не открывается. Система работает без ввода добавки. Фильтр 8 выполнен с электромагнитным клапаном перекрытия линии 10 при аварийном разрыве трубопровода от баллонов 16. Краны 9 являются запорными, необходимыми для смены баллонов 16 и проч.

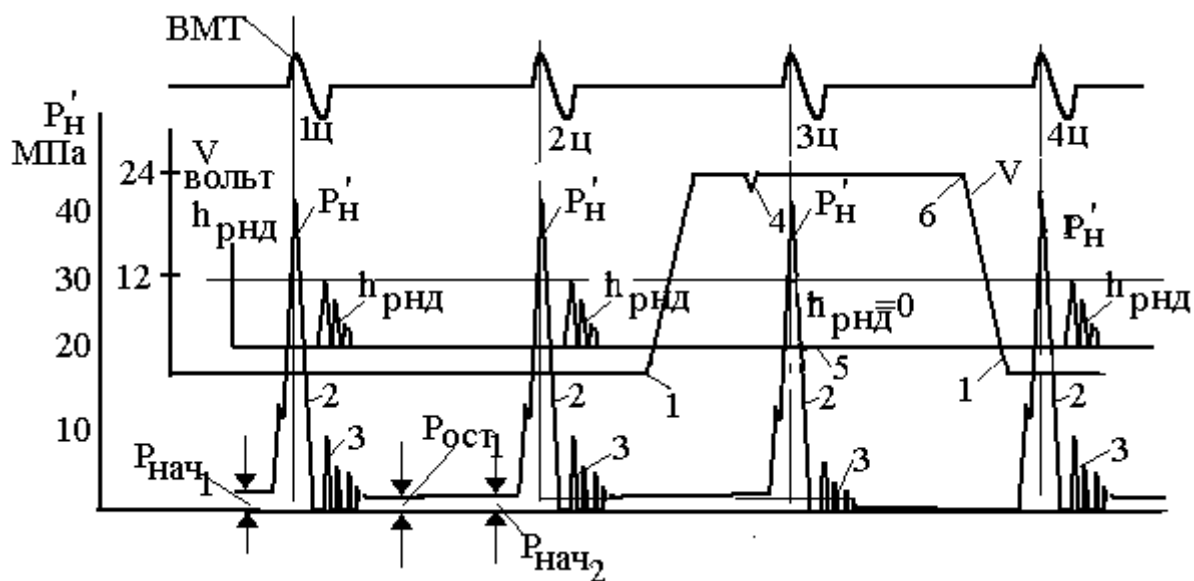


Рис. 2.6.3. Осциллограммы, разъясняющие работу выключателя ввода добавки в дизельное топливо в ЛВД системы топливоподачи:

$P_{нач.}$, $P_{ост.}$ – начальное и остаточное давления в ЛВД, $P'_н$ – давление

у штуцера ТНВД, V – напряжение на электромагнитной катушке,

$h_{рнд}$ – ход клапана РНД, 1ц–4ц – номера циклов от первого до четвертого, 1 – включение электромагнитной катушки, 2 – осциллограммы давления топлива в штуцере топливного насоса, 3 – волновой процесс при отсечке подачи, 4 – момент притяжения магнитной пластины к электромагнитной катушке, 5 – пропуск открытия клапана РНД, 6 – выключение питания электромагнита

На рис. 2.6.3 приведены экспериментальные осциллограммы, разъясняющие работу выключателя ввода добавки в дизельное топливо. Видно, что выключение и включение подачи добавки происходят практически мгновенно, т.е. за время между циклами топливоподачи.

Регулирование начального давления топлива (РНД) – регулирование (стабилизация) давления топлива в линии высокого давления (ЛВД) перед очередными циклами топливоподачи.

Глава 3 Регулирование ДВС методом изменения физико-химических свойств топлива

3.1. «Физико-химическое» регулирование дизелей

С определенной долей условности принцип «физико-химического» регулирования рабочего процесса дизеля относится к дизелям, работающим с «обогащением» воздуха на всасывании или вообще – с добавлением к воздуху разных горючих и негорючих веществ: воды, кислорода, водорода, отработавших газов (рециркуляция [ОГ](#)). Однако в этом случае следует скорее говорить о регулировании физико-химических свойств горючей смеси (как и в ДВС с внешним смесеобразованием) – разновидности «физико-химического» регулирования двигателя.

Возможность реализации метода регулирования дизеля изменением физико-химических свойств топлива появилась, по существу, с появлением ряда систем топливоподачи, получивших название систем топливоподачи с регулированием начального давления топлива ([РНД](#)). Сущность работы систем этого типа заключается в следующем. С помощью различных клапанов, золотников, распределителей различные добавки, присадки вводятся в линии высокого давления топливных систем, где они смешиваются с основным топливом, а затем подаются в виде смесей, растворов, эмульсий в цилиндры двигателя.

Одним из наиболее эффективных методов регулирования может стать метод ввода в топливо водного или спиртового раствора химически активных (с каталитическим эффектом) солей различных металлов: Ва, Mn, Fe и т. д. По существу в этом случае в цилиндры двигателя впрыскивается РТЭ – раствор-топливная эмульсия. Улучшая процессы смесеобразования–сгорания за счет присутствия воды или спирта и химического активатора процессов сгорания, такие вещества обеспечивают регулирование – улучшение показателей протекания рабочего процесса дизеля, прежде всего снижение дымности [ОГ](#). Регулирование подачи раствора в топливо здесь целесообразно в зависимости от нагрузки и показателя дымности.

Отмечено, что в настоящее время очень трудно традиционными путями, направленными на улучшение процессов топливоподачи и воздухообеспечения, улучшить показатели работы дизеля, особенно если улучшение процесса должно быть связано одновременно со снижением токсичности и повышением экономичности. Один из путей решения этой проблемы авторы видят в применении в дизелях высококонцентрированных водо-топливных эмульсий (ВТЭ), приготовленных на базе дистиллятных топлив. Отмечено, что длительное время это направление совершенствования процессов смесеобразования–сгорания в дизелях считалось бесперспективным, так как вода и дистиллятное топливо не способны образовать устойчивую ВТЭ. Ныне появилась возможность организации рабочего процесса, при котором эмульсия образуется во время процесса топливоподачи, в линиях высокого давления непосредственно перед впрыскиванием топлива в цилиндры. Благодаря тому, что сама форсунка является надежным диспергатором, обеспечивающим образование мелкодисперсной ВТЭ (так, что при условии надежной работы топливной аппаратуры задача в большей степени сводится к точной дозировке компонентов ВТЭ).

Авторы отмечают, что при подаче в дизель ВТЭ с 40% воды на номинальном режиме достигается снижение дымности OG (в 2,0–2,5 раза), уменьшение выброса NO_x с OG (в 2 раза), снижение g_e (на 20–25%) и уменьшение выброса CO . Правда, на 15–20% возрастает P_z и в 2 раза – $(dP/d\varphi)_{max}$. Возможно, что основной причиной полученного эффекта является так называемое «вторичное» распыливание топлива, происходящее, как отмечено в ряде работ, за счет «микровзрывов» глобул (частичек) воды, содержащихся в каплях распыленного форсункой топлива, и ведущего к вторичному дроблению топливной фазы. Авторы придерживаются мнения, что ВТЭ – это не просто продукт смешения двух веществ, а, по существу, новая субстанция, с новыми свойствами, которые проявляются в условиях высоких температур и давлений в камере сгорания. Авторы приходят к такому выводу на основании выявленного факта: продолжительность впрыскивания ВТЭ возрастает (в сравнении с впрыскиванием дизельного топлива), задержка воспламенения растет, а скорость и полнота сгорания увеличивается. (Следует отметить, что этот факт не исключает возможности влияния именно «вторичного» распыливания.) По мнению авторов, на существующих дизелях целесообразно регулирование состава ВТЭ в зависимости от режимов работы.

Применение регулируемых по составу ВТЭ целесообразно для дизелей, работающих на высоковязких топливах. На современных, высокоэкономичных дизелях, использующих вязкие топлива, эффект от применения ВТЭ достигается прежде всего на частичных режимах. Особо эффективно применение ВТЭ на дизелях устаревших конструкций, выпуска 1960-х годов, использующих остаточные топлива или их смеси с дистиллятными. Особо важно создание устройств, систем для регулирования содержания воды в ВТЭ в зависимости от фактической нагрузки дизеля как по винтовой, так и по нагрузочной характеристикам. Отмечена проблема топливоподачи при использовании ВТЭ – возрастание вязкости топлива с увеличением количества воды в ВТЭ и дисперсности эмульсии.

Если учесть, что эффективность сгорания при применении ВТЭ возрастает, несмотря на большую вязкость подаваемой эмульсии, то можно предположить, что не только химические процессы, но и процессы распыливания топлива, процессы «вторичного» распыливания все же могут существовать.

Известно, что применение различных присадок к топливу позволяет улучшить некоторые качественные характеристики дизельных топлив. С точки зрения воздействия на протекание рабочего процесса наиболее эффективно применение присадок, повышающих [цетановое число](#) топлива (ЦЧ), понижающих расход топлива, снижающих дымление двигателя.

К присадкам, повышающим ЦЧ топлива, относятся прежде всего органические нитраты: циклогексилнитрат ($C_6H_{13}NO_3$), этилгексилнитрат ($C_8H_{17}NO_3$), нитроалкены, 1-нитро-2-гексен и др. Кроме повышения ЦЧ эти присадки уменьшают недогорание топлива, коксоотложение у сопла форсунки.

Присадки, понижающие расход топлива, по существу оптимизируют процесс сгорания или снижают механические потери. Например, присадка Endoline 1 растворяет твердые органические частицы, нагар, улучшает распыливание топлива, что приводит к снижению g_e примерно на 6%. Присадка Desolit D (Германия) содержит в своем составе эфиры и снижает g_e на 7%, уменьшает дымность и отложения нагара. Присадка Ферропикрат снижает g_e на 8–10% (в ее составе Fe «работает» как катализатор). Присадки, содержащие Ba, Mn, Fe и др. каталитически активные вещества, увеличивают скорость сгорания, снижают

дымность [ОГ](#), а значит и выброс твердых частиц (ТЧ), и уменьшают расход топлива (отмечено, что дымность [ОГ](#) на 35–60 % определяется содержанием ТЧ в [ОГ](#), причем 0,2% расходуемого топлива идет на создание ТЧ). Присадка 2% Actane к топливу повышает на 5 ед. ЦЧ, улучшает распыл, вдвое снижает дымность.

Обычно наиболее эффективно применение полифункциональных присадок, которые особо эффективны при использовании их на двигателях после длительной эксплуатации. Так, если без присадки выброс твердых частиц (ТЧ) с [ОГ](#) после 30 тысяч километров пробега составил 0,45 г/км, то при применении полифункциональной присадки – лишь 0,27 г/км, т.е. сохранился на уровне нового двигателя.

Очевидно, что в зависимости от режимов работы двигателя изменяется целесообразность применения той или иной присадки, а с учетом высокой стоимости присадок целесообразно их применение периодически лишь на отдельных режимах. Так, на дизелях, оснащенных сажевыми фильтрами, целесообразно применять периодическую подачу каталитически активных присадок для регенерации фильтра (выжигания ТЧ при пониженных температурах). Таким способом рекомендуется применять «Лубризол 8220» (в количестве 0,05% от расхода топлива), содержащий марганец. Здесь, по существу, применяется физико-химическое регулирование – включение подачи присадки по сигналу о засоренности фильтра. Следует отметить, что применяемая в этом случае система отличается значительной сложностью (по существу, параллельная дополнительная система топливоподачи). Регулирование подачи присадки к топливу целесообразно также в случаях, когда находящиеся в присадке металлы образуют в цилиндре нежелательные оксиды. (По возрастанию каталитической активности металлы можно расположить в следующем порядке: Pb, Ni, Mg, Co, Cu, Fe, Ba, Mn.)

Одним из путей воздействия на повышение эффективности сгорания в дизелях является добавка к рабочему телу на впуске водорода (H₂) как продукта термохимической конверсии основного топлива или другого, например, метанола. Такое регулирование процесса названо выше регулированием физико-химических свойств горючей смеси. Однако возможно проведение добавки H₂ к самому топливу до его впрыскивания в цилиндры дизеля, т.е. регулирование физико-химических свойств топлива. Возможно осуществить равномерное насыщение дизельного топлива водородом в смесительной камере форсунки и последующий впрыск водородо-насыщенного топлива в двигатель. Масса добавляемого водорода составляет около 0,1% цикловой массы топлива (т.е. следует говорить не о замещении одного топлива другим и не о добавке одного топлива в другое, а о присадке химически активного вещества – водорода – к топливу).

В результате при впрыскивании такого топлива в цилиндр происходит, очевидно, изменение не только химических свойств образующейся смеси, но и физических – изменяется характер распыливания топлива. Подтверждением изменения «физических» свойств топлива могут быть результаты работ, где проведено насыщение топлива разными газами: воздухом, горючими газами, а также отработавшими газами. Количество газа, добавлявшегося в топливо, составляло от 0,08% по массе или около 40–80% по объему. Исследование позволило сделать вывод о том, что основной эффект от насыщения топлива газом получается благодаря улучшению качества распыливания топлива, улучшению процессов смесеобразования (вторичное распыливание), т.е. изменению прежде всего физических свойств топлива.

Принципиально изменение физико-химических свойств топлива применяется, когда происходит конвертирование дизеля на сорта утяжеленных топлив, например, биотоплива (рапсовое масло), тяжелые остаточные топлива, к которым добавляют на ряде режимов низкооктановые бензины и т.д.

Значительное влияние на физико-химические свойства топлива оказывает добавка к нему спиртовых топлив. При введении спирта в дизельное топливо вблизи форсунки через клапан РНД в цилиндры дизеля впрыскивается спирто-топливная эмульсия (СТЭ). Очевидно, благодаря изменению качества распыливания («вторичное» распыливание), а также изменению других физических свойств (вязкость, плотность, поверхностное натяжение, испаряемость и т.д.) и химических свойств ([цетановое число](#), теплота сгорания, [энергия](#) активации и т.д.), происходит существенное снижение дымности [ОГ](#), уменьшение выброса NO_x , появляется возможность форсирования рабочего процесса по составу смеси α без превышения предела дымления и т.д.

Одно из наиболее эффективных воздействий на протекание рабочего процесса дизеля оказывает сжиженный нефтяной газ ([СПБГ](#)) при добавке его к дизельному топливу с целью изменения физико-химических свойств топлива. Таким методом удастся форсировать двигатель по среднему эффективному давлению на $\sim 10\%$ и более при снижении удельного расхода топлива на $\sim 10\%$ и без превышения заданного при работе на дизельном топливе предела дымления. При работе в условиях высокогорья такой метод регулирования рабочего процесса позволяет существенно компенсировать высокогорные потери мощности, экономичности, снизить дымность и токсичность выбросов.

3.2. «Физико-химическое» регулирование двигателей с искровым зажиганием

Задача разработки топлив с заданными физико-химическими свойствами для двигателей данной конструкции, с данными условиями эксплуатации и т.д. ставилась уже сравнительно давно. Такой подход к совершенствованию показателей работы ДВС был назван «физико-химическим» регулированием (ФХР), хотя, строго говоря, в условиях эксплуатации свойства топлива обычно не менялись. В то же время известно, что для разных режимов работы одного и того же двигателя целесообразно использовать топлива с разными свойствами. Для карбюраторных двигателей возможность регулирования свойств топлива (точнее, свойств горючей смеси) была сравнительно простыми средствами реализована, когда для повышения детонационной стойкости к основному бензину с пониженным октановым числом на режимах низких частот вращения и полных нагрузок стали осуществлять присадку природного газа. В этом случае ставилась задача не максимального замещения бензина газом, а регулирования рабочего процесса двигателя.

Так, было предложено подавать в цилиндр двигателя бензо-газо-воздушную смесь регулируемого состава (по количеству присадки газа) в соответствии с режимом работы ДВС. Добавка газа к основному топливу позволяет повысить полноту сгорания, снизить выбросы CH и CO с [ОГ](#). Для снижения выбросов NO_x газ подают в двигатель увлажненным благодаря добавке к нему некоторого количества [ОГ](#). Конструктивное выполнение такой системы не вызывает трудностей. Хотя очевидно, что определенную сложность представляет система, например, электронного регулирования подачи газа. Газ вводят как в основную топливную смесь после карбюратора, так и в воздух на впуске. Изменение физико-химических

свойств топлива, а именно повышение октанового числа топлива, позволяет понизить «сортность», качество основного топлива. Либо при применении штатного топлива – повысить конструктивную степень сжатия и снизить удельный расход топлива (на 8–10% при сохранении основных эксплуатационных показателей). Особенно важно, что при применении присадки газа можно отказаться от использования свинца в топливе (антидетонационных присадок к топливу), что весьма существенно (на 15–20%) снижает суммарную токсичность двигателя.

Очевидно, что в данном случае применен метод «физико-химического» регулирования, так как количество присадки газа варьируется в соответствии с режимом работы двигателя.

Аналогичный метод повышения детонационной стойкости смеси применяется, когда соответствующая присадка вводится в топливо (или в готовую горючую смесь) лишь на режимах максимальной вероятности детонационного сгорания, т.е., на режимах низких частот вращения и полных нагрузок. В этом случае регулированием физико-химических свойств топлива сводится к минимуму загрязнение окружающей среды токсичными компонентами присадки, снижается стоимость необходимой присадки, повышается надежность и долговечность двигателя в связи с уменьшением вероятности отложения присадки на электродах свечей зажигания.

В качестве метода регулирования бензинового двигателя предложено перерабатывать часть топлива для получения водорода и затем добавлять этот водород к горючей бензо-воздушной смеси. Полученная таким образом смесь надежно воспламеняется и сгорает вне зависимости от ее первоначального состава (α). В этом случае отпадает необходимость в регулировании состава смеси в зависимости от режимов работы двигателя. А характеристики двигателя будут определяться закономерностью подачи топлива в двигатель и генератор водорода. Так, предложено вводить водород в цилиндры двигателя в конце процесса сжатия в зону электродов свечи зажигания в небольших количествах (0,0012–0,0045 кг/час, т.е. 0,1–1,5% от расхода бензина). Водород может либо храниться, либо генерироваться в таких количествах на борту автомобиля. Задача водорода – увеличить теплоту, выделяемую в ходе химических реакций, с тем, чтобы совместно с теплотой, вводимой в заряд смеси искровым разрядом, увеличить общее количество теплоты и тем самым сделать процесс воспламенения более стабильным. Водород в таком случае выполняет роль энергонасыщенной добавки, ускоряющей горение. Причем именно благодаря наличию водорода вблизи электродов достигается наибольший эффект от его добавки.

Положительное влияние подачи водорода в межэлектродный зазор наблюдается до эффективного давления в камере сгорания, не превышающего 0,4 МПа, т.е. на режимах, характерных для городской езды. Оно проявляется в расширении пределов доступного обеднения смеси и снижении удельного эффективного расхода топлива. Так, на режимах холостого хода двигатель устойчиво работает при $\alpha = 1,4$, а при $P_e = 0,2$ МПа – при $\alpha = 1,2$. При этом расход топлива снижается на 10%, а на холостом ходу – на 33%. При повышенных нагрузках двигатель работает обычным порядком. В дизелях «физико-химическое» регулирование осуществить значительно сложнее, что определяется конструктивными особенностями системы топливоподачи.

3.3.Применимость метода «физико-химического» регулирования

В целях выбора путей расширения ресурса топлив ведутся исследования возможности применения различных добавок к топливу. При этом в значительных пределах варьируются физико-химические свойства топлив и раскрываются возможности изменения характеристик протекания процессов сгорания в дизеле изменением состава топлив. Известны предложения о регулировке протекания процесса сгорания в дизеле путем оптимизации компонентного состава топлива. Иначе говоря, предложена физико-химическая регулировка процесса сгорания в дизеле оптимизацией состава топлива.

В области двигателей с воспламенением от искры уже поставлена задача использования метода регулирования октанового числа топлива в функции от частоты, нагрузки и т.д. во время работы двигателя. Возможность изменения состава топлива добавкой к основному дизельному топливу утяжеленного фракционного состава (УФС) спиртов, бензинов, воды и т.д. во время работы двигателя реализуется с помощью специальных топливных систем, однако большинство из них обладает значительной инерционностью (системы с вводом компонентов на линии всасывания в топливный насос высокого давления) либо существенной сложностью (системы с двумя насосами, двумя форсунками и другие). Решение задачи физико-химического регулирования дизеля становится возможным после разработки метода и средств оперативного изменения компонентного состава топлив путем добавки к основному топливу различных добавок в линию высокого давления (ЛВД) перед форсункой или в ее каналы.

Анализ моторных свойств топлив с введением в них различных добавок и их влияния на протекание рабочего процесса проведен на установке ИДТ-69 определения цетановых чисел топлив (вихрекамерный дизель 148,5/11,5, частота вращения 900 мин⁻¹, степень сжатия – 17), оборудованной средствами регистрация индикаторной диаграммы (индикатор МАИ-2), необходимыми датчиками и измерителями расходов. Топливная аппаратура установки выполнена с подключением к ее ЛВД источника с добавкой через указанный обратный клапан РНД. Инерционность системы топливоподачи проверили путем определения числа циклов, необходимых после начала подачи данного вещества через клапан РНД для достижения стабильных значений P_r , определяемых по индикатору вспышек. Исследование показало, что переходный процесс замещения в каналах форсунки дизельного топлива смесевым составляет 5 ... 8 циклов. Исследование проведено методом сравнительного анализа протекания процесса при работе на чистом дизельном топливе (ДТ) и топливе с разными добавками. В качестве добавок к ДТ использованы этанол, бензин А-76, легкие синтетические парафиновые углеводороды (ЛСПУ), вода, водные растворы ряда веществ, обладающих каталитическим действием (неорганические, нерастворимые в углеводородном топливе соли ряда металлов, например $BaCl_2$), аммиак, сжиженный нефтяной газ (пропан-бутан), количество которых варьировалось от нуля до 50% от всей цикловой подачи топлива. Кроме того, проведено исследование возможности воздействия на протекание рабочего процесса дизеля растворением в топливе воздуха и природного газа, подаваемых в ЛВД через клапан РНД в количестве до 30% (объемных). Эксперименты проведены на одном скоростном режиме при постоянстве энергоемкости подачи топлива, эквивалентной расходу ДТ, равному 13 мл/мин. Для исключения влияния на результаты исследования переменности начального давления в ЛВД при подаче в нее 10 ... 50% жидкой добавки сравнение проведено с протеканием процесса на ДТ, когда аналогичное количество ДТ, т.е. 10... 15%, подавалось через клапан РНД.

На рис. 3.3.1 сопоставлены характеристики изменения давления P_r в цилиндре дизеля, температуры T , жесткости процесса $dP/d\varphi$, а также характеристики ξ и скорости $d\xi/d\varphi$ теплоиспользования при добавке к ДТ 30% [ЛСПУ](#), бензина А-76 или этанола, т.е. легких невязких компонентов с высокой ([ЛСПУ](#), А-76) или низкой (этанол) теплотой сгорания, высоким ([ЛСПУ](#)) или низким (этанол, А-76) цетановым числом, высокой теплотой испарения или сравнительно низкой (А-76, [ЛСПУ](#)).

Присадка к топливу 10% этанола увеличивает период задержки воспламенения. Скорость теплоиспользования в первой фазе сгорания при этом резко возрастает. Увеличение доли этанола свыше 20% увеличивает задержку воспламенения на 2 ... 3° поворота коленчатого вала (п. к. в.).

Добавка к ДТ этанола приводит к росту максимальной жесткости, которая в 2 раза превышает жесткость работы на ДТ. Момент достижения ξ_{\max} при работе на топливе со спиртом смещается дальше за ВМТ на 10 ... 15° п. к. в. На характеристиках видно влияние высокой теплоты испарения спирта при значительном увеличении его количества в подаче. Добавка к дизельному топливу 10, 30, 50% этанола снижает [цетановое число](#) смеси с 45 до 42, 36, 32 единиц соответственно.

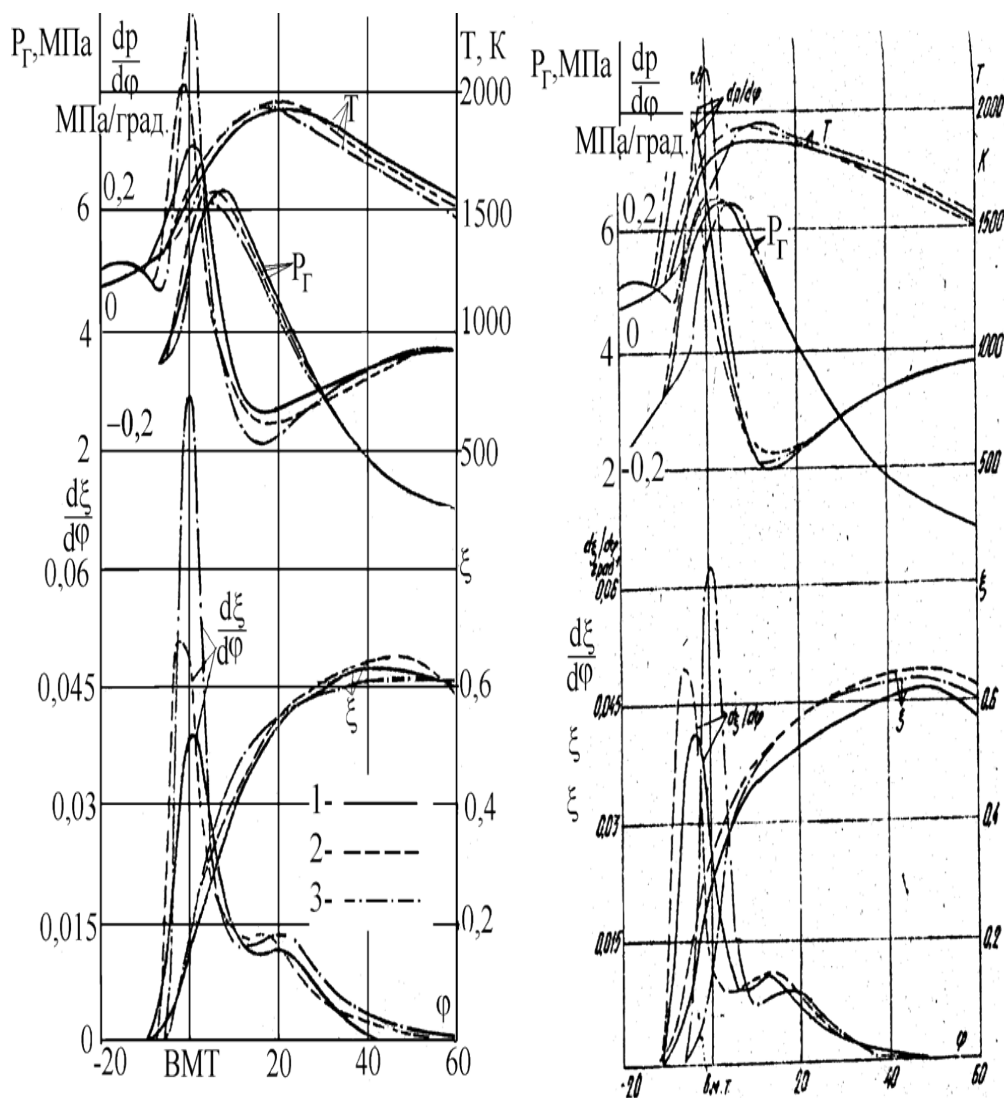


Рис. 3.3.1. Характеристики теплоиспользования (ξ),

скорости теплоиспользования ($d\xi/d\varphi$), давления газов (P_r),

скорости изменения давления ($dP/d\varphi$) и температуры (T)

в цилиндре при работе на разных топливах:

1 – на дизельном топливе (ДТ) с добавкой 30% синтетических

парафиновых углеводородов, 2 – на ДТ + 30% бензина А-76,

3 – на ДТ + 30% этанола

При низком проценте добавки к ДТ бензина А-76 уменьшение на $0,5^\circ$ периода задержки воспламенения происходит, очевидно, благодаря «физической» части периода задержки. С ростом процента добавки задержка воспламенения увеличивается в соответствии с уменьшением цетанового числа. Максимальная скорость теплоиспользования в первой фазе сгорания и жесткость сгорания растут, но не так существенно, как в случае со спиртом. Добавка бензина увеличивает полноту сгорания, увеличивает ξ_{\max} до 0,64 (вместо 0,6 на ДТ), причем момент его достижения смещается ближе к в. м. т., в отличие от случая работы с этанолом.

Добавка к ДТ [ЛСПУ](#) (с составом по углероду от C_5 до C_{10} , обладающим высокими, до 65 единиц, цетановыми числами) приводит к уменьшению периода задержки воспламенения на $2 \dots 3^\circ$ п. к. в., при этом $(d\xi/d\varphi)_{\max}$ первой фазы несколько снижается или значительно превышает аналогичный параметр цикла работы на ДТ, ξ_{\max} повышается до 0,63, а момент его достижения смещается ближе к в. м. т. Варьирование указанных добавок меняет период задержки воспламенения от -3° до $+9^\circ$ п. к. в., жесткость сгорания и скорость теплоиспользования – до 30% и 100% соответственно, абсолютное теплоиспользование – на 5 ... 6% и момент достижения ξ_{\max} – на $10 \dots 20^\circ$ п. к. в. Добавка [ЛСПУ](#) до 50% увеличивает цетановое число смеси до 53 единиц.

На рис. 3.3.2 сравниваются характеристики сгорания, параметры температур и давления для случаев подачи в ДТ 15% аммиака и сжиженного газа. Видно, что сжиженный газ существенно (на $2 \dots 2,5^\circ$ п. к. в.) смещает начало сгорания ближе к началу впрыскивания, а NH_3 – наоборот, увеличивает задержку на $6 \dots 7^\circ$. Сжиженный газ даже при таком раннем начале сгорания увеличивает $(dP/d\varphi)_{\max}$ на 10... 15% и $(d\xi/d\varphi)_{\max}$ на 20... 25%. В этом случае несколько растет P_r цикла, причем цикл относительно ВМТ занимает оптимальное положение: $\varphi_z = 2 \dots 3^\circ$. Работа на топливе с аммиаком в 1,5 раза увеличивает максимальную жесткость цикла, несколько увеличивает ξ_{\max} при сохранении момента его достижения.

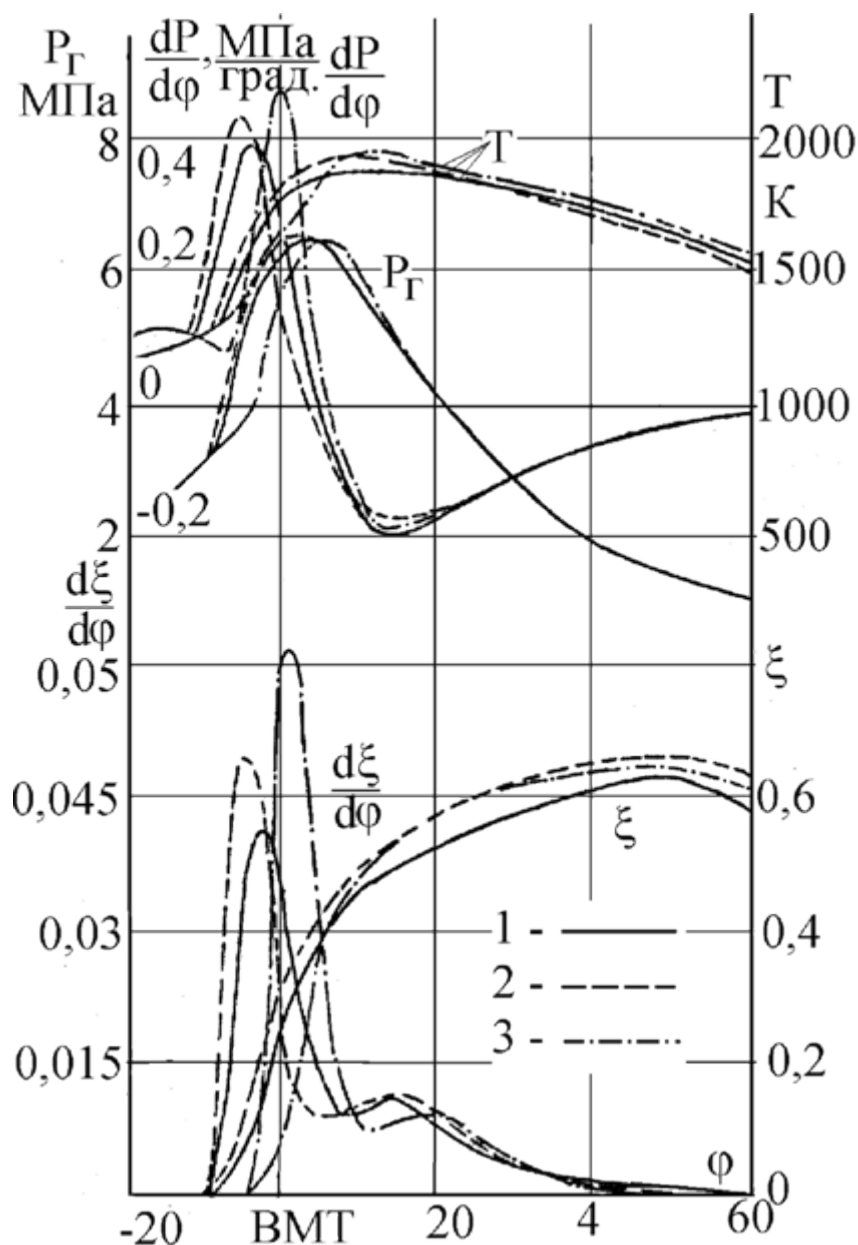


Рис. 3.3.2. Характеристики теплоиспользования (ξ),

скорости теплоиспользования ($\frac{d\xi}{d\phi}$), давления газов (P_γ),

скорости изменения давления ($\frac{dP}{d\phi}$) и температуры (T) в цилиндре при работе на разных топливах:

1 – на дизельном топливе (ДТ), 2 – на ДТ с добавкой 10% сжиженного нефтяного газа, 3 – на ДТ с добавкой 10% аммиака

Определенные возможности воздействия на процесс сгорания выявились при подаче в ЛВД природного газа (в газовой фазе) и атмосферного воздуха (рис. 3.3.3).

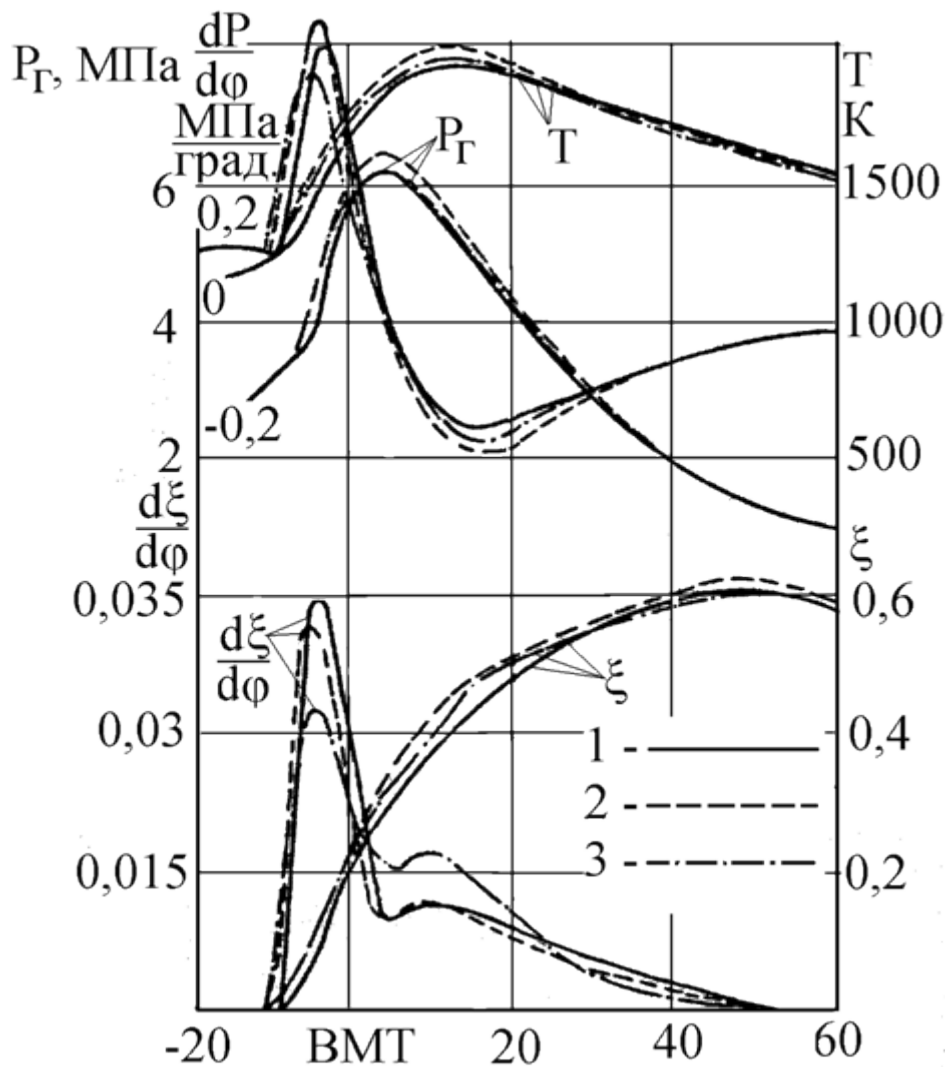


Рис. 3.3.3. Характеристики теплоиспользования (ξ),

скорости теплоиспользования ($d\xi/d\phi$), давления (P_γ)

и скорости изменения давления ($dP/d\phi$) в цилиндре дизеля:

1 – при работе на дизельном топливе, 2 – на ДТ с растворенным в нем воздухом (30% объемн.), 3 – на ДТ с растворенным в нем газом (30%)

В приведенном случае воздух был нагрет до 60 °С, подача воздуха и газа производилась путем простого всасывания их через клапан РНД. Можно предположить, что газ или воздух, поступившие в ЛВД, растворяются в ДТ при повышении его давления, а затем при впрыске в цилиндр и резком падении давления вновь выделяются, разрушая капли топлива, интенсифицируя процесс смесеобразования (влияния изменения местного коэффициента избытка воздуха вряд ли можно считать существенным ввиду малости весового количества воздуха, поданного в ЛВД).

Присадка воздуха к топливу интенсифицирует первую фазу взрывного горения, добавка газа существеннее сказалась на росте максимальной скорости диффузионного сгорания, что объясняется,

очевидно, лучшей растворимостью газа в топливе и худшей его дегазацией (выделением из раствора). Протекание рабочего цикла при такой организации процесса смесеобразования характеризуется сравнительно небольшим увеличением жесткости. Для восстановления оптимальности цикла по экономичности необходимо уменьшение угла опережения впрыска на 2° п. к. в. Присадка к ДТ 30% объемных воздуха или газа снижает дымность $ОГ$ с 7,5 до 7,0 ... 7,1 единиц Бош.

Анализ протекания рабочего процесса дизеля при добавке к ДТ раствора катализатора (в первоначальном варианте исследования – хлорида бария), а также воды (для обеспечения сравнительности исследований) показал следующее. Добавка к ДТ 20% двухпроцентного раствора $BaCl_2$ способствует уменьшению периода задержки воспламенения на величину до $2 \dots 3^\circ$ п. к. в., а также значительному снижению дымности с 7,5 до 5,2 ед. Бош. Интенсивность теплоиспользования при этом меняется мало, а ξ_{max} и угол его достижения не меняется. Добавка к ДТ 10...20% водного раствора двухпроцентного $BaCl_2$ увеличивает цетановое число топлива с 45 до 48 единиц, а такая же добавка воды повышает ЦЧ лишь до 46 единиц. Причем добавка воды более 30% снижает ЦЧ, в то время как добавка раствора хлорида бария вплоть до 50% от цикловой подачи топлива поддерживает ЦЧ выше исходного уровня.



Рис. 3.3.4. Схематическое представление основных целей, достижение которых возможно методом «физико-химического» регулирования на основе применения альтернативных топлив

Уже сейчас можно перечислить основные цели, достижение которых возможно регулированием рабочего процесса двигателя изменением физико-химических свойств топлива («физико-химическое» регулирование – ФХР) на основе добавок к основному топливу различных альтернативных топлив и других добавок, превращающих исходное топливо в альтернативное:

1. Снижение дымности отработавших газов.
2. Снижение токсичности выбросов.
3. Повышение топливной экономичности.
4. Экономия нефтяного традиционного топлива замещением его альтернативным.
5. Длительное форсирование двигателя по мощности.
6. Кратковременное форсирование по мощности – «форсаж».
7. Повышение эффективности пуска дизеля в особых условиях.
8. Повышение эффективности работы в условиях высокогорья.
9. Улучшение моторных свойств основного топлива.
10. Утилизация различных горючих отходов.
11. Повышение эффективности технического обслуживания.
12. Продление моторесурса дизеля, находящегося в эксплуатации.
13. Повышение эффективности системы нейтрализации вредных выбросов.
14. Повышение эффективности неустановившихся режимов работы.
15. Снижение жесткости и шумности сгорания и проч.

Перечень этих целей наглядно можно представить в виде схемы, показанной на рис. 3.3.4.

Дымность отработавших газов (ОГ) — степень непрозрачности столба отработавших газов определённой длины (обычно 0,43 м) или степень почернения фильтра, через который пропускают определённый объём ОГ (обычно 0,3 — 1,0 л); дымность ОГ связана в основном с концентрацией сажи в ОГ, а также с наличием твёрдых, дисперсных частиц в ОГ, с наличием в ОГ аэрозолей топлива и масла, продуктов износа.

Глава 4 Примеры реализации метода «физико-химического» регулирования ДВС

4.1. Снижение дымности **ОГ**

Известно, что при полной нагрузке автотракторного дизеля, т.е. при работе по внешней характеристике, дымность **ОГ** укладывается в существующие нормы, как правило, в диапазоне частот вращения от $n_{ном}$ до $0,5n_{ном}$. При дальнейшем снижении частоты вращения дымность возрастает недопустимо. Последнее особенно характерно для двигателей со свободным газотурбинным наддувом. Для снижения дымности традиционно используют антидымные корректоры, т.е. уменьшение цикловых подач топлива при пониженных частотах, регулирование дизеля на повышенную минимальную частоту вращения (например, устанавливают $n_{min} = 0,5 n_{ном}$). Для дизелей с наддувом – применение регулируемого наддува, применение системы Максидайн (т.е. с потерей мощности на режимах вблизи номинала). Применение антидымных присадок к дизельному топливу на всех режимах, а также физико-химической обработки **ОГ**, например, фильтрации.

В то же время экспериментально доказана возможность снижения дымности **ОГ** при использовании топлива с добавкой, например, сжиженного нефтяного газа (**СПБТ**), диметилэфира (ДМЭ), спиртов, некоторых растительных масел и т.д. в количествах порядка 20%. Применение таких смесевых топлив для постоянного питания дизеля может быть экономически не выгодно. Однако кратковременное, эпизодическое применение добавки **СПБТ**, ДМЭ или спирта к дизельному топливу только на режимах повышенных нагрузок из малоразмерных, редко запрашиваемых емкостей избавляет от перечисленных проблем. Операции организации работы дизеля в этом случае могут выглядеть следующим образом. При полной или близкой к ней нагрузке дизеля и снижении частоты вращения ниже установленного уровня (например, $0,5 n_{ном}$) включается подача добавки в ЛВД топлива вблизи форсунки, где образуется смесевое топливо, которое затем обычным порядком впрыскивается в цилиндры дизеля. Известны предложения о регулировании дымности дизеля по сигналу от датчика превышения допустимого уровня дымности. Подача **СПБТ**, СП, ДМЭ и т. д. может включаться по сигналу о повышенном дымлении. Очевидно, что в этом случае система регулирования будет пригодна и для регулирования дымности при неустановившихся режимах работы дизеля (разгонах, набросах нагрузки и т. д.) (рис. 4.1.1).

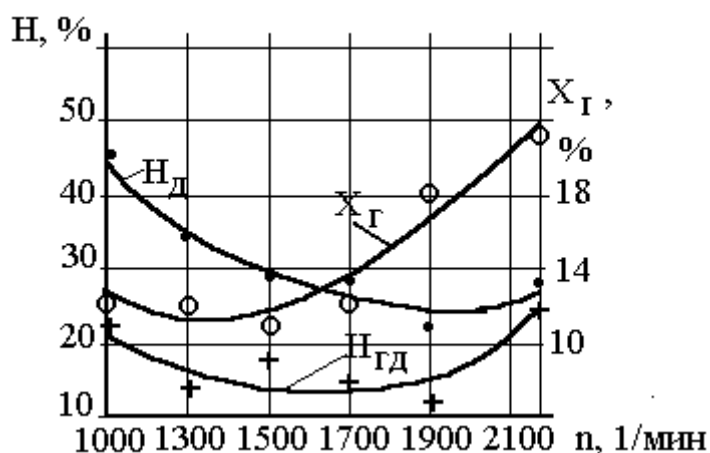


Рис. 4.1.1. Сравнительные характеристики дымности ОГ дизеля типа ЯМЗ-236 и газодизеля с внутренним смесеобразованием на его базе при реализации одной и той же внешней скоростной характеристики, т.е. у газодизеля положение рейки меняется от 83% на номинальном режиме до 94% – на минимальной частоте вращения:

$X_{Г}$ – содержание СПБТ в смеси с дизельным топливом

На рис 4.1.2 приведены сглаженные экспериментальные характеристики дизеля ЯМЗ-238 (8Ч13/14) при использовании добавок к основному дизельному топливу СПБТ. Добавка проведена путем ввода СПБТ в ЛВД штатной топливной системы через клапан РНД, установленный у штуцера форсунки. Показано, что применением добавки можно снизить дымность ОГ дизеля во всем диапазоне скоростных режимов, причем на номинале – с 35% до 30%. У дизеля предел дымления превышает уже при снижении n ниже 1600 мин⁻¹ (точка 1). У газодизеля предел дымления превышает лишь после точки 2, т.е. ниже 900 мин⁻¹.

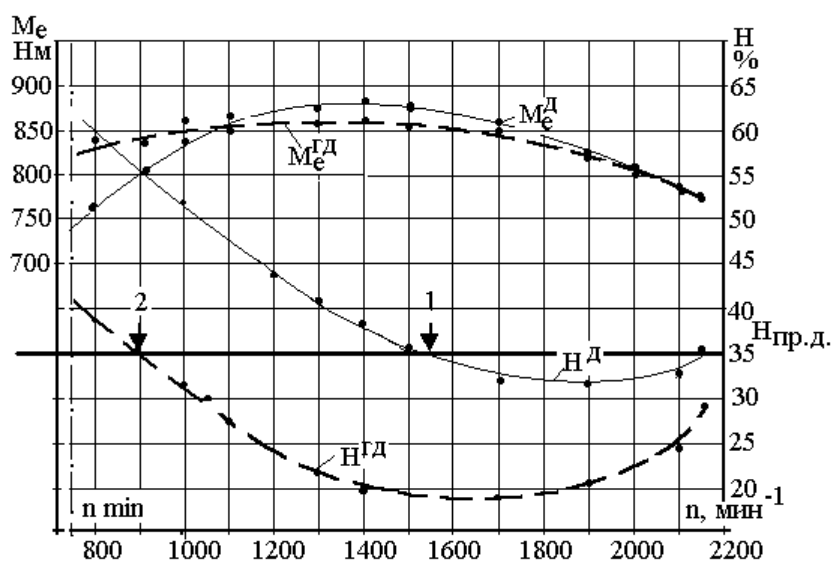


Рис. 4.1.2. Внешние скоростные характеристики (BCX) дизеля типа ЯМЗ без наддува (д) и газодизеля малодемпного (гд) с внутренним смесеобразованием и питанием смесью СПБТ и дизельного топлива:

H – дымность OG по Хартриджу, $H_{пр.д.}$ – дымность предела дымления, BCX дизеля – при $h_p = 100\%$, BCX газодизеля – при $h_p = 82\%$

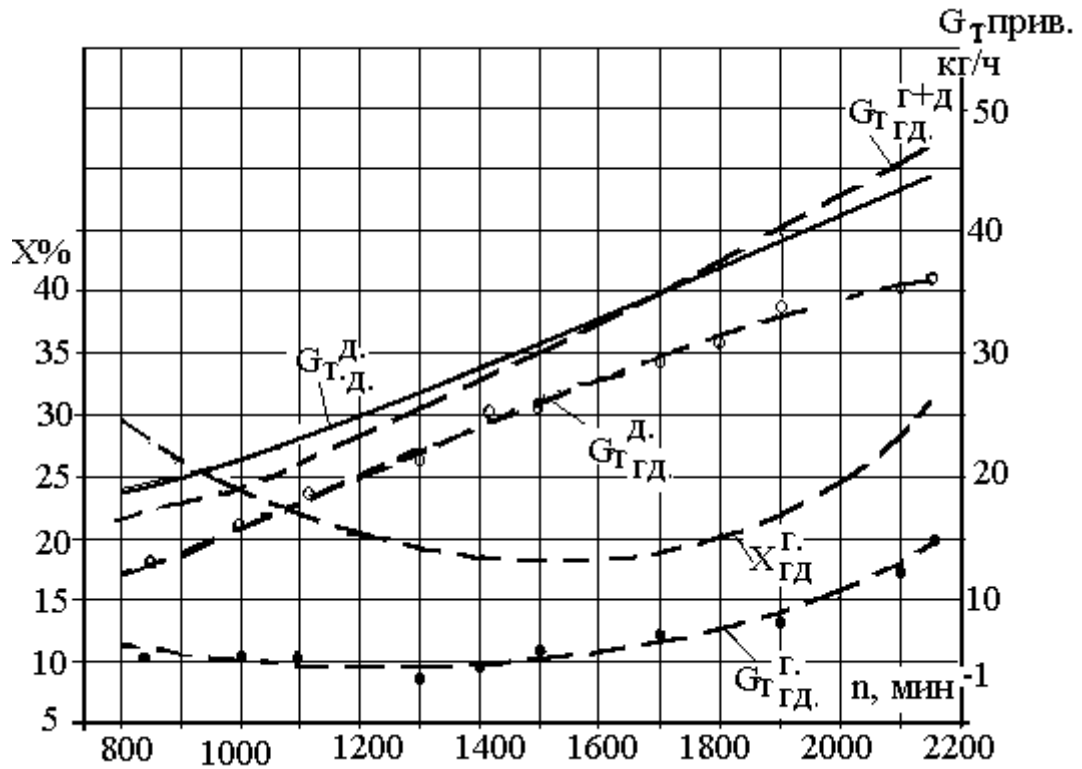


Рис. 4.1.3. Изменение часовых расходов топлива (G_T) дизельного (д), газового (г), и смешанного (г+д) при работе по внешней характеристике дизеля (типа ЯМЗ) (д) и газодизеля (гд):

$X_{гд}^r$ – доля сжиженного газа в смешанном топливе (смесь с дизельным); положения реек для дизеля 100%, а для газодизеля 82% при одинаковых номинальных моментах (расходы СПБТ и смешанного топлива приведены по теплоте сгорания к дизельному топливу)

На рис. 4.1.3 показано изменение содержания СПБТ в смешанном топливе в зависимости от скоростного режима. Это изменение определяется характеристикой изменения остаточного давления в ЛВД топливной системы и никакими другими средствами не регулируется. При этом возрастание доли СПБТ в смешанном топливе при росте частоты вращения от средней к номинальной является желательным, приемлемым явлением. А увеличение доли СПБТ в области пониженных частот вращения нежелательно ввиду понижения теплового состояния дизеля и заряда, что может привести к нарушению стабильности работы двигателя как из-за снижения ЦЧ смешанного топлива, так и из-за понижения температуры факела, связанной с повышенной теплотой парообразования СПБТ. Для газодизеля положение рейки 82% на

номинальном режиме обеспечивает получение того же крутящего момента, что и у дизеля при $h_p = 100\%$, так как около 25% цикловой подачи вводится через клапан РНД.

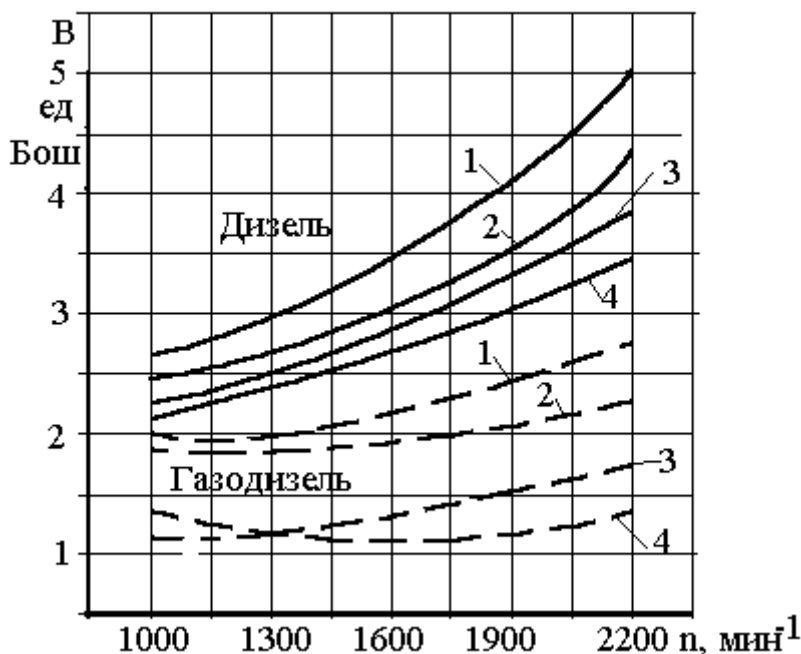


Рис 4.1.4. Сравнение внешних и частичных скоростных

характеристик дизеля Д-240 (4С11/12,5) и газодизеля с внутренним смесеобразованием (смесь СПБТ и ДТ) на базе Д-240 по показателям дымности (В) отработавших газов:

для дизеля 1 – положение рейки ТНВД $h_p = 100\%$; 2 – $h_p = 75\%$;

3 – $h_p = 50\%$; 4 – $h_p = 25\%$;

для газодизеля за 100% принято положение $h_p = 84\%$

У дизеля типа Д-240 (4 С 11/12,5) (рис. 4.1.4) снижение дымности ОГ благодаря добавке к топливу СПБТ особенно ощутимо на повышенных частотах вращения. При этом, как было показано на рис. 2.5.2, доля СПБТ во всем диапазоне изменения частоты вращения при постоянном положении рейки меняется в пределах 5–7% от среднего для данной нагрузки уровня. А вот со снижением нагрузки от 100 до 25% она возрастает от 17 до 45%. Такие расходы СПБТ через клапан РНД (при выбранных его конструктивных признаках) определяются особенностями системы топливоподачи, тем волновым процессом, который имеет место в ЛВД после отсечки подачи и посадки нагнетательного клапана ТНВД в седло. Следует отметить, что даже на частичных нагрузках стабильность работы двигателя не нарушается, если доля СПБТ не превышает 50–60% (для прогретого двигателя).

На рис. 4.1.5 показано, что добавка [СПБТ](#) через клапан [РНД](#) топливной системы дизеля типа Д-242 снижает дымность [ОГ](#) на величину до 40–50% на номинальном скоростном режиме и до 15–40% в области низких скоростных режимов.

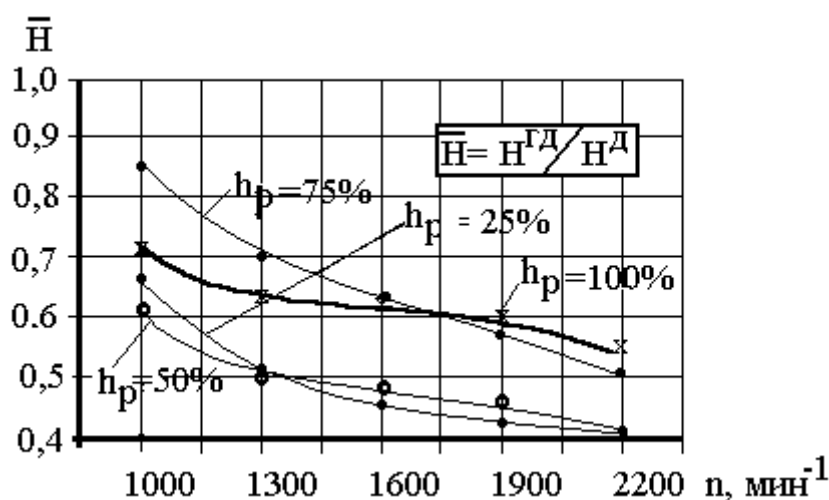


Рис. 4.1.5. Изменение относительной дымности (\bar{H}) отработавших газов дизеля типа Д-242 во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов при добавке [СПБТ](#) к ДТ через клапан [РНД](#):

д – дизель, гд – газодизель (работа с добавкой [СПБТ](#) к ДТ)

На рис. 4.1.6 показаны характеристики дымности, полученные при испытаниях на установившихся режимах при работе двигателя по [ВСХ](#). При этом характеристики получены следующим образом. $V_{дт}$ – работа дизеля на ДТ по внешней скоростной характеристике. $V_{кор.}$ – работа дизеля с добавкой [ЛСПУ](#) к дизельному топливу через клапан [РНД](#). Причем положение рейки подобрано таким, чтобы номинальные моменты дизеля и дизеля с добавкой АТ были одинаковы (характеристика названа корректорной или малодымной). Характеристика $V_{ф}$ получена при условии, что дымность [ОГ](#) на номинальном режиме у дизеля и у дизеля с добавкой были одинаковы (благодаря такой регулировке мощность возрастает, характеристика названа форсированной).

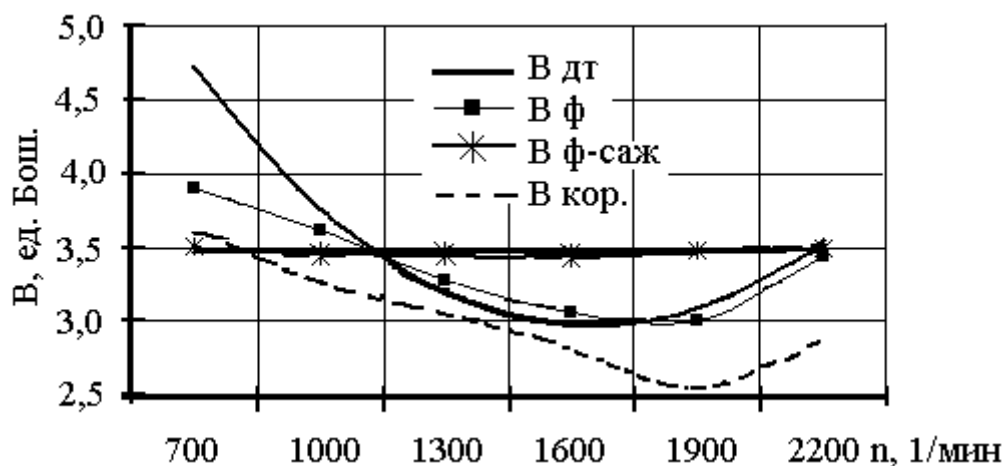


Рис. 4.1.6. Изменение характеристик дымности **ОГ** (В, ед. Бош)

дизеля 4С11/12,5 при добавках легких синтетических парафиновых углеводородов (**ЛСПУ**)

Характеристика $V_{ф-саж}$ названа форсажной, так как положения рейки в этом случае подбирались с целью поддержания дымности на уровне предела дымления. Мощность двигателя еще более возрастает, о чем будет сказано далее.

Таким образом, добавкой **ЛСПУ**, **СПБТ**, СП и ряда других добавок удастся снизить уровень дымности **ОГ**. А следовательно, если принять, что ограничительным параметром при форсировании двигателя является прежде всего дымность, то появляется возможность форсировать двигатель по составу горючей смеси без превышения установленного $V_{пр.д.}$

4.2.Снижение токсичности выбросов

Снижение токсичности возможно, например, присадкой к топливу водного раствора хлорида бария ($BaCl_2$). Созданием и впрыскиванием водотопливной эмульсии (ВТЭ), особенно на полных нагрузках, можно снизить выбросы NO_x . Добавки к нефтяному топливу спиртов (СП), сжиженного нефтяного газа (**СПБТ**), диметилэфира (ДМЭ), легких синтетических парафиновых углеводородов (**ЛСПУ**) и т.д. обеспечивает, как правило, не только снижение дымности **ОГ**, но и уменьшение выбросов с **ОГ** оксидов азота и углерода, а также и углеводородов. Хотя иногда существенное снижение дымности сопровождается ростом концентрации в **ОГ**, например, окислов азота или углерода. В этом случае для оценки суммарного эффекта по снижению токсичности выбросов целесообразно воспользоваться показателем *условной суммарной токсичности*.

Последний представляет собой условный показатель токсичности, выраженный в единицах «вредности» компонентов **ОГ**. Единицей такой «вредности» является отношение концентрации данного компонента к его предельно допустимой среднесуточной концентрации ($ПДК_{cc}$) в окружающей атмосфере.

Условные токсичности компонентов **ОГ** (CO' , CH' , NO_x' и C') определяем с учетом их индексов токсичности K_1' , значения которых приведены в таблице 4.2.1. Например, $NO_x' = K_1' \cdot NO_x$, где NO_x – концентрация данного токсичного компонента в **ОГ** на данном режиме.

Таблица 4.2.1

Предельнодопустимые концентрации и индексы токсичности

вредных веществ отработавших газов

Вредные вещества	Контролируемые	Косвенно
-------------------------	-----------------------	-----------------

				контролируемые
	CO	NO _x	C _n H _m	C
ПДК _{cc} , мг/м ³	3,0	0,004	1,5	0,05
K ₁ '	0,34	25,0	0,67	20
	Неконтролируемые			
	ПАУ	CHO альдегиды	SO ₂	
ПДК _{cc} , мг/м ³	0,000001	0,012	0,05	
K ₁ '	1 · 10 ⁶	83	20	

Таким образом: $CO' = 0,34 \cdot CO$; $CH' = 0,67 \cdot CH$; $NO_x' = 25 \cdot NO_x$; $C' = 20 \cdot C$, где CO, CH, NO_x и C – концентрации токсичных компонентов в [ОГ](#) (мг/м³). Суммарная условная токсичность K_Σ двигателя определяется по соотношению:

$K_{\Sigma} = CO' + CH' + NO_x' + C'$. При этом расчеты проводятся

в соответствии с режимами работы двигателя, например, по 13 ступенчатому испытательному циклу. Доля токсичности, T_i, вносимая каждым i-ым компонентом [ОГ](#) в общую токсичность газов, определяется по соотношению: $T_i = 10^2 \cdot (i/K_{\Sigma})$.

На рис. 4.2.1 приведены результаты испытаний дизеля и его газодизельной модификации (внутреннее смесеобразование), когда жидкая фаза [СПБТ](#) подается в ЛВД вблизи форсунки через клапан [РНД](#).

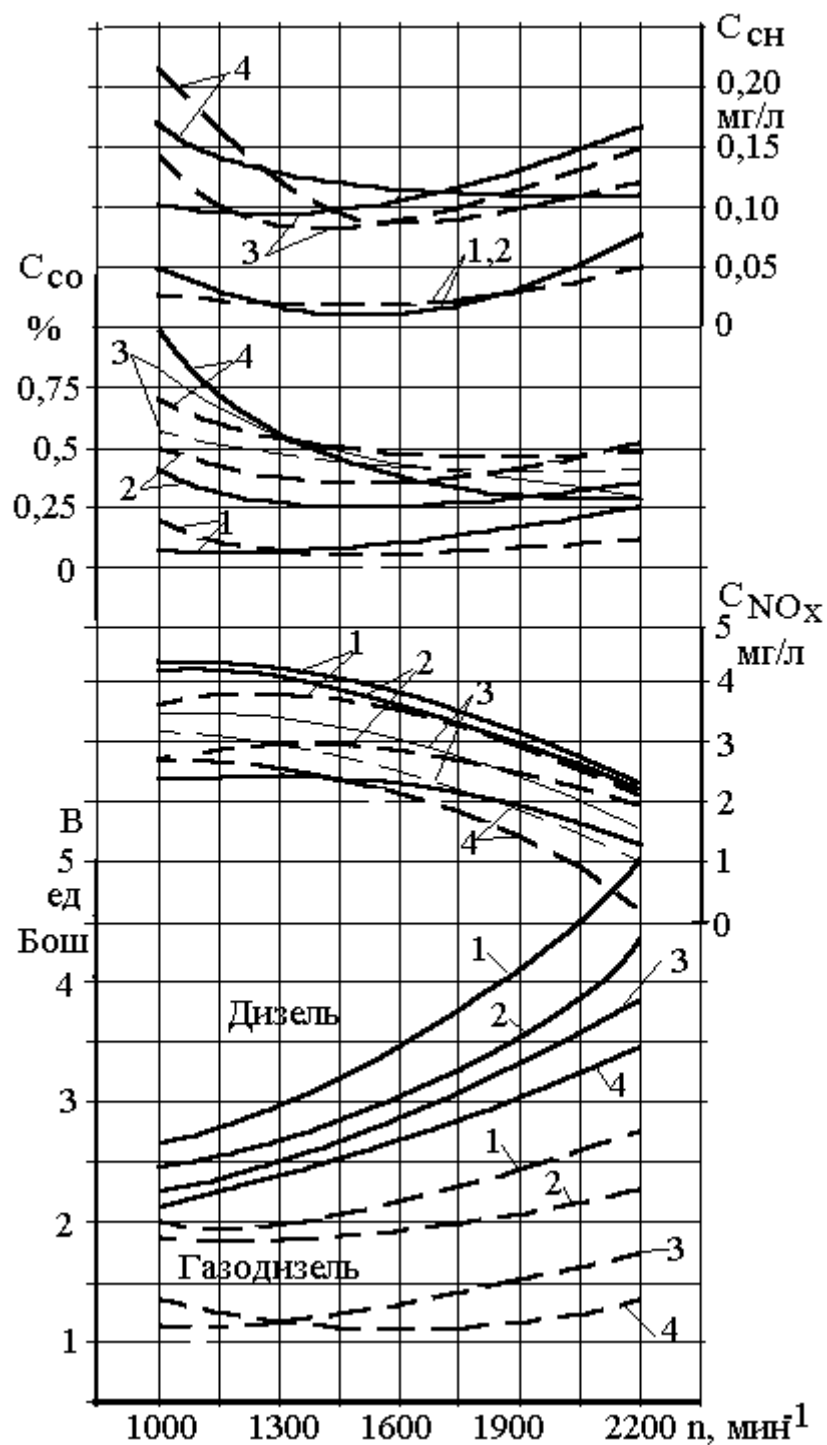


Рис. 4.2.1. Скоростные характеристики дизеля 4С11/12,5 по показателям дымности (B) и концентрациям токсичных компонентов в ОГ (C_{CO} , C_{CH} , C_{NOx}) и газодизеля с внутренним смесеобразованием на его базе:

1, 2, 3 и 4 – работа при положениях регулирующего органа соответственно 100%, 75%, 50% и 25% (проценты от номинального положения соответственно дизеля и газодизеля), при этом для газодизеля номинальным (т.е. обеспечивающим получение такого же номинального крутящего момента, что и у исходного дизеля) является $h_p = 84\%$

Результаты расчетов представлены в виде диаграмм (рис. 4.2.2), отражающих вклад данного токсичного компонента в суммарную условную токсичность выбросов двигателя. На рисунке площади диаграмм пропорциональны величинам суммарных условных токсичностей. Доли каждого компонента выражены в процентах (%) от общей суммарной токсичности.

Можно отметить, что суммарная токсичность газодизеля с внутренним смесеобразованием снижается, по сравнению с аналогичным показателем дизеля при работе по 13 ступенчатому циклу, почти на 25%. Это достигается как существенным снижением выбросов сажи, так и снижением концентраций окислов азота в [ОГ](#).

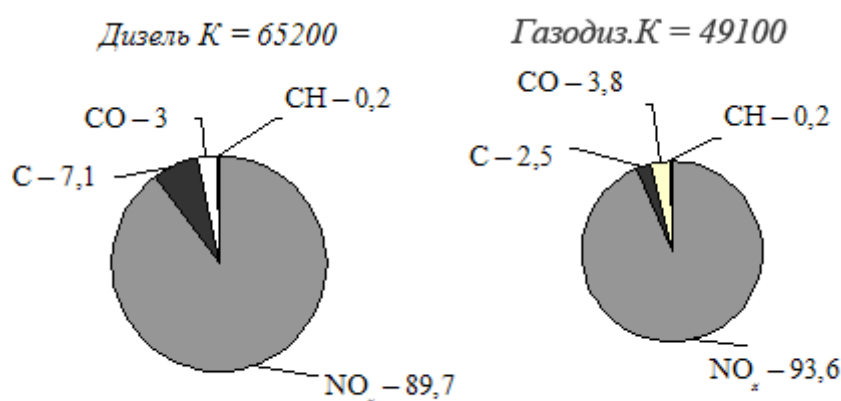


Рис. 4.2.2. Сравнение условных и суммарных условных токсичностей дизеля Д-240 и газодизеля (на его основе) с внутренним смесеобразованием по четырем основным компонентам [ОГ](#):

CO, CH, NO_x, C – в процентах от суммарной условной токсичности;

K – суммарная условная токсичность (площадь круга пропорциональна суммарной условной токсичности выбросов данного двигателя)

Однако преимущественное влияние оказывает все же снижение дымности [ОГ](#). Об этом свидетельствует тот факт, что при общем уменьшении суммарной токсичности доля окислов азота в суммарной «вредности» возрастает примерно на 4%.

Диаграммы показывают, что доля токсичности, вносимая оксидами азота, достигает и даже превышает 90% от суммарной токсичности выбросов, определенной по четырем компонентам [ОГ](#). Доля токсичности, вносимая газодизелем в суммарную токсичность, на 4% выше, чем у дизеля. Однако суммарная условная токсичность газодизеля на 25% ниже, чем у штатного дизеля. Доля токсичности, вносимая выбросом сажи, у газодизеля почти в три раза ниже, чем у дизеля. Очевидно, это и является основным достоинством такого газодизельного процесса, так как снижение дымности [ОГ](#) позволяет форсировать рабочий процесс газодизеля по составу смеси, следовательно, и по мощности, без превышения установленного для дизеля предела дымления.

В условиях эксперимента на дизеле 148,5/11,5 установки ИДТ-69 (частота вращения 900 мин⁻¹) показано, что если работа на дизельном топливе без пропусков вспышек происходит при степени сжатия $\epsilon \geq 8,5$, то при работе на чистой фракции легких синтетических парафиновых углеводородов ([ЛСПУ](#)) такая же картина по воспламеняемости достигается при $\epsilon \geq 12,5$, несмотря на высокие ЦЧ [ЛСПУ](#). Это объясняется, очевидно, снижением температуры в зоне факела, в целом в камере сгорания (из-за высокой теплоты испарения [ЛСПУ](#)), выравниванием полей температур и концентраций смеси из-за высокой испаряемости [ЛСПУ](#), что затрудняло протекание предпламенных реакций. При более высоких степенях сжатия (ϵ), характерных для рабочего процесса дизеля, влияние повышенной испаряемости [ЛСПУ](#) не оказывало заметного влияния на протекание рабочего процесса, и дизель хорошо запускался и устойчиво работал.

Токсичность [ОГ](#) в функции от степени сжатия ϵ при подобранных разных значениях углов опережения впрыскивания при работе дизеля установки ИДТ-69 на чистой фракции [ЛСПУ](#) ниже, чем при работе на дизельном топливе (рис. 4.2.3).

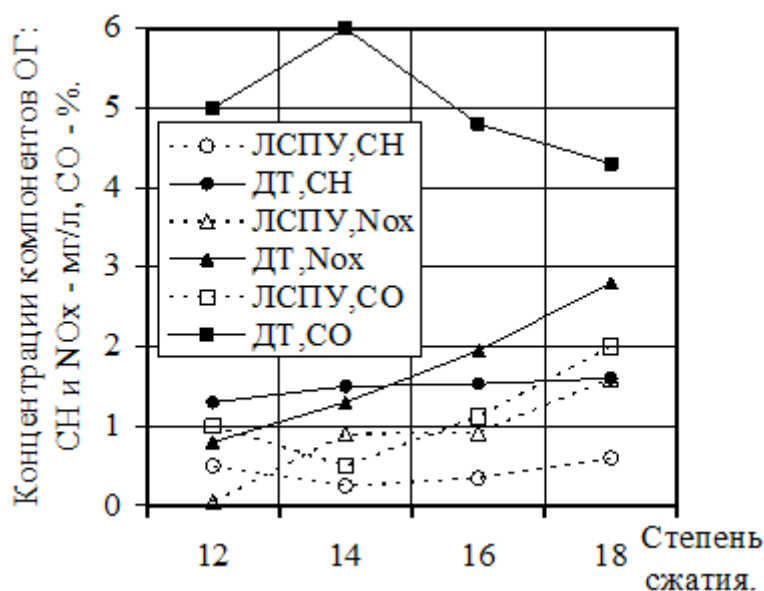


Рис. 4.2.3. Показатели токсичности [ОГ](#) дизеля 14 8,5/11,5 в зависимости от степени сжатия при работе на чистом дизельном топливе (ДТ) и чистой фракции [ЛСПУ](#) ([ЛСПУ](#))

Концентрация NO_x в [ОГ](#) существенно зависит от нагрузки (рис. 4.2.4), но мало снижается добавкой [ЛСПУ](#) к смесевому топливу.

При увеличении доли [ЛСПУ](#) в топливе при работе на полных нагрузках концентрация CO и CH в [ОГ](#) уменьшается на 50%, а содержание NO_x – лишь на 5%. Наиболее существенно добавка [ЛСПУ](#) повлияла на дымность [ОГ](#). Так, на полных нагрузках дымность снизилась вдвое, а на частичных была на уровне карбюраторного двигателя.

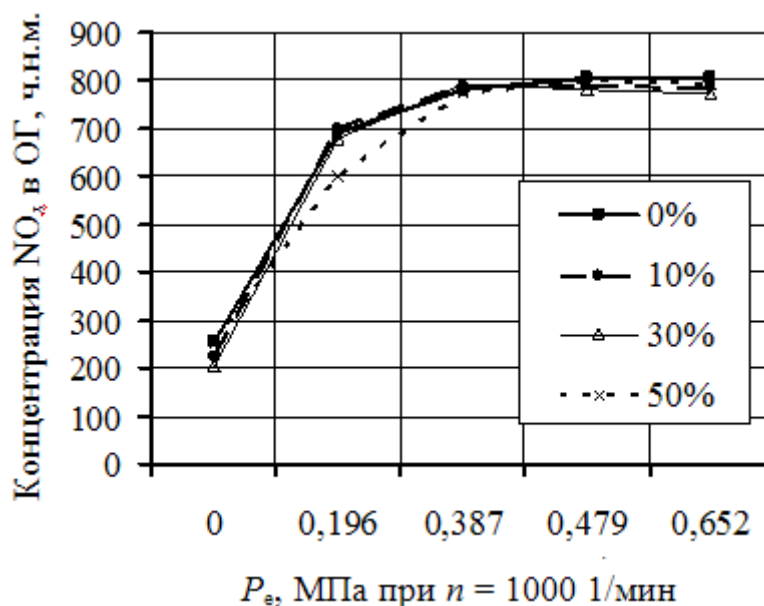


Рис. 4.2.4. Зависимость концентрации NO_x в ОГ дизеля 2410,5/12

от среднего эффективного давления P_e при разных содержаниях (%) ЛСПУ в смеси топлива

По результатам исследования (рис. 4.2.5) был сделан вывод о целесообразности введения в дизельное топливо примерно 20% ЛСПУ. В этом случае незначительно повышается жесткость работы двигателя при существенном повышении экономичности, эффективности работы дизеля, снижении дымности и токсичности выбросов.

Эффект от использования добавки ЛСПУ существенно зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля. Поэтому наиболее целесообразно вводить ЛСПУ в заданном количестве, регулируя его в функции от нагрузки и частоты вращения.

Одним из методов повышения допустимого процента замещения ДТ, например, фракцией ЛСПУ, является применение метода отключения части цилиндров или циклов на режимах малых нагрузок и холостых ходов. В этом случае работающие цилиндры имеют повышенные нагрузки и следовательно повышенное тепловое состояние, что и целесообразно для применения ЛСПУ и других легких углеводородов в качестве добавок.

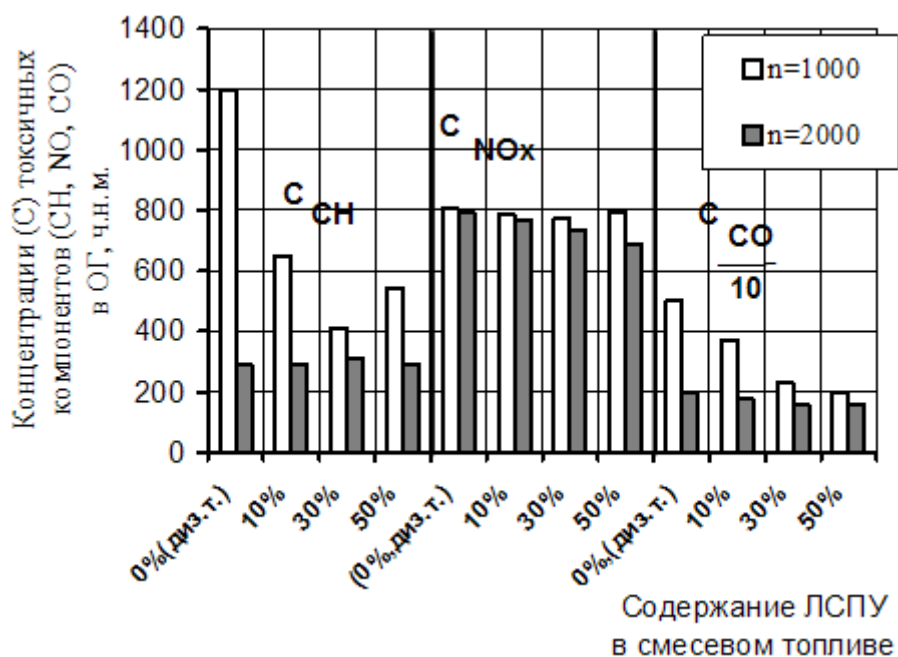
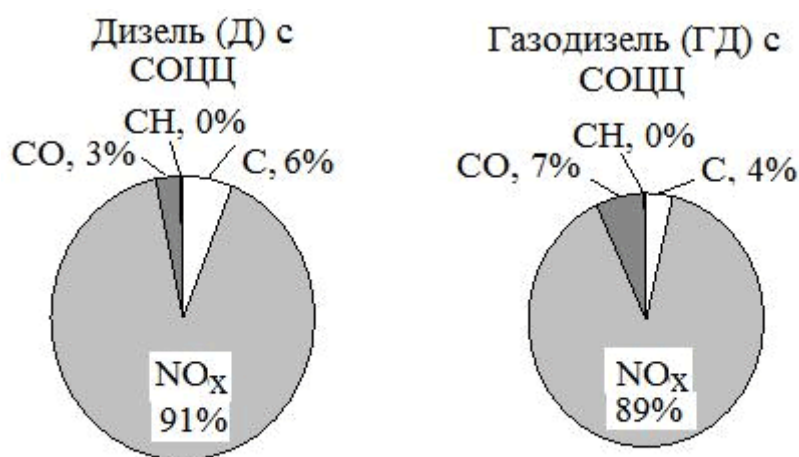


Рис. 4.2.5. Влияние скоростного режима при полной нагрузке на токсичность дизеля 2410,5/12 при добавке разного количества ЛСПУ к дизельному топливу

Система отключения цилиндров или циклов (СОЦЦ) была применена для исследования показателей токсичности газодизеля с внутренним смесеобразованием для повышения доли замещения дизельного топлива сжиженным нефтяным газом СПБТ. Экспериментальное исследование было проведено на стенде с дизелем Д-242 (4С11/12,5), оснащенным СОЦЦ и системой подачи СПБТ через клапаны РНД тех же отключателей. Испытания проведены в соответствии с 13-ступенчатым циклом на режимах 100%, 75%, 50% и 25% нагрузки (по положению рейки ТНВД) при частотах вращения номинального и максимального крутящего момента (условно принятой равной 0,6 от номинальной). Результаты исследования приведены на диаграмме рис. 4.2.6, 4.2.7.



Соотношение суммарных условных токсичностей
Д с СОЦЦ и ГД с СОЦЦ = 100 : 91

Рис. 4.2.6. Влияние применения системы отключения цилиндров и циклов (СОЦЦ) на суммарную условную токсичность и доли вредности компонентов ОГ дизеля (Д) и газодизеля с внутренним смесеобразованием (ГД) при выполнении 13-ступенчатого испытательного цикла

Очевидно, что основную роль в повышении токсичности выбросов дизелей играют оксиды азота. Однако применение газодизельного процесса, использование отключения цилиндров и циклов позволяет снизить вносимую оксидами азота общую токсичность ОГ. Роль выбросов СН практически не ощутима (составляет порядка 0,2% от суммарной токсичности). Роли CO и C также сравнительно малы.

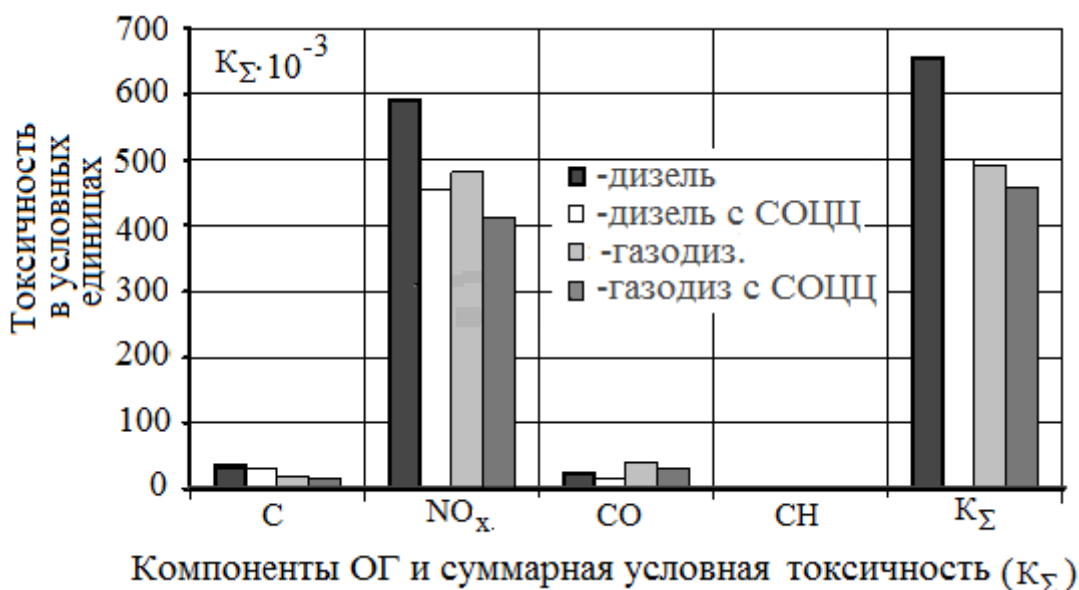


Рис. 4.2.7. Сравнение условных токсичностей компонентов ОГ и суммарных условных токсичностей дизеля, дизеля с системой отключения цилиндров (СОЦЦ), газодизеля и газодизеля с отключением цилиндров по результатам реализации 13-ступенчатого цикла

При этом если отключение цилиндров и перевод дизеля на газодизельный процесс снижают выбросы сажи, то выбросы CO несколько возрастают. В конечном итоге общая суммарная условная токсичность дизеля (K_{Σ}) при применении отключения цилиндров, при переводе двигателя на газодизельный процесс с внутренним смесеобразованием и при совместном использовании этих методов позволяют снизить общую суммарную условную токсичность двигателя. Относительное уменьшение этой токсичности показано на рис. 4.2.8. Видно, что если принять суммарную условную токсичность дизеля в штатном исполнении за 100%, то уровень суммарной токсичности газодизеля с системой отключения цилиндров составит порядка 70%. Переход на газодизельный процесс с внутренним смесеобразованием может снизить суммарную условную токсичность на 25%.

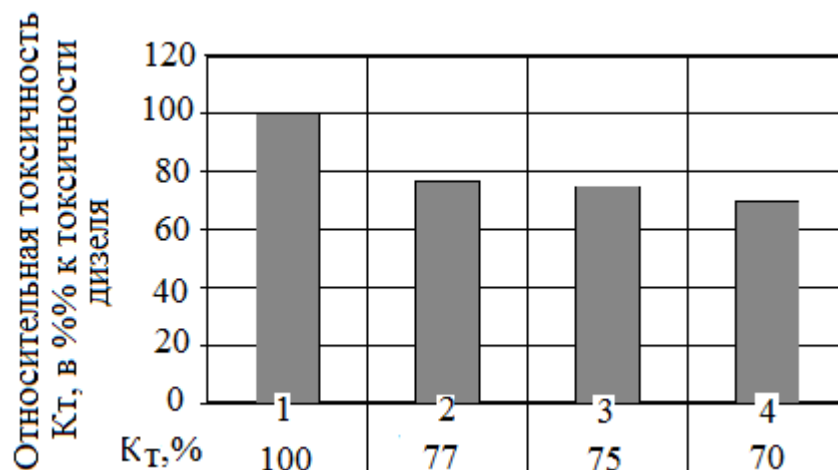


Рис. 4.2.8. Относительные условные токсичности (K_T) разных модификаций двигателя: 1 – дизель, 2 – дизель с [СОЦЦ](#), 3 – газодизель, 4 – газодизель с [СОЦЦ](#), [СОЦЦ](#) – система отключения цилиндров и циклов

При применении [СОЦЦ](#) снижается токсичность выбросов как дизеля, так и газодизеля. Правда, для газодизеля этот метод дает лишь 9% выигрыша в суммарной условной токсичности. Интересно, что газодизель с [СОЦЦ](#) имеет меньшую долю NO_x в общей суммарной токсичности. На 2% снижается доля токсичности, вносимой в общую долю сажей. Однако на 4% возрастает доля токсичности, вносимой CO. Доля токсичности, вносимой углеводородами, составляет порядка 0,2%. Приведенные расчетно-экспериментальные данные являются в определенной мере приближенными, так как исследования проведены на установившихся режимах, т.е. на прогретом двигателе и при постоянных значениях нагрузки. В реальных условиях эксплуатации результаты исследования будут изменены наличием переходных процессов в системах, а также переменностью нагрузок, неравенством нагрузок, выбранных в исследовании.

4.3. Повышение топливной экономичности

Достижение цели повышения экономичности возможно, например, традиционным путем интенсификации впрыскивания топлива, повышения фактора динамичности цикла σ , а следовательно, и степени повышения давления λ . Известно, что $\lambda = P_d/P_c$, $\lambda = f(\sigma)$, $\eta_i = f(\sigma; \lambda)$, или при том же σ : $\eta_i = f(\lambda)$. Увеличение λ желательно проводить лишь на режимах полных нагрузок и частот вращения, с тем, чтобы не увеличивать жесткость процесса при пониженных частотах и нагрузках. Эту задачу можно решить, увеличивая количество легких фракций в цикловой подаче на полных нагрузках, уменьшая [цетановое число](#) топлива на этих режимах, улучшая процесс смесеобразования (диспергирование топлива) на этих режимах. Этого можно достичь, например, добавкой спирта к дизельному топливу, насыщением топлива газом и т.д. Следует отметить, что ранее было доказано, что одинакового качества распыливания топлива можно достичь при высоком давлении впрыскивания чистого дизельного топлива и при пониженном давлении впрыскивания спирто-топливной эмульсии.

Особенно существенно воздействие на рабочий процесс двигателя при добавке [СПБТ](#) (рис. 4.3.1). При анализе удельных расходов топлива сделано приведение расхода [СПБТ](#) или соответственно смесового топлива к теплоте сгорания ДТ.

Видно, что высокий эффект, особенно по сравнению с работой дизеля с газотурбинным наддувом, получен в области пониженных частот вращения при полных нагрузках.

Конечно, на снижение минимальной частоты вращения наибольшее влияние оказали, очевидно, стабилизация и повышение начального давления топлива, благодаря вводу [СПБТ](#) в ЛВД через клапан [РВД](#). Снижение минимально устойчивой частоты вращения приводит к очевидному уменьшению часового расхода топлива.

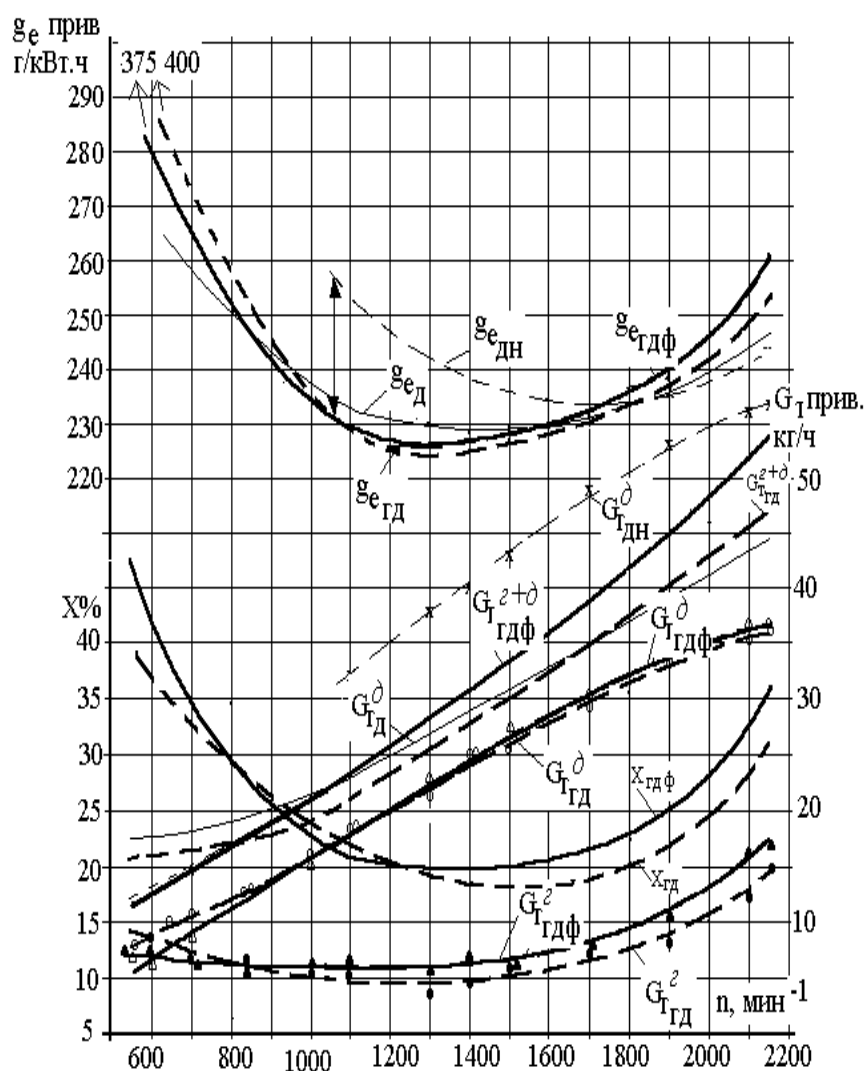


Рис. 4.3.1. Внешние скоростные характеристики дизеля 8Ч13/14

при работе на дизельном топливе (д), с наддувом (дн),

в газодизельном малооборотном исполнении (гд),

газодизельном форсированном исполнении (гдф):

d – дизельное топливо, $г$ – газовое топливо (ГСН), G_r, g_e – часовой

и удельный эффективный расход топлива, соответственно, газового ($г$), дизельного (d) или смесового ($г+d$), X – доля газового топлива

в смесовом при газодизельном процессе (расходы газового

или смесового топлива приведены к дизельному по теплоте сгорания)

Данное исследование проведено без перерегулировки двигателя по углу оперения впрыскивания топлива и пр. Очевидно, поэтому эффект повышения экономичности достигнут только в области средних частот вращения. Важным является то, что даже при форсировании газодизеля по составу смеси (и соответственно по мощности) экономичность двигателя изменяется мало, оставаясь более высокой в области средних частот вращения.

Очевидно, из-за особенностей организации рабочего процесса экономичность газодизеля на базе дизеля 4С11/12,5 улучшается более существенно, особенно на частичных нагрузках (рис. 4.3.2).

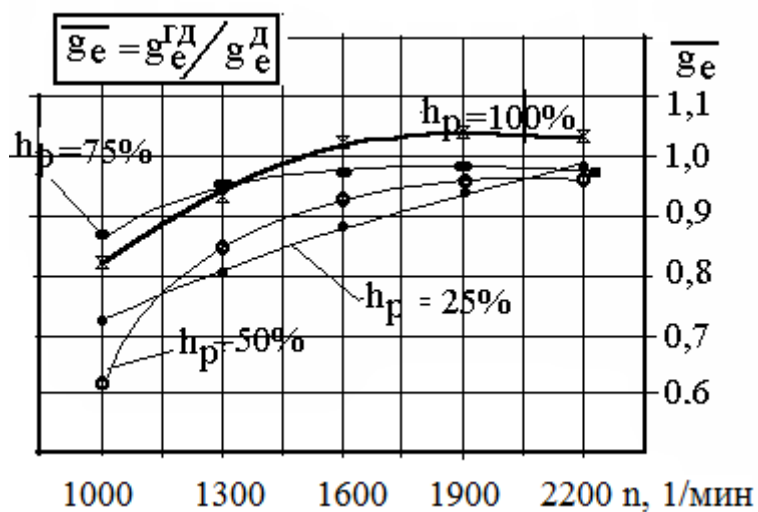


Рис. 4.3.2. Влияние добавки сжиженного нефтяного газа (СПБТ)

к дизельному топливу на изменение экономичности (g_e) дизеля

типа Д-240 (абсолютные расходы сжиженного газа приведены

к дизельному топливу по теплоте сгорания)

На рис. 4.3.3 приведена нагрузочная характеристика дизеля 2Ч10,5/12 при работе на смешевых топливах с разной концентрацией ЛСПУ в дизельном топливе. Показана возможность снижения удельного расхода топлива в пределах 5 – 15 г/(кВт·ч) и на ряде режимов – повышения эффективного к.п.д. до 1,5% при работе с 50% содержания ЛСПУ в смешевом топливе.

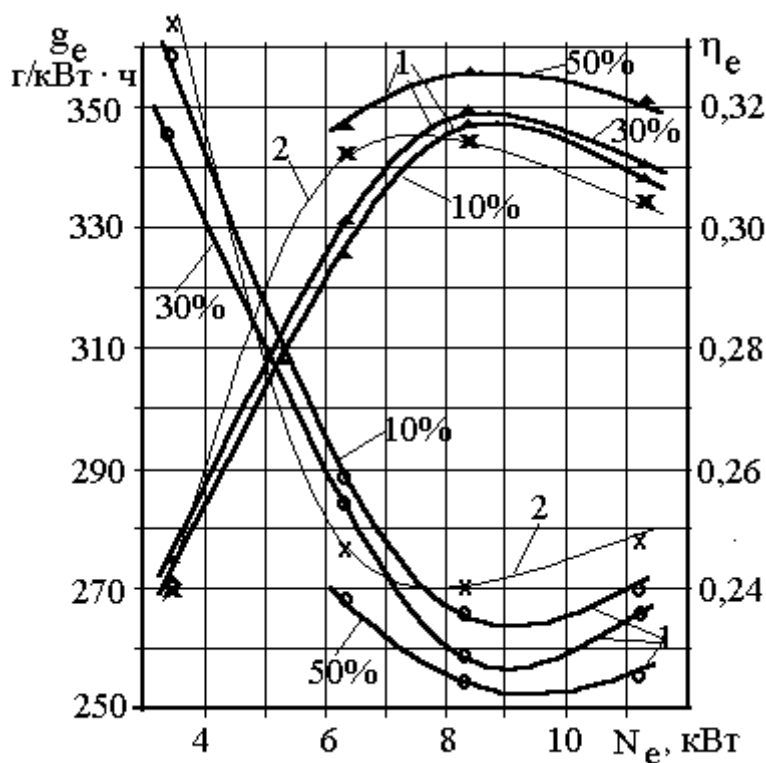


Рис. 4.3.3. Нагрузочные характеристики дизеля 2Ч10,5/12 при работе на смешевых топливах с добавкой к дизельному топливу 10, 30 и 50% легких синтетических парафиновых углеводов (ЛСПУ) (2) и при работе на чистом дизельном топливе (1) при $n = 1000$ 1/мин;

g_e – удельный эффективный расход топлива, приведенный

к дизельному по теплоте сгорания

Индицирование параметров дизеля 1Ч8,5/11 при работе на полной нагрузке при $n = 1000$ мин⁻¹ на дизельном топливе и его смеси с 50% фракции ЛСПУ (смесевое топливо) показало, что период задержки воспламенения в обоих случаях практически одинаков. При работе на смешевом топливе несколько увеличивается разброс точек индикаторной диаграммы в зоне максимального давления сгорания (очевидно, из-за появления нестабильности процессов воспламенения – сгорания).

Среднее индикаторное давление при работе на смешевом топливе составило 0,88 МПа, а на дизельном топливе – 0,84 МПа. Максимальное давление цикла при неизменном периоде задержки воспламенения повысилось на 0,1 МПа, т.е. с 6,3 до 6,4 МПа.

Жесткость процесса при работе на смесевом топливе возросла в полтора раза (с 0,3 до 0,45 МПа/град п. к. в.). Это вызвано тем, что к моменту воспламенения из-за повышенной испаряемости легкого компонента смесевого топлива в камере сгорания присутствовало большее количество испарившегося топлива, т.е. увеличился фактор динамичности цикла. К тому же наличие [ЛСПУ](#) в топливе приводит к выравниванию концентраций смеси в цилиндре, что приводит к уменьшению очагов самовоспламенения и возможно – к определенной задержке воспламенения. В результате скорости тепловыделения в цилиндре в начальной стадии сгорания нарастают медленнее, максимум скорости теплоиспользования смещается дальше за ВМТ, чем аналогичный максимум при работе на дизельном топливе. При сгорании смесевого топлива большая его доля выгорает в первой фазе сгорания при сокращении доли сгорающего топлива в фазе диффузионного сгорания. Почти на 30% уменьшается общая продолжительность сгорания. При практически одинаковом периоде задержки воспламенения цикл дизеля при работе на смесевом топливе осуществляется в термодинамически более выгодных условиях (вблизи ВМТ), что повышает к. п. д. цикла, а смещение максимума первой фазы сгорания за ВМТ приводит к снижению максимального давления сгорания.

Дымность отработавших газов (ОГ) — степень непрозрачности столба отработавших газов определённой длины (обычно 0,43 м) или степень почернения фильтра, через который пропускают определённый объём ОГ (обычно 0,3 — 1,0 л); дымность ОГ связана в основном с концентрацией сажи в ОГ, а также с наличием твёрдых, дисперсных частиц в ОГ, с наличием в ОГ аэрозолей топлива и масла, продуктов износа.

4.4.Экономия нефтяного традиционного топлива замещением его альтернативным

Основная экономия нефтяного топлива с помощью альтернативных достигается, конечно, замещением, по меньшей мере, части традиционного топлива альтернативным. На рис. 4.4.1 показано, что замещением ДТ сжиженным пропаном–бутаном удастся экономить около 20–30% традиционного дизельного топлива (при работе на полных нагрузках как газодизеля малодымного, так и форсированного по моменту на 10–15%). Малодымный вариант работы газодизеля (гд) достигается, когда положение рейки подбирается с целью обеспечения того же номинального крутящего момента, что и у исходного дизеля. Форсированный вариант достигается, когда положение рейки у газодизеля (гдф) выбирается таким, при котором дымность [ОГ](#) при номинальной частоте вращения достигает уровня, который имеет дизель в исходном исполнении. Очевидно, что при этом происходит форсирование двигателя по моменту, о чем см. далее.

На графиках показано, что малодымная работа двигателя обеспечивает более высокую экономию нефтяного топлива (7–18%). Но и при форсировании по мощности (моменту) экономия достигает 5–15%.

По условиям организации рабочего процесса без изменения регулировки исходной модели дизеля подача [СПБТ](#) должна быть ограничена 40–50% масс. на полных нагрузках со снижением этой доли при уменьшении нагрузки и частоты вращения. Полученные при этом характеристики изменения содержания газа и дизельного топлива в смесевом топливе без использования методов регулирования расхода [СПБТ](#) показаны далее.

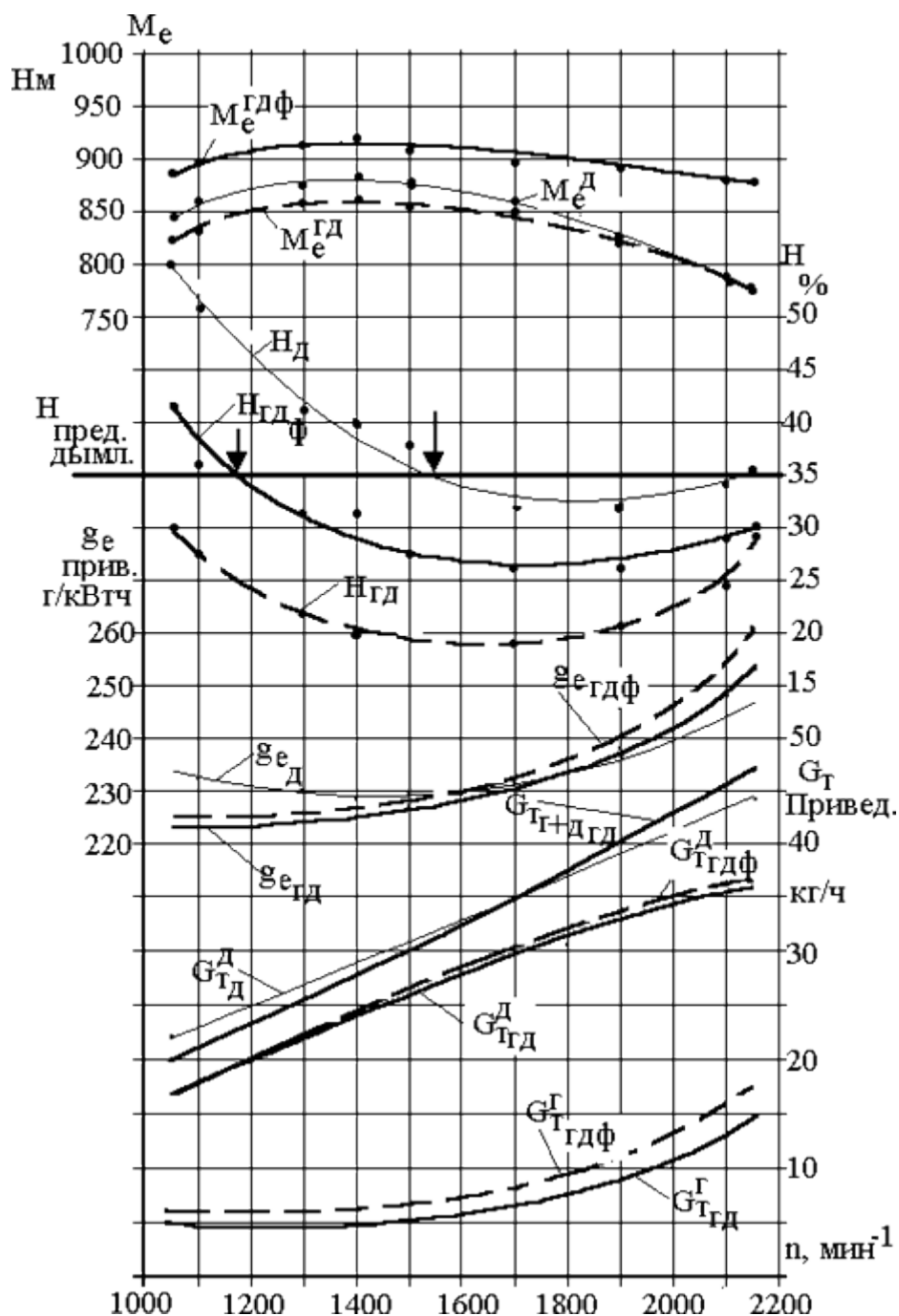


Рис. 4.4.1. Внешние скоростные характеристики дизеля ЯМЗ-238 при работе на дизельном топливе (д), в газодизельном малодымном варианте (гд) и при форсировании по составу смеси (гдф) и соответственно по моменту

При внешнем смесеобразовании по сжиженному газу для газодизелей со смешанным смесеобразованием, обладающих свойством быстрой конвертации на дизельное топливо, на номинальном режиме достигается замещение газом (природным или сжиженным нефтяным) 40–70% дизельного топлива. (Увеличение этой доли сдерживается необходимостью сохранения цикловой подачи запального дизельного топлива не меньше 20–30% от номинала с целью обеспечения эффективного охлаждения распылителей форсунок при работе по газодизельному циклу на полной мощности.)

С учетом вынужденного отключения подачи газа на холостом ходу и регулирования мощности изменением расхода газа такой способ, судя по расчету, позволяет сэкономить до 40% дизельного топлива.

Экономия дизельного топлива при реализации способа подачи [СПБТ](#) через клапан [РНД](#) целесообразно оценивать по циклограмме эксплуатационного цикла дизеля Д-240 трактора МТЗ-80/82 (рис 4.4.2), которая отражает годовую структуру режимов работы двигателя.

Аналогичные исследования проведены для дизеля типа ЯМЗ-238 (8Ч13/14) и его газодизельной модификации (рис. 4.4.3.).

Для универсально-пропашного трактора класса 1,4 сред-негодное относительное значение частоты вращения составляет 0,84 номинала, а относительный крутящий момент – 0,42. Продолжительность работы на холостом ходу – до 15% времени работы дизеля. При таком наборе режимов степень замещения дизельного топлива пропан-бутаном составляет до 28%, или в среднем 1,85 кг/ч. При годовой наработке трактора 1350 часов может быть замещено сжиженным газом до 2500 кг дизельного топлива.

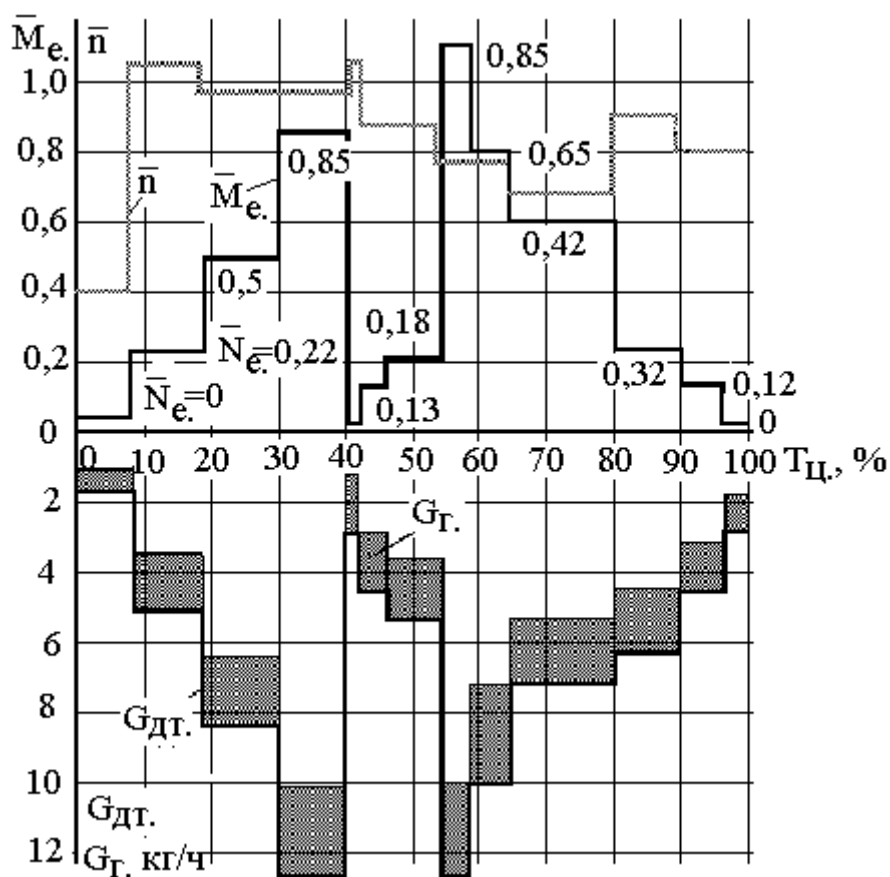


Рис. 4.4.2. Часовые расходы дизельного топлива ($G_{дт.}$, сплошная жирная линия) и сжиженного нефтяного газа ([СПБТ](#))

($G_{г.}$ – заливка серым цветом) по циклограмме эксплуатационного цикла дизеля типа Д-240 трактора МТЗ-80/82:

$\bar{M}_{e.} = M_{e.}/M_{e.max}$ – относительный крутящий момент,

$\bar{n} = n / n_{НОМ.}$ – относительная частота вращения вала,

$\bar{N}_{e.} = N_{e.}/N_{e.ном.}$ – относительная мощность двигателя, $T_{ц.}$ – период цикла

4.5. Длительное форсирование двигателя по мощности

Как показано выше, повышение мощности двигателя за счет использования альтернативных топлив с повышенной теплотой сгорания практически незначительно или невозможно. В то же время если в качестве параметра, ограничивающего возможное повышение мощности, использовать установленный заводом-изготовителем предел дымления, то благодаря важному свойству АТ снижать дымность ОГ появляется возможность форсировать рабочий процесс дизеля по составу горючей смеси до уровня дымности, близкого к предельно допустимому. Очевидно, что при этом должны быть проведены проверки на допустимость возрастания максимальных давлений циклов, максимальных температур и температур выпуска, допустимости скоростей нарастания давления и т.д. Аналогичные мероприятия, конечно, проводятся и при форсировании двигателя наддувом. На рис. 4.5.1 приведен пример такого форсирования.

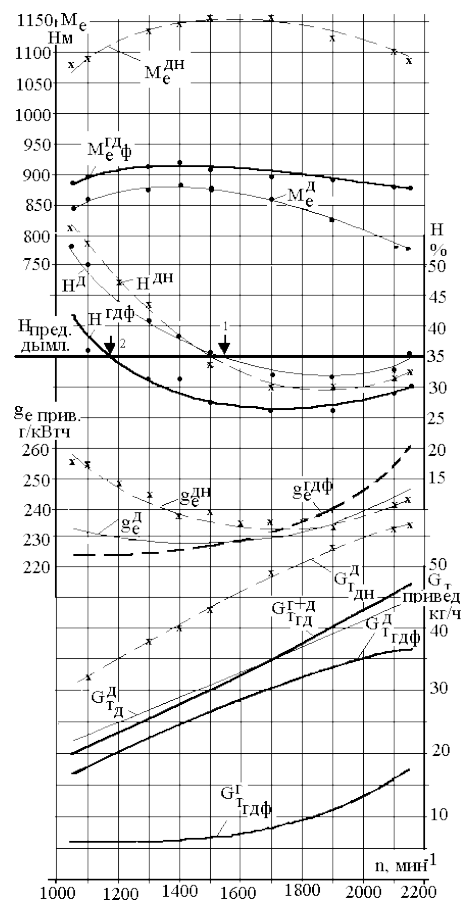


Рис. 4.5.1. Внешние скоростные характеристики дизеля 8С13/14

без наддува (д), с наддувом (дн), при газодизельном выполнении (гд) и газодизельном выполнении и форсировании по мощности (гдф)

Если принять положение рейки ТНВД дизеля в исходном состоянии за 100%, то при форсировании по мощности (гдф) оно соответствует 95% (благодаря вводу [СПБТ](#) через клапан [РНД](#)).

Видно, что из-за того, что на пониженных оборотах расход [СПБТ](#) составляет около 6%, а на повышенных оборотах существенно возрастает (достигая 25%), [ВСХ](#) газодизеля форсированного обладает пониженным [коэффициентом приспособляемости](#).

Так, для дизеля $K = 1,126$, для дизеля с наддувом $K = 1,07$, а для газодизеля форсированного $K = 1,045$. Скоростной коэффициент по сравнению с аналогичным коэффициентом дизеля не изменился.

Возможность повышения [коэффициента приспособляемости](#) будет показана далее при обсуждении кратковременного форсажа двигателя по моменту (мощности).

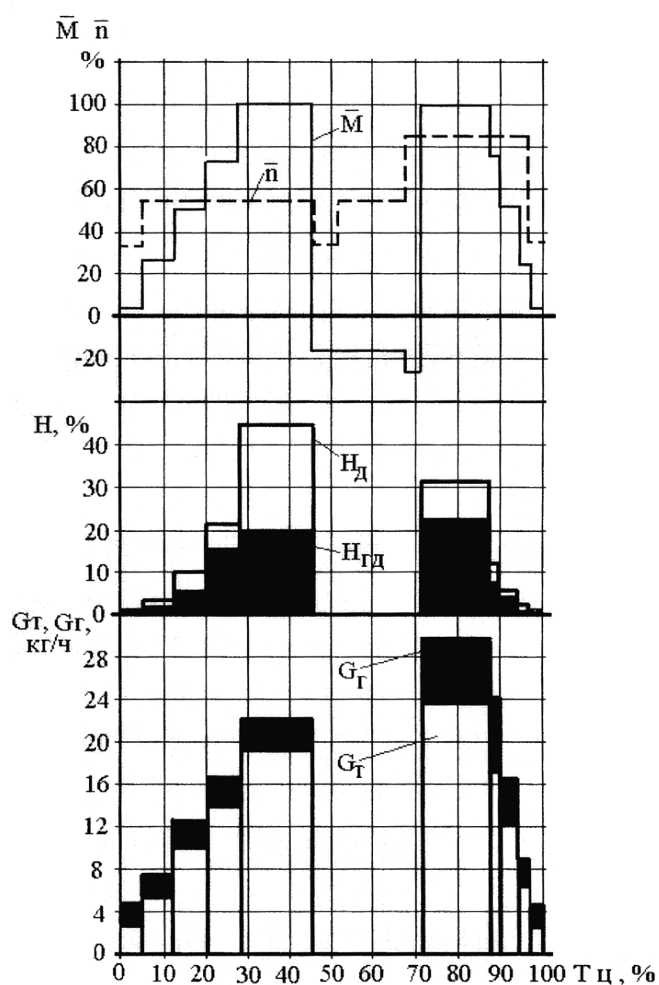


Рис. 4.4.3. Часовые расходы дизельного топлива (G_f), СПТБ (G_f) и дымности OG (H) при работе дизеля (д) и газодизеля (гд) ЯМЗ-238 по циклограмме эксплуатационного цикла:

$$\bar{M} = M/M_{\max}, \quad \bar{n} = n/n_{\text{ном}}, \quad T_{\text{ц}} \text{ период цикла}$$

Кроме того, исследования показали, что при способе организации газодизельного процесса с внутренним смесеобразованием дымность OG снижается на величину до 30 – 40% на полных нагрузках и практически на величину до 100% – на частичных (P_e ниже 50%) и режиме холостого хода. Положительная сторона такого способа – пониженный выброс углеводородов и окиси углерода, так как благодаря внутреннему смесеобразованию по газу в цилиндре к моменту воспламенения не успевают образоваться переобедненные зоны. В то же время наблюдаемое улучшение смесеобразования (благодаря наличию в топливном факеле сжиженного газа), повышение стабильности параметров от цикла к циклу благодаря системе РНД, некоторое снижение температуры в факеле уменьшает выброс окислов азота.

4.6. Кратковременное форсирование по мощности – «форсаж»

При эксплуатации машин строительно-дорожного назначения, транспортных машин и т.д., когда дизель работает с полной нагрузкой, нередко возникают необходимости дальнейшего увеличения развиваемого крутящего момента (M_e) на сравнительно короткий промежуток времени, т.е. только для преодоления кратковременно возникшего сопротивления. Кратковременное переключение на более низкую передачу с последующим возвратом на повышенную вызывает и излишнюю утомляемость водителя, и дополнительные нагрузки в передачах, и т.д. В этих условиях целесообразно использовать «форсаж» двигателя. Будем различать понятия «форсирование» (или «форсировка») и «форсаж». Форсирование, например, применением наддува и проч., практически реализуется без ограничения по времени работы дизеля. «Форсаж» подразумевает кратковременный процесс, кратковременное повышение развиваемого крутящего момента (мощности) дизеля в условиях работы по BCX , т.е. когда положение рейки ТНВД соответствует 100%, а значит номинальному ($h_{p, \text{ном}}$). Форсаж целесообразен без переключения коробки передач, хотя при затянувшемся процессе перегрузки, процессе падения частоты вращения, скорости движения и пр., конечно, переключение потребуется и не исключается. Форсаж может быть полезен для повышения устойчивости режима совместной работы дизеля с данным потребителем.

Во многих случаях форсаж дизеля достигается увеличением подачи топлива до уровня абсолютной BCX (АВСХ), т.е. такого, когда еще обеспечивается рост крутящего момента, правда, с возрастанием дымности OG . Практически происходит форсирование дизеля по составу горючей смеси (α) от уровня, соответствующего работе в некоторой точке BCX ($\alpha_{\text{всх.}}$), до уровня, обеспечивающего максимальный момент, ($\alpha_m \approx 1,0$), т.е. существенно более низкого, чем состав смеси предела дымления ($\alpha_{\text{пр.д.}}$). Происходит корректирование BCX , работа по корректорной BCX (КВСХ). Следует отметить, что предел дымления в данном случае выступает не только в качестве «экологического» ограничителя, но и ограничителя, обеспечивающего сохранение допустимого уровня технического состояния двигателя. Для реализации этого метода известно применение корректоров топливоподачи, т.е. устройств, позволяющих сместить рейку ТНВД в положение (h_p), превышающее номинальное. Причем для дизелей боевых машин смещение

возможно до уровня $h_p > h_{p,пр.д.} \approx h_{p,м.}$, т.е. обеспечивающего достижение максимального крутящего момента. А для дизелей народнохозяйственного назначения обычно лишь до уровня $h_p \leq h_{p,пр.д.}$ (положения, при котором достигается [предел дымления](#)). Следовательно, допустимый уровень дымности (H), дымность предела дымления ($H_{пр.д.}$), служит ограничителем возможности форсирования дизеля с данным рабочим процессом по моменту. Если удастся снизить уровень дымности [ОГ](#) при данном составе горючей смеси, то появится возможность дальнейшего форсирования дизеля по составу смеси и по моменту и мощности. Однако в этих случаях возникают также механические и термические перегрузки деталей цилиндро-поршневой группы и проч. Поэтому такой метод целесообразен лишь при сравнительно кратковременном форсировании – при форсаже дизеля (рис. 4.6.1).

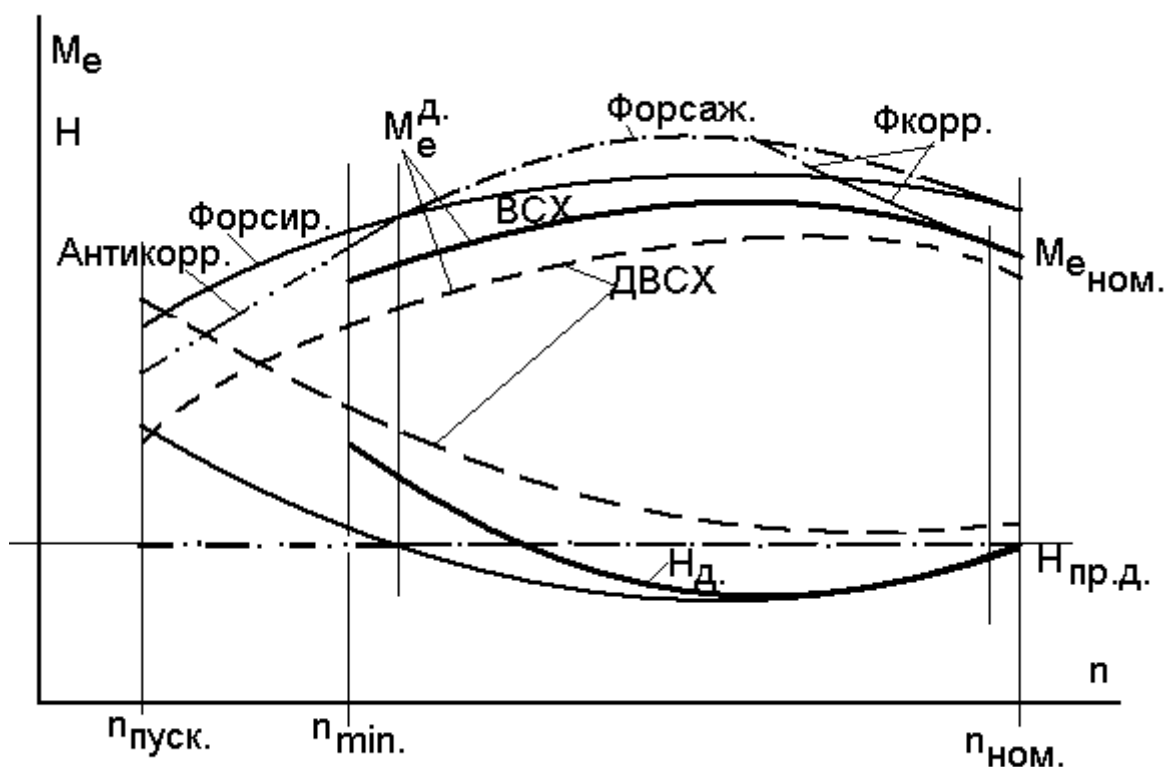


Рис. 4.6.1. Схема, разъясняющая расположение внешней скоростной характеристики (ВСХ) и динамической ВСХ, т.е. полученной

при неустановившихся режимах, (ДВСХ), характеристики форсированного двигателя (форсир.), форсированного с корректором (фкорр.), с антикорректором по дымности [ОГ](#) (антикорр.)

и двигателя с форсажем (форсаж):

$M_e^Д, M_e$ – эффективный крутящий момент дизеля и эффективный момент (например, газодизеля),

H , $H_{пр.д}$ – дымность $ОГ$, дымность предела дымления

Добавкой через $РНД$, например, $СПБТ$, возможно форсирование дизеля по моменту во всем диапазоне изменения скоростных режимов, дизель будет работать по форсированной $ВСХ$ ($ВСХф$). Если дополнительная добавка достигает 30% от полной, то может происходить как повышение момента, так и чрезмерное возрастание нагрузок и даже дымности. Тогда для их ограничения приходится ограничивать положение рейки, например, величиной порядка 80–90% от номинального, т.е. применять одновременно с добавкой $СПБТ$ (метод ФХР) еще и корректирование по рейке. При реализации форсажа, т.е. кратковременной форсировки, такое ограничение может не применяться.

Поскольку речь идет о кратковременных периодах ввода добавки, то необходимо управление моментами начала и конца этого ввода. Ранее на рис. 2.6.2 приведена схема системы с клапаном $РНД$ и элементами включения–выключения подачи добавки. В качестве добавок в данных экспериментальных исследованиях применялись $СПБТ$, легковоспламеняющаяся пусковая жидкость (ЛВЖ) и легкие синтетические парафиновые углеводороды ($ЛСПУ$). Система выполнена на базе штатной топливной аппаратуры (разделенного типа) объекта исследования – дизеля 8Ч13/14. Она реализована модернизационным путем, т.е. без изменения конструкции двигателя. Ранее на рис. 2.6.3 приведены экспериментальные осциллограммы, разъясняющие работу выключателя ввода добавки в дизельное топливо. Видно, что выключение и включение подачи добавки происходят практически мгновенно, т.е. за время между циклами топливоподачи.

В отличие от форсирования дизеля подачей $СПБТ$ в топливо во всем диапазоне скоростных режимов (рис. 4.6.2), «форсаж» произведен в диапазоне частот от 750 мин^{-1} до номинальной.

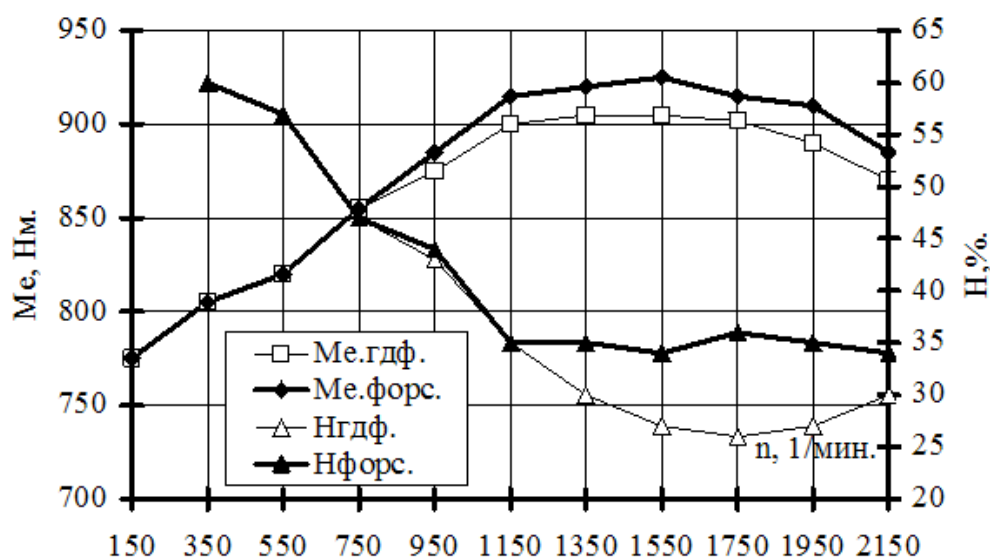


Рис. 4.6.2. Внешние и корректорные экспериментальные характеристики по моменту и дымности $ОГ$ дизеля 8Ч13/14

при добавке $СПБТ$ ($M_{e.гдф.экс.}$ и $H_{гдф.}$) и при «форсаже» добавкой ЛВЖ до предела дымления ($M_{e.форс.}$ и $H_{форс.}$)

Причем в диапазоне частот вращения от 550 до $n_{ном}$ характеристики получены при установившихся режимах, а в диапазоне частот от пусковой до минимально устойчивой – на [неустановившихся режимах](#), т.е. путем разгонов дизеля от пускового режима с добавкой легко воспламеняющейся жидкости (ЛВЖ). При этом добавкой [СПБТ](#) к дизельному топливу до концентрации 12–18% в получаемом смесевом топливе происходит форсирование дизеля ($M_{е.гдф.}, H_{гдф.}$), а добавкой [СПБТ](#) до концентрации 22–30% – форсаж ($M_{е.форс.}, H_{форс.}$). Форсирование происходит при $h_p = 92\%$, а форсаж – при $h_p = 95–97\%$.

При большем значении положения рейки форсаж будет происходить с превышением предела дымления, установленного в данном случае на уровне $H_{пр.д.} = 35\%$ по Хартриджу. Как видно на рисунке, форсаж приводит к возрастанию крутящего момента форсированного дизеля в области его максимума лишь на 5%. На номинальной частоте форсаж повышает момент на 15% по сравнению с моментом дизеля, но лишь на 3% – по сравнению с моментом дизеля, форсированного добавкой [СПБТ](#). Как форсирование, так и форсаж в области минимальных частот вращения обеспечивает рост крутящего момента до 20–25%. Это можно объяснить не только увеличением суммарного расхода топлива, но улучшением качества смесеобразования-сгорания на этих режимах благодаря наличию в топливе легких фракций. Следует отметить, что добавка [СПБТ](#) (или ЛВЖ) для форсирования дизеля изменяет его эффективный к.п.д. лишь на $\pm 4–5\%$ при неизменной регулировке по углу опережения впрыскивания топлива.

На дизеле типа Д-240 было проведено форсирование и форсаж с использованием синтетических углеводородов ([ЛСПУ](#)).

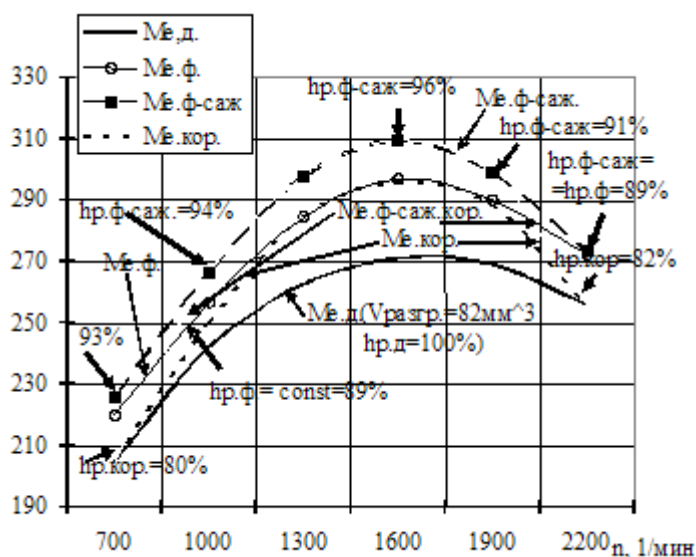


Рис. 4.6.3. ВСХ двигателя 4С11/12,5 при разных вариантах форсирования:

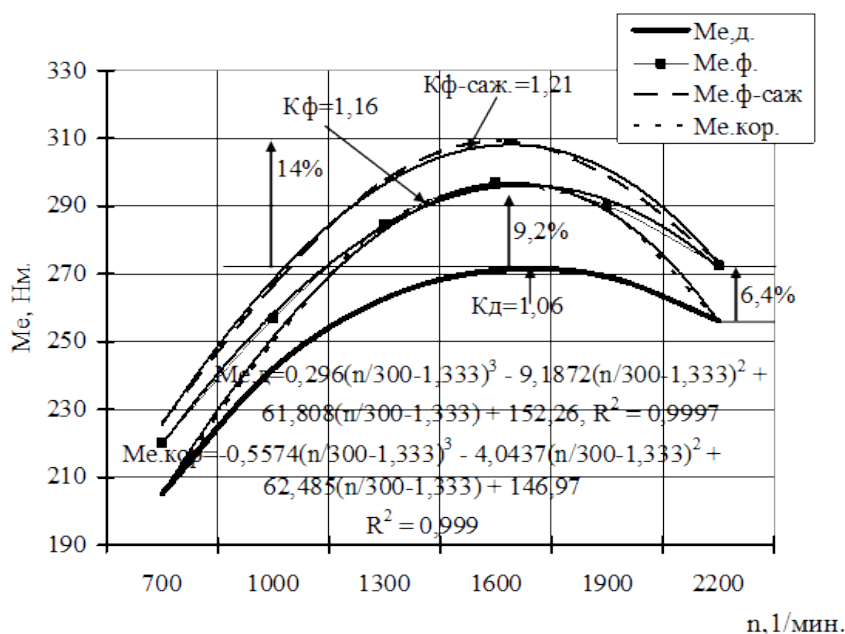
$M_{е.д.}$ – момент дизеля с нагнетательным клапаном с повышенной разгрузкой;
 $M_{е.ф.}, M_{е.ф-саж.}$ – моменты двигателя с регулировкой на форсирование и на форсаж,
 $M_{е.ф.кор.}, M_{е.ф-саж.кор.}$ – характеристики дизеля при корректировании смещением рейки

При работе на установившихся режимах получены **BCX** дизеля с разными видами систем (рис. 4.6.3). В качестве базовой принята система с нагнетательным клапаном с повышенной разгружающей способностью при работе на ДТ ($h_p = 100\%$).

Форсирование дизеля добавкой к основному топливу **ЛСПУ** ($M_{e.ф.}$) проведено при условии сохранения на номинальном скоростном режиме уровня дымности, равного 3,5 ед. Бош. При этом рейка была установлена в положение $h_p = 89\%$, а двигатель был форсирован на 6,4% по отношению к исходному (рис. 4.6.4). Далее на всей **BCX** форсированного дизеля положение рейки не изменялось.

Форсаж дизеля (характеристика $M_{e.ф.-саж.}$) реализуется от номинальной частоты при $h_p = 89\%$, когда дымность $B = 3,5$ ед Бош. На рисунке приведены аппроксимирующие уравнения характеристик для последующего моделирования **динамических режимов**, приводимых в разделе 4.14. Далее со снижением частоты вращения рейка смещается в повышенное положение (91%, 96%) при условии не превышения предела дымления $B_{пр.д.} = 3,5$ ед. Бош во всем диапазоне изменения частоты вращения. После достижения примерно n_m рейка смещается на уменьшение подачи ($h_p = 95-93\%$).

Условием необходимости корректирования **BCX** может быть сохранение исходного $M_{e.ном.д.} = 256$ Нм. Тогда корректорные ветви **BCX** могут проходить от положения $h_p = 82\%$ как для дизеля форсированного, так и с форсажем. При пониженных частотах вращения антидымное корректирование проведено до режима $h_p = 80\%$.



$$M_{e.ф.} = -0,1815(n/300 - 1,333)^3 - 5,4444(n/300 - 1,333)^2 + 56,38(n/300 - 1,333) + 168,73; R^2 = 0,9978$$

$$M_{e.ф.-саж.} = -0,325(n/300 - 1,333)^3 - 5,4179(n/300 - 1,333)^2 + 61,436(n/300 - 1,333) + 169,7; R^2 = 0,9977$$

Рис. 4.6.4. **BCX дизеля в исходном состоянии (д), **BCX** при добавках **ЛСПУ**: дизель форсированный (ф), дизель с форсажем (ф-саж), дизель с корректорами (кор)**

Итак, характеристики форсажные и корректорные достигаются при переменных положениях рейки ТНВД.

4.7. Повышение эффективности пуска дизеля в особых условиях

Под пуском в особых условиях следует понимать пуск дизеля при отрицательных температурах окружающего воздуха, в высокогорных условиях, пуск непрогретого двигателя (пуск из «холодного» состояния), а также пуск двигателя с изношенными цилиндро-поршневой группой и топливной аппаратурой.

Эффективность пуска дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха и в условиях зачастую безгаражного хранения, т.е. «холодного» двигателя, существенно зависит от применяемого метода обеспечения пуска. Возможности предпусковой подготовки двигателя часто ограничены, а ее проведение всегда требует больших затрат времени, сил, нередко сложного оснащения, а в экстремальных случаях просто невозможно. В подобных ситуациях часто применяют электрофакельное устройство (ЭФУ) на впуске в дизель или подачу в цилиндры легковоспламеняющейся жидкости (ЛВЖ) как для дизеля, так и для ДсИЗ.

ЛВЖ может подаваться на всасывание дизеля или ДсИЗ, впрыскиваться в цилиндры дизеля специальной форсункой или впрыскиваться в виде смеси дизельного топлива с ЛВЖ с помощью штатной форсунки, например, с помощью системы с клапаном [РНД](#).

Известен традиционный метод повышения эффективности «холодного» пуска, когда на всасывание двигателя подают пары легковоспламеняющейся жидкости (ЛВЖ). То есть регулируют физико-химические свойства заряда на впуске. Однако такой метод регулирования обладает тем недостатком, что самовоспламенение смеси происходит в произвольный, зависящий от теплового состояния двигателя момент. В этом случае возможны случаи самовоспламенения смеси до ВМТ с появлением недопустимо высокой жесткости сгорания, повышенного максимального давления, причем с появлением отрицательного крутящего момента, вплоть до возможности проворачивания коленчатого вала двигателя в обратном направлении. От этого недостатка избавлен метод регулирования дизеля при пуске путем присадки к дизельному топливу ЛВЖ и впрыска их смеси в цилиндр (т.е. путем ФХР).

Перед пуском дизеля ЛВЖ из емкости *б* (рис 4.7.1) ручным насосом через клапан [РНД](#) *4* подают в ЛВД *3*, повышая в ней начальное давление и создавая смесь (композит) из ЛВЖ и дизельного топлива.

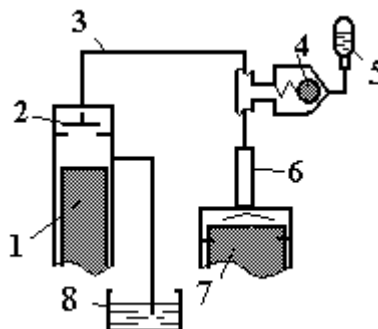


Рис. 4.7.1. Принципиальная схема системы подачи в дизель смеси дизельного топлива и легковоспламеняющейся жидкости (ЛВЖ):

1 – штатный ТНВД, 2 – нагнетательный клапан с разгрузочным объемом, 3 – линия высокого давления (ЛВД), 4 – клапан регулирования

начального давления (РНД), 5 – баллон с легковоспламеняющейся

жидкостью (ЛВЖ), 6 – штатная форсунка закрытого типа, 7 – дизель,

8 – топливный бак с дизельным топливом (ДТ)

Система работает следующим образом. При прокрутке вала дизеля пусковым средством ТНВД 1 подает топливо в ЛВД 3 и обычным порядком впрыскивает его через форсунку 6 в дизель 7. Клапан 4 в это время закрыт усилием возвратной пружины и давлением топлива в ЛВД 3. При отсечке первого цикла подачи нагнетательный клапан 2 садится в седло и своим разгрузочным пояском формирует в ЛВД 3 волну пониженного давления – разрежения. При подходе волны к клапану 4, он открывается под действием перепада давления между давлением ЛВЖ в баллоне 5 и давлением в ЛВД 3. ЛВЖ поступает в объем топлива в ЛВД, перемешивается с ним и образует смесевое топливо ДТ + ЛВЖ. В очередных циклах топливоподачи это смесевое топливо обычным порядком впрыскивается форсункой 6 в цилиндры дизеля. Низкая вязкость ЛВЖ, высокая испаряемость, высокое [цетановое число](#) обеспечивают хорошие распыливание, испарение и воспламеняемость горючей смеси в цилиндрах дизеля.

При появлении вспышек и начале самостоятельной работы дизеля разгон вала и прогрев двигателя до желательного теплового состояния также целесообразен на комбинированном топливе с постепенным уменьшением концентрации ЛВЖ и, наконец, выключением ее подачи. Применение этого метода целесообразно для пусков двигателя и в нормальных условиях (положительные температуры окружающего воздуха, но не прогретый двигатель). Наличие ЛВЖ в комбинированном топливе позволяет уменьшить пусковую подачу (вообще исключить применение пускового обогатителя), а следовательно уменьшить, например, выбросы альдегидов в процессе пуска и прогрева двигателя.

Указанный метод «холодного» пуска экспериментально исследован применительно к дизелю типа КамАЗ 7405 в термобарокамере мод. ТВУ 8000/2 НТЦ АО «КамАЗ» при температурах порядка минус 25 °С. При этом электрофакельное устройство (ЭФУ) являлось штатным средством облегчения «холодного» пуска дизеля. Результаты и условия проведения экспериментальных исследований соответствовали ОСТ 37 001.052-87. На рис. 4.7.2 условия проведения испытаний, а также результаты испытаний сведены в сравнительную гистограмму. Из нее следует, что температурные условия перед «холодным» пуском со штатной системой с ЭФУ были несколько «мягче», чем при пуске с системой [РНД](#). Однако пуск с подачей ЛВЖ внутрь цилиндра в смеси с ДТ произошел быстрее. При этом систему с подачей ЛВЖ через [РНД](#) можно использовать и при дальнейшем разгоне, прогреве двигателя.

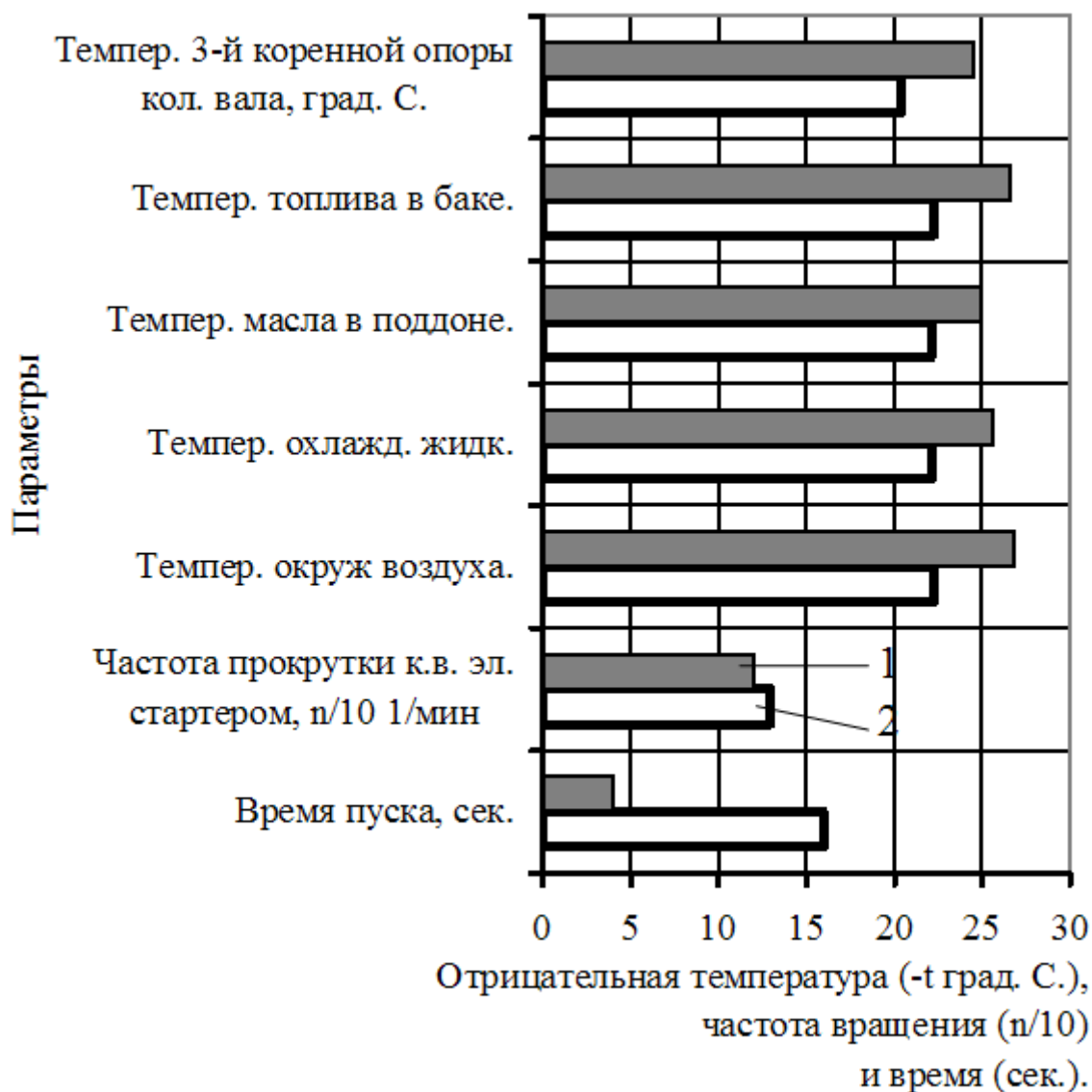


Рис 4.7.2. Сравнение условий и результатов проведения «холодных» пусков дизеля КамАЗ при использовании штатной пусковой системы с ЭФУ и системы с подачей ЛВЖ через клапан РНД:

1 – с системой ввода ЛВЖ через клапан РНД,

2 – со штатной системой с ЭФУ

Эффективность «холодного» пуска повышается и при вводе ЛВЖ на всасывание дизеля. Однако в этом случае продолжительность подачи пусковой жидкости должна быть ограничена, так как по мере протекания пуска–разгона происходит повышение температуры камеры сгорания и продолжительность задержки воспламенения горючей смеси уменьшается, что приводит к раннему, задолго до ВМТ, воспламенению, повышенной «жесткости» процесса, снижению развиваемого момента или даже к появлению отрицательного момента, т.е. против нормального направления вращения коленчатого вала.

Следует отметить, что, как правило, средства для облегчения пуска используются только для одной указанной цели. Это снижает рентабельность применения таких решений. Например, ЭФУ в остальных эксплуатационных режимах, хоть и не является помехой, но и не может улучшать показатели работы двигателя.

Иначе обстоит дело, если на двигателе применена система с РНД. Она, конечно, вносит определенные осложнения в схему дизеля, но зато может применяться и на других эксплуатационных режимах. Так, на режимах малых нагрузок и холостых ходов, подавая к РНД не ЛВЖ, а штатное дизельное топливо, можно повышением и стабилизацией начального давления топлива в ЛВД повысить стабильность и равномерность цикловых подач и тем самым снизить минимально устойчивую частоту вращения. На режимах полных нагрузок целесообразно использовать РНД для ввода в топливо, например, жидкой фазы сжиженного нефтяного газа (СПБТ) – пропан-бутана. Это позволяет снизить дымность ОГ, а при необходимости форсировать дизель по мощности без превышения ограничительного предела дымления. Таким путем достигается дополнительное корректирование внешней скоростной характеристики дизеля. В условиях низких температур окружающего воздуха, когда высокая вязкость топлива создает проблемы с качеством топливоподачи и распыливания топлива, добавка СПБТ или других легких фракций углеводородов восстанавливает эти качества. Наконец, систему с РНД особенно целесообразно применять для подачи в дизель многих других региональных, альтернативных топлив, решая как энергетические, так и экологические проблемы. Так, в условиях нефтедобычи северных труднодоступных районов это может быть газовый конденсат.

В настоящее время метод пуска с подачей ЛВЖ через клапан РНД исследован также на дизеле 4Ч11,12,5 в условиях морозильной камеры, а также на дизеле типа Перкинс в условиях высокогорья Латинской Америки (Перу) и показал положительные результаты. (В последнем случае основная проблема при пусках дизеля без предварительной подготовки была связана не столько с пониженными температурами окружающего воздуха, сколько с пониженным атмосферным давлением.)

Итак, одним из недостатков метода пуска с вводом ЛВЖ на всасывании является вероятность преждевременного самовоспламенения горючей смеси, что проиллюстрировано на рис. 4.7.3.

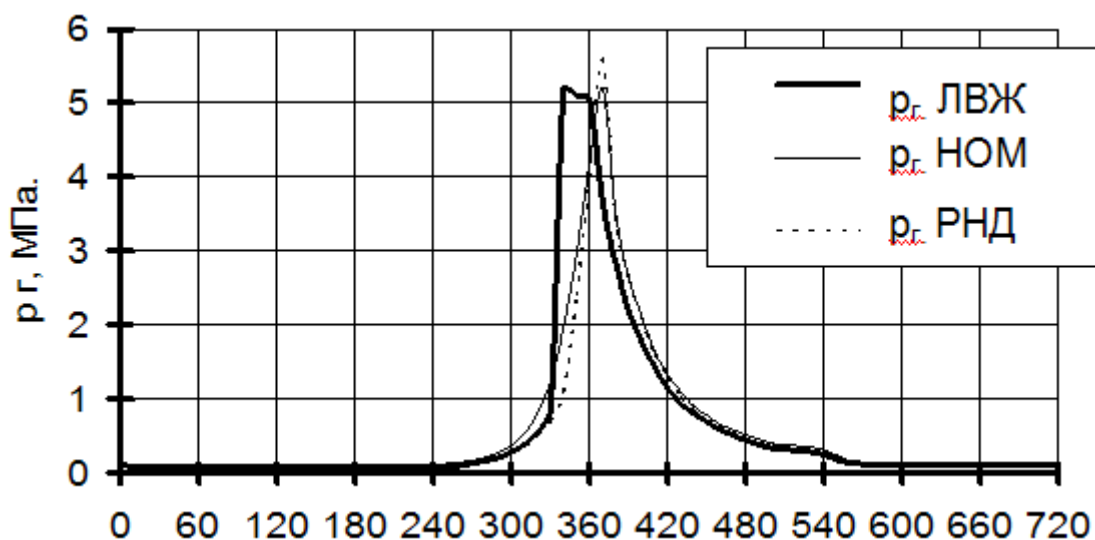


Рис. 4.7.3. Сравнение индикаторных диаграмм (p_r) номинального режима (НОМ), пуска «холодного» дизеля с ЛВЖ на всасывании (ЛВЖ) и с подачей ЛВЖ через клапан РНД (РНД)

Здесь приведено сравнение индикаторной диаграммы цикла номинального режима дизеля 4Ч11/12,5 ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$), первого цикла пуска ($n = 150 \text{ мин}^{-1}$) «холодного» двигателя при температуре минус $15 \text{ }^\circ\text{C}$ с подачей ЛВЖ на всасывании и с подачей смесевого топлива (ДТ+ЛВЖ) в цилиндры дизеля с помощью клапана РНД. (Экспериментальные результаты получены при испытаниях в климатической камере НТЦ Минского моторного завода.) Показано, что самовоспламенение горючей смеси (ЛВЖ с воздухом) при реализации внешнего смесеобразования произошло за 30 градусов п.к.в. до ВМТ. Максимальная скорость нарастания давления превысила $0,45 \text{ МПа/град. п.к.в.}$, в то время как на номинальном режиме она составляла $0,14 \text{ МПа/град. п.к.в.}$ Максимальное давление цикла не превысило аналогичного параметра цикла номинального режима ($P_z = 5,2 \text{ МПа}$). Максимальные значения удельных суммарных сил при пуске с ЛВЖ на всасывании достигали 5 МПа , в то время как на номинальном режиме они составляют лишь $2,5 \text{ МПа}$. В результате мгновенные значения положительного и отрицательного крутящих моментов составляли соответственно $+1200 \text{ Нм}$ и -500 Нм для номинального режима и $+750 \text{ Нм}$ и -1300 Нм для первого цикла «холодного» пуска с подачей ЛВЖ на всасывании. Применением ввода ЛВЖ через РНД начало сгорания располагается вблизи ВМТ, причем до ВМТ P_z достигло $5,5 \text{ МПа}$, хотя максимальная жесткость процесса не превысила $0,2 \text{ МПа/град. п.к.в.}$ Мгновенные значения положительного и отрицательного крутящих моментов составили $+900 \text{ Нм}$ и -300 Нм .

Показано, что средний индикаторный крутящий момент при «холодном» пуске с подачей ЛВЖ на всасывании достигал лишь 177 Нм , в то время как на номинальном режиме он составляет 288 Нм , а при подаче ЛВЖ через РНД достигает 321 Нм , что даже при повышенных механических потерях приближается к номинальному эффективному крутящему моменту и, следовательно, повышает эффективность пуска двигателя.

Еще более существенно искажается индикаторная диаграмма, когда после трех неудавшихся попыток пуска с подачей ЛВЖ на всасывании произошло воспламенение почти за 50 град. п.к.в. до ВМТ.

При таком пуске мгновенный отрицательный крутящий момент достигал 2000 Нм . Максимальное значение жесткости процесса превысило $0,4 \text{ МПа/град. п.к.в.}$ В результате существенно снижается развиваемый при пуске средний крутящий момент, который становится практически в 10 раз меньше, чем при таком же пуске с подачей ЛВЖ через систему с клапаном РНД.

Следует отметить, что при таком методе достигается также повышение эффективности процесса топливоподачи (повышается мелкость распыливания) как за счет снижения вязкости подаваемого (в этом случае смесевого) топлива, так и за счет повышения и стабилизации начального давления топлива перед циклами топливоподачи.

Достоинством такого метода является также возможность управлять количеством вводимой в цилиндры ЛВЖ при одновременном уменьшении цикловой подачи, следовательно, регулировать интенсивность разгона и выхода на режим прогрева без самопроизвольного «заглохания» двигателя, т.е.

без появления неустойчивости пуска. Последнее проявляется следующим образом. После пуска с ЛВЖ на всасывании, когда дизель продолжает разгоняться только на дизельном топливе, период задержки воспламенения, выраженный в угловых единицах, возрастает настолько, что начало сгорания смещается за ВМТ. Развиваемый момент снижается, а при $\varphi_i > 45 - 50^\circ$ п.к.в. после ВМТ вспышки прекращаются, обороты падают и после выбега двигатель останавливается. Устранение такого явления также связано с применением АТ и подробнее изложено в разделе 4.14.

4.8. Повышение эффективности работы двигателя в условиях высокогорья

Особо полезен метод ФХР может стать для дизелей, периодически работающих в условиях высокогорья, для компенсации потерь мощности, обеспечения охлаждения (внутреннее охлаждение впрыскиванием воды в цилиндры), сохранения экономичности и т. д.

Основной особенностью работы ДВС в условиях высокогорья является пониженное давление окружающей среды. Например, на высоте 2500 м над уровнем моря снижение давления атмосферного воздуха достигает 30%, что приводит к снижению плотности воздуха на 25%, коэффициента наполнения на 8%, расхода воздуха на 25% и в конечном итоге при той же цикловой подаче топлива – к снижению коэффициента избытка воздуха на ~25%. Для ряда стран Андского региона Латинской Америки положение несколько усугубляется тем, что рост высоты над уровнем моря до 2000–3000 м сопровождается не снижением, а некоторым увеличением температуры воздуха и, следовательно, уменьшением его плотности.

Исследования показывают, что в условиях высокогорья происходит не только снижение зарядки цилиндров воздухом, причем с меньшим исходным давлением, но также нарушаются процессы теплообмена с окружающей средой, нарушается процесс подачи и распыливания топлива, нарушается взаимодействие факела топлива с вихревым движением заряда в цилиндре и т.д. Все это приводит к нарушениям в протекании рабочих процессов в дизеле и к потере его экономических, энергетических и экологических качеств. В результате дымность [ОГ](#) может возрастать на высоте 2500 м на 20–40%, расход топлива – увеличиваться на 8–18%, а мощность двигателя – снижаться на 8–25%. Последние исследования показали, что наряду с увеличением выброса сажи и твердых частиц (ТЧ) в условиях высокогорья происходит резкое увеличение выброса углеводородов, в том числе канцерогенных, носителями которых, как известно, являются частички сажи. Кроме того, в настоящее время происходит пересмотр индексов токсичности для ряда компонентов [ОГ](#), а именно для сажевых частиц. Если ранее считалось, что сажа в чистом виде практически не токсична, а ее вредность определяется лишь адсорбированными на ее поверхности частицами канцерогенных углеводородов, то сейчас доказано, что даже чистая сажа способна ускорять развитие раковых заболеваний, если организм инфицирован раковыми клетками. В этих условиях особенно остро встает вопрос о снижении токсичности и дымности, выбросов сажи и других вредных веществ с отработавшими газами дизелей.

Известно, что наиболее эффективный метод компенсации высокогорных потерь – применение наддува. Однако даже дизели с наддувом в условиях высокогорья снижают показатели своей работы. Возможности других методов еще более ограничены. Практически все исследованные методы связаны либо с дефорсированием двигателя в нормальных условиях, либо с сохранением состава горючей смеси с

изменением высоты H над уровнем моря (т.е. с уменьшением подачи топлива, практически пропорционально снижению воздушного заряда цилиндра). В этих условиях альтернативными известным методам организации рабочего процесса дизеля в высокогорье могут стать методы форсирования процесса по α , т.е. такие, которые позволили бы при подъеме двигателя в высокогорье работать с коэффициентом избытка воздуха ниже уровней, обычно свойственных дизелям, и ограниченных обычно допустимым пределом дымления ($\alpha_{пр.д.}$). Для нормальных атмосферных условий известны методы, связанные с изменением принципов организации рабочего процесса дизеля – методы, основанные на сочетании внешнего и внутреннего смесеобразования, на использовании различных альтернативных топлив, присадок и других добавок к топливу. (Здесь не рассматриваются такие методы, как интенсификация впрыска топлива, изменение конструкции камеры сгорания и т.д., поскольку они требуют по существу создания нового двигателя.) Наибольший интерес в эксплуатации представляют методы, которые можно применить на существующих двигателях путем их модернизации. Интенсифицировать процесс сгорания и осуществить форсирование по составу смеси, как известно, можно за счет обогащения воздуха на впуске парами спирта, природным или нефтяным газом, водородом и т.д. Эти методы позволяют снизить α , при котором достигается предельно допустимый уровень дымления, сохранить экономичность двигателя с некоторым повышением термических и механических нагрузок при неизменной мощности. Однако в условиях высокогорья наличие карбюратора, смесителя, дроссельных заслонок на впуске снижает коэффициент наполнения и ухудшает зарядку цилиндра воздухом, а значит, ограничивает возможность компенсации потери мощности и т.д.

Известен метод организации процесса, при котором в цилиндр двигателя впрыскивается смесь дизельного топлива с [СПБТ](#) в жидкой фазе или со спиртом (СП), или с химически активными соединениями (ХАС), интенсифицирующими процессы смесеобразования–сгорания. Известна также интенсификация процесса смесеобразования–сгорания добавкой к топливу воды, воздуха или других горючих или негорючих газов. (Принципиально, добавка к нефтяному топливу газов, даже негорючих, т.е. эмульгирование топлива газом, превращает это эмульгированное топливо (ЭТ) в альтернативное.)

Далее рассмотрен метод организации газодизельного (гд) процесса с внутренним смесеобразованием путем впрыскивания в цилиндры смеси дизельного топлива и сжиженного нефтяного газа ([СПБТ](#)), т.е. впрыскивания смесового топлива, когда он применен для целей форсирования рабочего процесса по α в условиях высокогорья. Исследования работы газодизеля (гд) с таким процессом подтвердили возможность снижения α до значений, близких к 1,0 без превышения установленного для дизеля заводом-изготовителем предела дымления ($B_{пр.д.}$), а также возможность повышения мощности, а нередко и экономичности.

Испытания дизеля RICARDO показано на рис. 4.8.1.

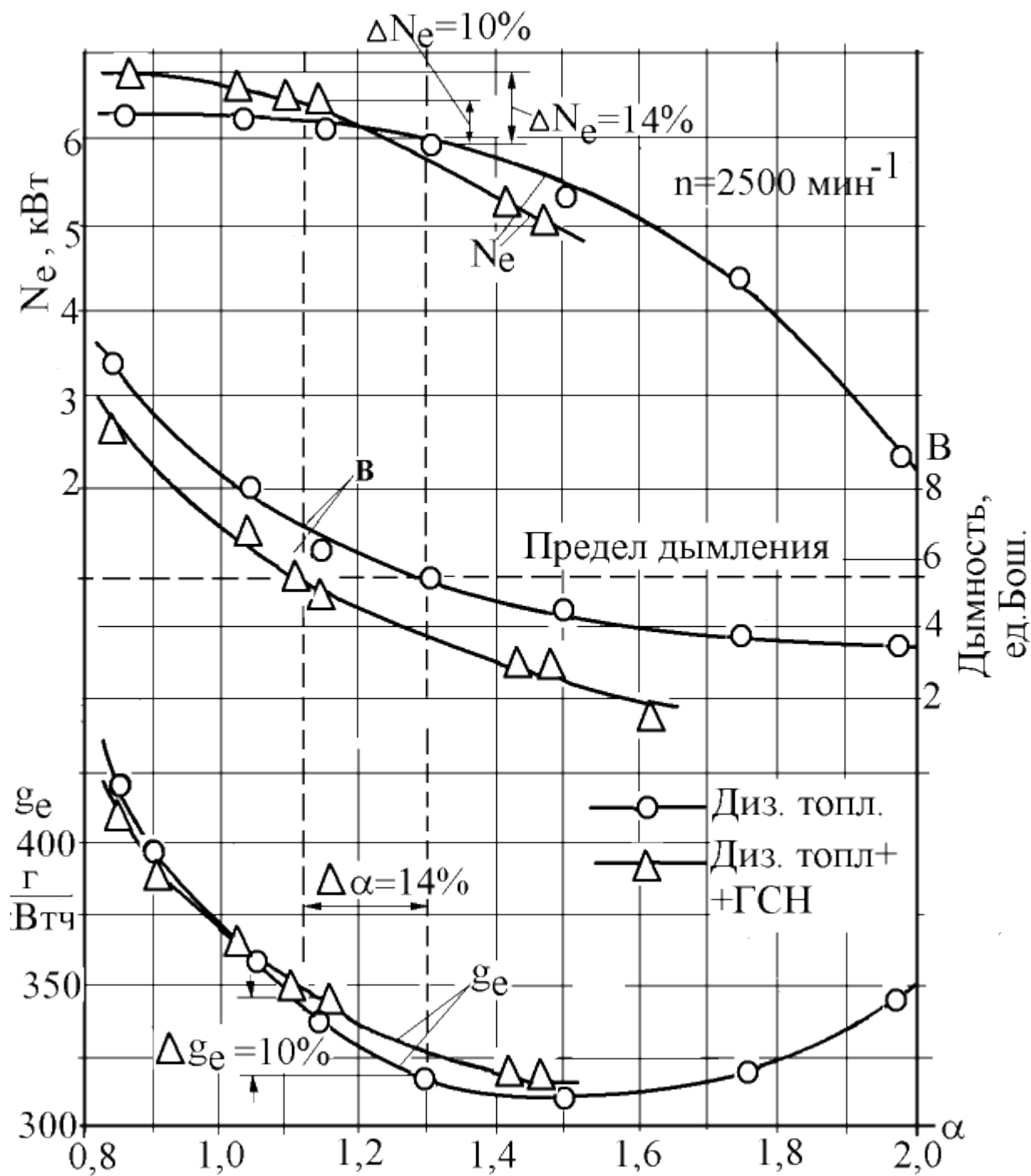


Рис. 4.8.1. Зависимость мощности (N_e), дымности B и удельного эффективного расхода топлива (g_e) от состава смеси (α) при работе дизеля RICARDO T6/E8 на дизельном топливе (диз. топл.)

и смесевом, состоящем из дизельного с добавкой сжиженного нефтяного газа (ГСН, иначе СПБТ) при $n = \text{const} = 2500 \text{ мин}^{-1}$.

(Расход ГСН (СПБТ) приведен по теплоте сгорания к дизельному топливу)

В нормальных условиях было показано, что установленного для дизеля $V_{пр.д} = 5,5$ ед. Бош газодизель (гд) достигает в результате форсирования по составу смеси на 14% (от 1,3 для дизеля до 1,1 для газодизеля).

При этом удельный расход топлива возрос на 10% при увеличении мощности на те же 10%. Принципиально, газодизель можно форсировать по мощности на 14%, но конечно с превышением заградительного уровня по дымности [ОГ](#).

Результаты исследования эффективности разных активаторов смесеобразования–сгорания приведены на рис. 4.8.2 для условий работы на уровне моря.

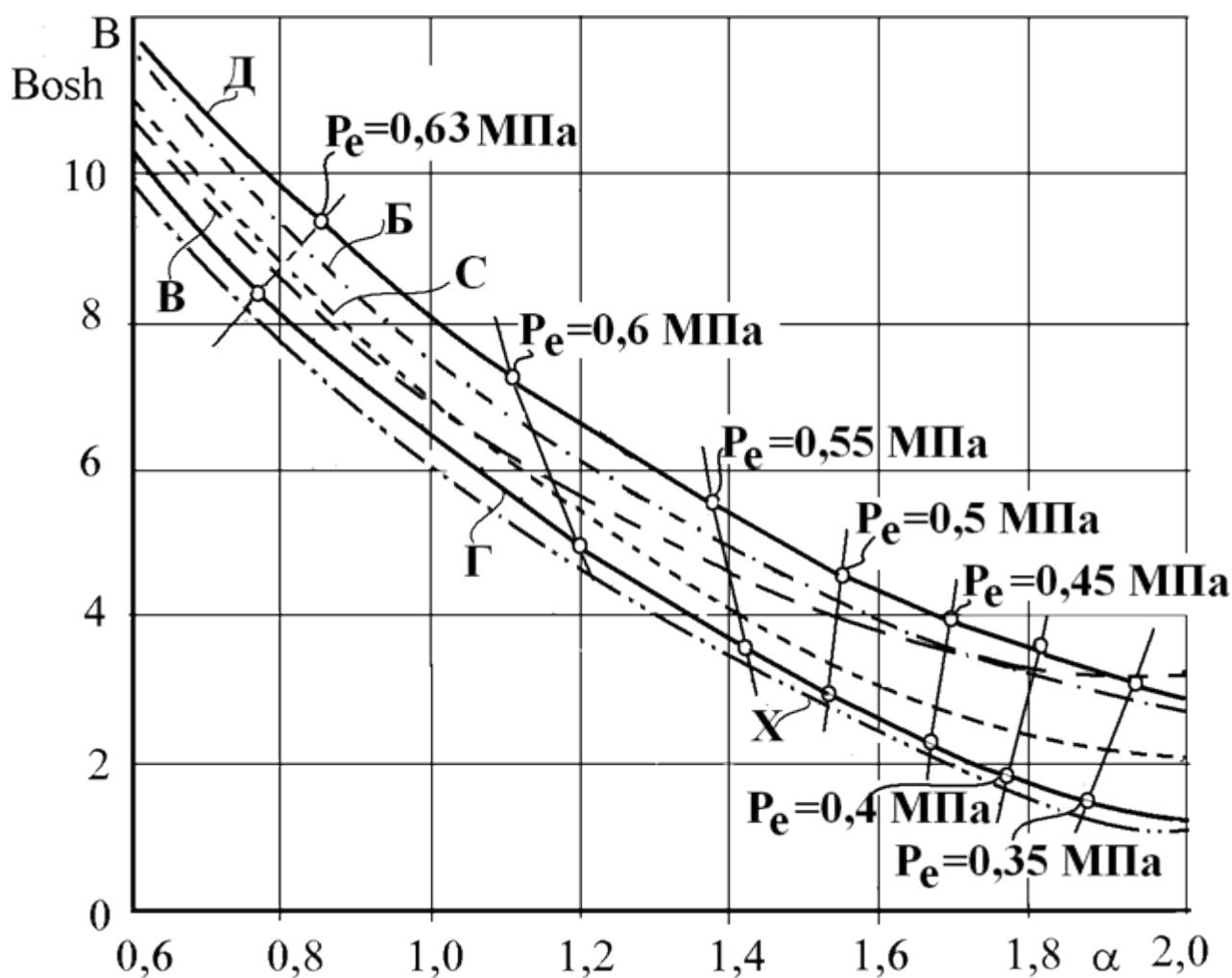


Рис 4.8.2. Зависимость дымности V отработавших газов дизеля RИCАRDO от состава смеси α в нормальных условиях ($H = 0$) при использовании различных добавок к дизельному топливу – активаторов смесеобразования–сгорания:

B – низкооктановый бензин; B – вода; C – спирт; Γ – сжиженный нефтяной газ ([СПНТ](#)); X – химически активные соединения;

(D – работа на дизельном топливе, P_e – среднее эффективное давление)

Следует особо отметить необходимость экспериментального выбора рационального количества добавки активатора смесеобразования к топливу. Так, выявлено, что добавка СП или [СПБТ](#) в количестве 5–10% масс. от полной подачи смесового топлива приводит к некоторому уменьшению периода задержки воспламенения, очевидно, благодаря уменьшению физической составляющей всего периода задержки.

Максимальное снижение дымности [ОГ](#) достигается при добавке на полной нагрузке 20–25% масс. [СПБТ](#). Максимально возможное замещение дизельного топлива сжиженным газом как альтернативным топливом (для решения проблемы экономии дизельного топлива) на номинальном режиме – порядка 40%. Ограничения величины добавки СП или [СПБТ](#) диктуются необходимостью не допустить чрезмерной жесткости работы двигателя, существенного повышения максимального давления цикла (в результате такого замещения части ДТ легкофракционными добавками). При введении в топливо более 50–60% [СПБТ](#) работа топливной аппаратуры или дизеля становится неустойчивой. При введении в топливо 20% [СПБТ](#) на режимах полных нагрузок экономичность двигателя становится более высокой, чем при работе на дизельном топливе, однако при переходе на частичные нагрузки экономичность становится ниже, чем при работе на ДТ. Данная методика разрабатывалась как с целью форсирования двигателя в высокогорье, так и с целью облегчения хранения запаса активатора на автомобиле и экономии его, особенно при повышенной стоимости активаторов (т.е. ставилась задача минимизировать возимый запас добавок).

Методика регулирования работы дизеля в высокогорье изменением физико-химических свойств топлива («физико-химическое» регулирование) основана на следующих положениях. Для данного дизеля (и, следовательно, данной его регулировки по составу смеси α в нормальных условиях при работе на дизельном топливе) всегда существует некоторое

«критическое» значение высоты H^k , превышение которого приводит к превышению допустимого для дизеля (д) заво-дом-изготовителем уровня дымления (предела дымления – $B_{пр.д}$) (рис. 4.8.3).

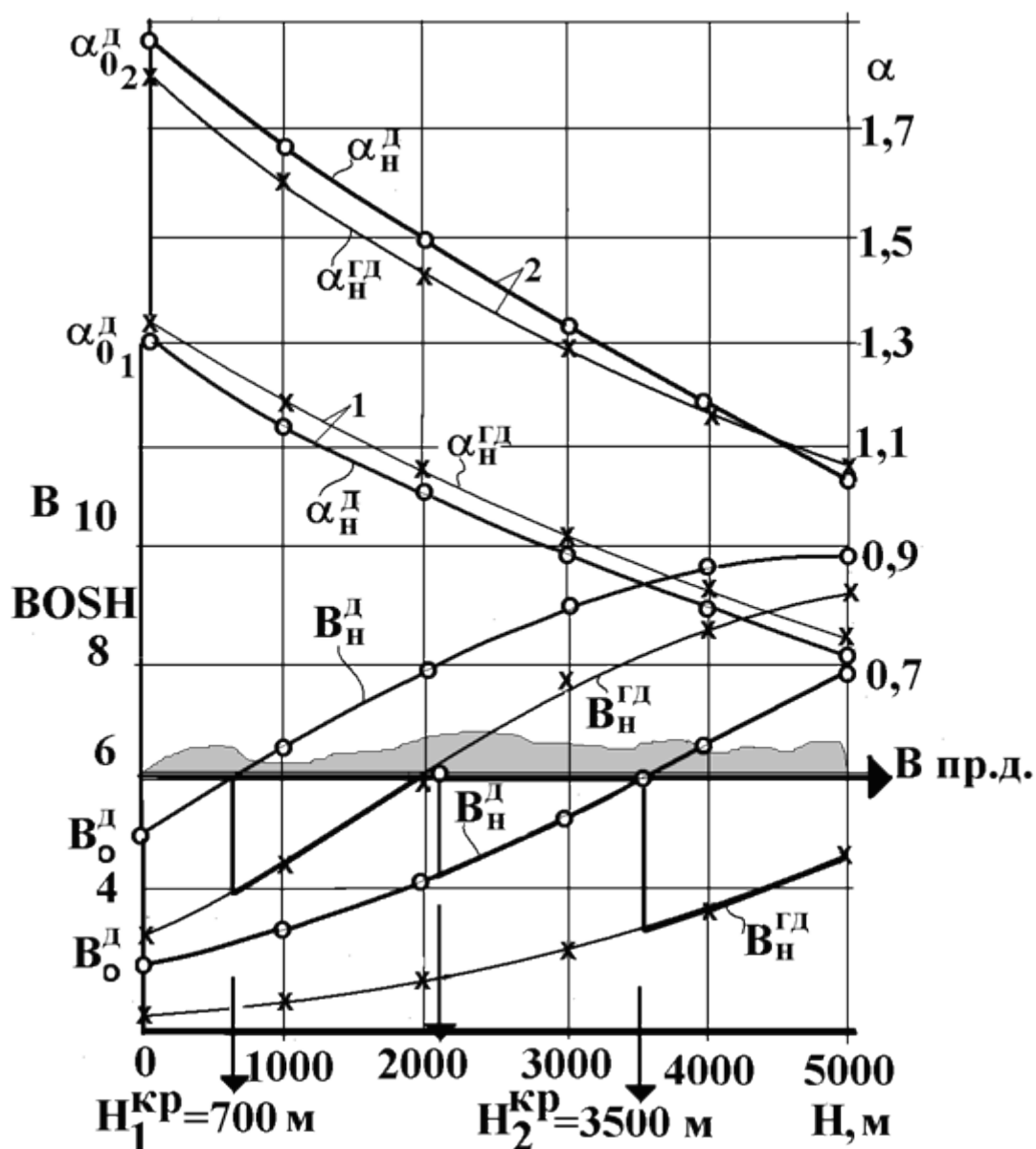


Рис. 4.8.3. Изменение коэффициента избытка воздуха (α) и дымности отработавших газов (B) дизеля RICARDO в функции от высоты (H) над уровнем моря при работе на дизельном топливе (индекс д) и с добавкой сжиженного нефтяного газа (гд): α_0, B_0 и α_H, B_H коэффициент избытка воздуха и дымность на уровне моря (0) и на высоте (H)

При $H \leq H^{кр}$ подача добавки – активатора смесеобразования-сгорания не является необходимой. При достижении $H > H^{кр}$ нужно включить подачу активатора. Даже для максимально возможной высоты над уровнем моря существует такое «критическое» значение положения рейки топливного насоса ($H^{кр}$), до которого возможна работа на дизельном топливе без превышения допустимого уровня дымления (а следовательно, отсутствует необходимость подачи активаторов смесеобразования-сгорания).

Итак, для двигателя (дизеля, работающего на ДТ) с исходной регулировкой на уровне моря (высота $H = 0$) $\alpha_0 = 1,3$ получили, что уже на высоте $H = \sim 700$ м достигается запретный уровень предела

дымления ($B_{\text{пр.д.}}$) и нужно включать подачу активатора – [СПБТ](#), который позволяет форсировать процесс до $\alpha_{\text{Н}}^{\text{гд}} = \sim 1,05$ без превышения $B_{\text{пр.д.}}$.

При дальнейшем повышении высоты следует уменьшать подачу смесового топлива смещением рейки ТНВД, т.е. регулировать дизель по методу сохранения $\alpha \approx \text{const}$.

Двигатель (дизель – д) с исходной регулировкой $\alpha_{\text{о.}}^{\text{д}} = 1,9$ достигает $B_{\text{пр.д.}}$ на высоте $H^{\text{р}} \sim = 3500$ м и при этом состав смеси снижается до $\alpha_{\text{Н}}^{\text{д}} = \sim 1,27$. При дальнейшем увеличении высоты необходимо включать активатор, благодаря чему рабочий процесс форсируется по α , так что даже на высоте $H > 5$ км становится возможной работа данного двигателя с полной подачей топлива, т.е. с практически полной компенсацией высокогорных потерь. Допустимый уровень дымления должен быть несколько ниже дымности предела дымления ($B_{\text{доп.}} < B_{\text{пр.д.}}$). Определяется он экспериментально для значения $\alpha_{\text{о}} = \alpha_{\text{opt}}^{\text{д}}$ (т.е. для значения, соответствующего составу смеси оптимального регулирования), где

$$\alpha_{\text{opt}}^{\text{д}} = \alpha_{\text{пр.д.}}^{\text{д}} + (0,1 - 0,15) \alpha_{\text{пр.д.}}^{\text{д}} = (1,1 - 1,15) \alpha_{\text{пр.д.}}^{\text{д}}$$

На повышенных нагрузках подача активатора (например, [СПБТ](#)) повышает к.п.д. двигателя, поэтому на рис. 4.8.3 график 1, кривая $\alpha_{\text{Н}}^{\text{гд}} = f(H)$ лежит выше, чем кривая $\alpha_{\text{Н}}^{\text{д}} = f(H)$. Кривая $\alpha_{\text{Н}}^{\text{д}}$ и $\alpha_{\text{Н}}^{\text{гд}}$ имеют обратное взаимное расположение, так как на пониженных нагрузках подача активатора привела к уменьшению к.п.д. и необходимости увеличения подачи топлива (и обогащения смеси) для сохранения мощности двигателя. Интересно отметить, что состав смеси предела дымления $\alpha_{\text{пр.д.}}^{\text{д}}$ с увеличением H над уровнем моря несколько снижается (рис. 4.8.4).

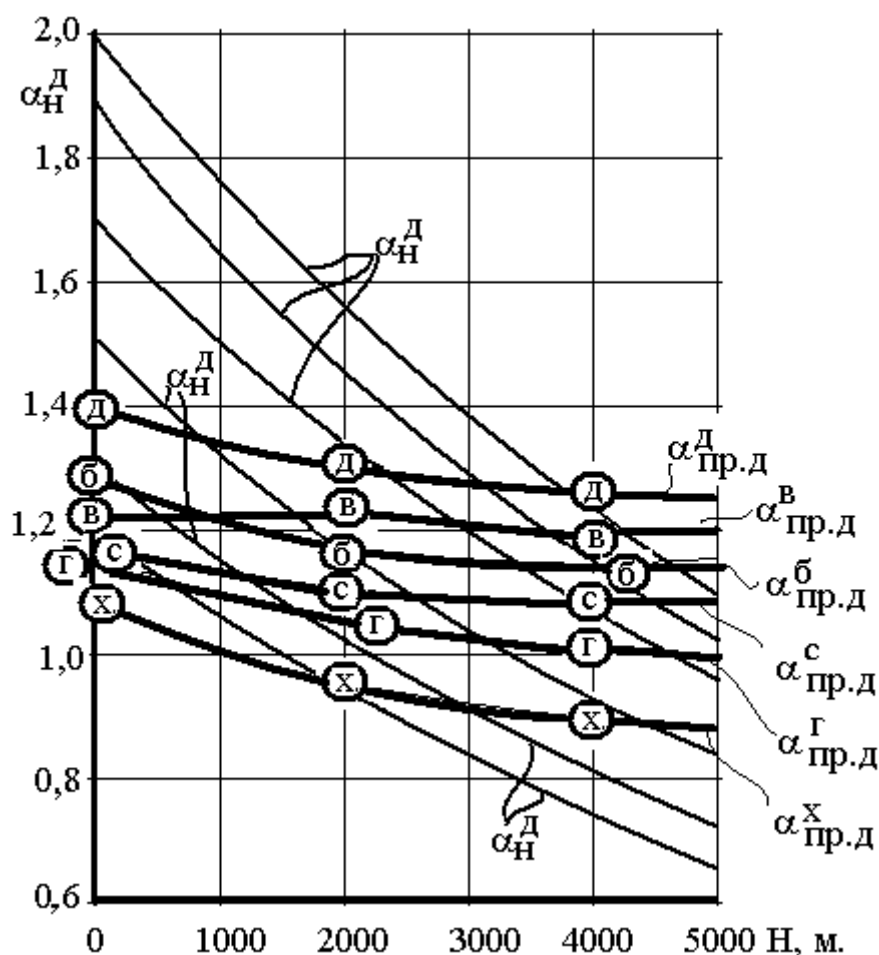


Рис. 4.8.4. Зависимость коэффициента избытка воздуха α_H^D дизеля и состава смеси предела дымления $\alpha_{пр.д}$ от высоты H над уровнем моря при работе на дизельном топливе (д) и при использовании разных активаторов смесеобразования-сгорания:

в – вода, б – бензин, с – спирт, г – сжиженный нефтяной газ, х – химически активное соединение

Это связано с необходимостью в этих условиях уменьшать подачу топлива для сохранения неизменного α . При этом, несмотря на ухудшение качества смесеобразования-сгорания, дымность ОГ уменьшается, что и позволяет получить $\alpha_{пр.д}$ при большем обогащении смеси.

Как и в нормальных условиях, разные активаторы смесеобразования-сгорания с разной эффективностью снижают $\alpha_{пр.д}$. Наибольшей эффективностью обладают химические активные соединения (соли каталитически активных металлов, например, $BaCl_2$ и т. д.) и сжиженный газ пропан-бутан (СПБТ). Как видно из рис. 4.8.3, у дизеля, имеющего $\alpha_{ном.0} = 1,7$, подача СПБТ позволяет работать без превышения предела дымления до 4500 м над уровнем моря, когда $\alpha_{пр.д}^{гд}$ достигает единицы.

Из рис. 4.8.5 видно, что дает форсирование дизеля по составу смеси в условиях работы на высоте 2000 м, когда происходит увеличение нагрузки. На высоте 2000 м двигатель работает на дизельном

топливе до $P_e = 0,48$ МПа (участок А – В), когда дымность его отработавших газов достигает заданного ограничения B_{opt} (точка В) несколько ниже уровня $B_{пр.д.}$

Включение подачи активатора в количестве $X = \sim 20\%$ масс. от всей цикловой подачи топлива переводит двигатель на работу с уменьшенной дымностью (точка С). При этом появляется возможность дальнейшего высокогорного форсирования двигателя до $P_e = 0,58$ МПа (точка Д), что даже несколько превышает P_e номинала в нормальных условиях. Из рисунка видно, что использование [СПБТ](#) в качестве активатора смесеобразования-сгорания существенно снижает дымность выбросов, улучшает экономичность (уменьшает удельный эффективный расход теплоты q_e).

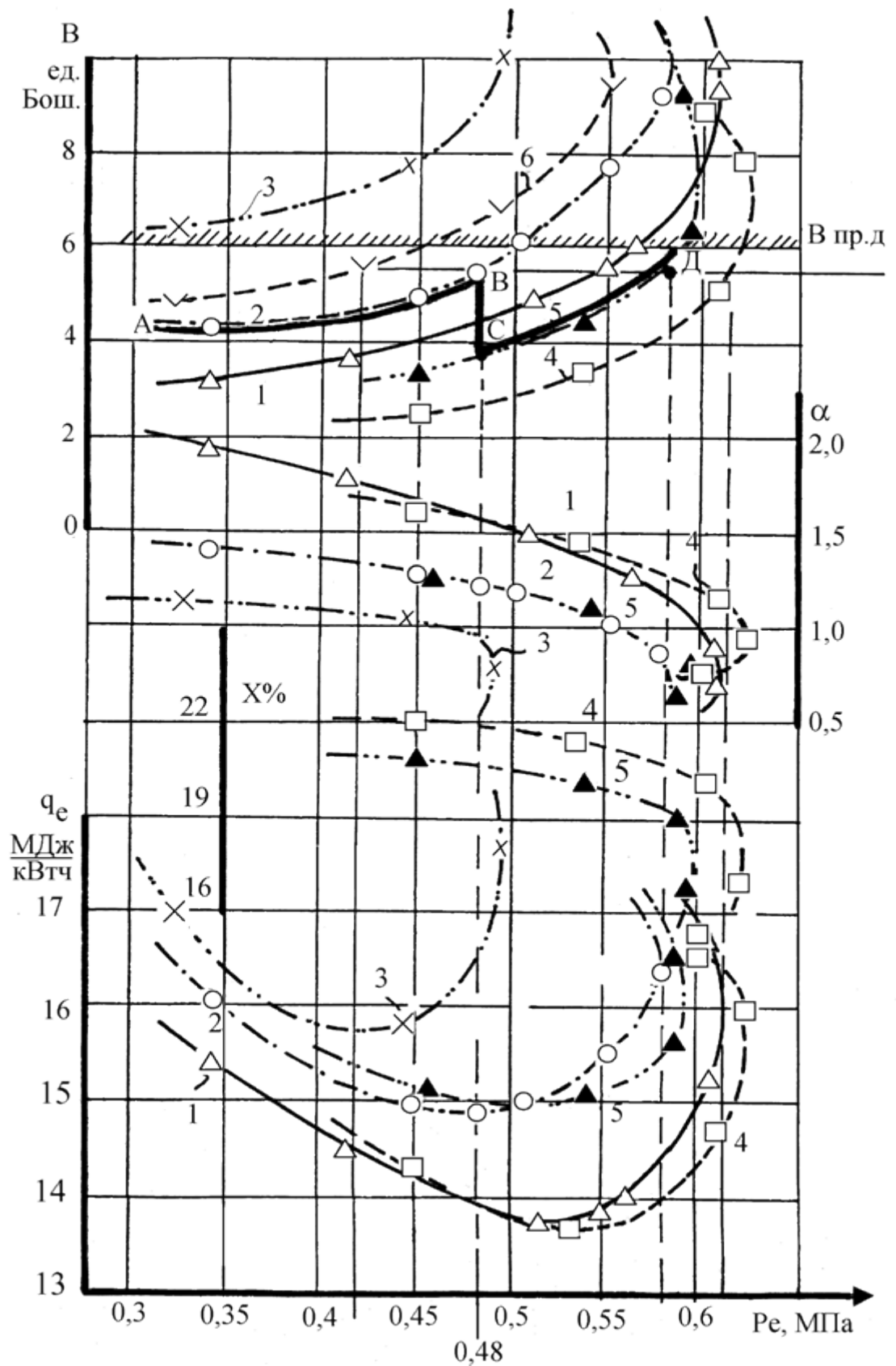


Рис. 4.8.5. Нагрузочные характеристики дизеля (д) RICARDO и его газодизельной (гд) модификации при работе на разных высотах:

1 - д, $H = 0$; 2 - д, $H = 2000$ м; 3 - д, $H = 4000$ м; 4 - гд, $H = 0$;

5 – гд, $H = 2000$ м; 6 – гд, $H = 4000$ м

В результате исследования показано следующее. Принципиально возможна организация рабочего процесса дизеля с форсированием его по составу смеси α . Форсирование процесса по α может проводиться, благодаря интенсификации процессов смесеобразования-сгорания при впрыскивании в цилиндры топлива с добавками активаторов смесеобразования-сгорания. В качестве активаторов смесеобразования-сгорания могут применяться сжиженный нефтяной газ в жидкой фазе, спирт, вода, водные растворы неорганических, химически активных соединений, растворы в топливе органических антидымных присадок, легкие фракции нефтяных топлив, легкие синтетические парафиновые углеводороды, воздух и другие газы.

Использование активаторов смесеобразования-сгорания изменяет регулировочные по составу смеси, характеристики дизеля в части обогащения состава смеси предела дымления. Изменяется также нагрузочная характеристика дизеля в отношении протекания уровня дымности (его снижения), а также предела достижимого уровня нагрузки (его увеличения).

Подача активаторов смесеобразования-сгорания целесообразна лишь с помощью клапанов регулирования начального давления, размещенных вблизи форсунки, т.е. непосредственно перед процессом впрыскивания в цилиндр дизеля. Такое решение позволяет включать-выключать подачу активаторов в соответствии с выбранным алгоритмом регулирования дизеля по параметрам «критической» высоты и «критического» положения рейки ТНВД.

Испытания дизеля 248,5/11 в штатном исполнении при работе на дизельном топливе (рис 4.8.6) проведены (в Латинской Америке, на высоте $H = 2500$ м над уровнем моря) сначала без изменения регулировок, которые имел дизель в условиях на уровне моря.

ВСХ ДИЗЕЛЯ 248,5/11

(о) - при работе на уровне моря,
 (н) - при работе на высоте $H=2500$ м без изменения регулировок;
 (н') - при работе на высоте, уменьшение подачи топлива до сохранения исходного состава смеси.

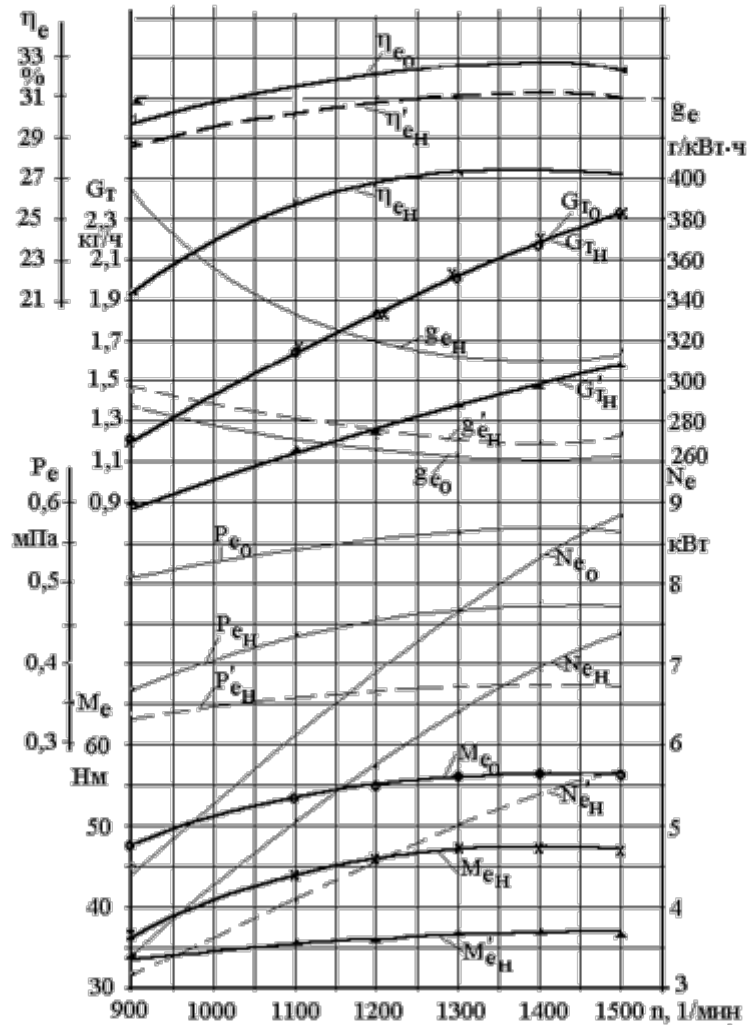


Рис. 4.8.6. Внешние скоростные характеристики дизеля 248,5/11 при работе в нормальных условиях на уровне моря (индексы «о»), на высоте $H = 2500$ м над уровнем моря с неизменной «равнинной» регулировкой («н») и при работе на высоте и при уменьшении подач топлива до составов смеси, соответствующих «равнинной» регулировке («н'»):

M_e, N_e, P_e – соответственно эффективные крутящий момент, мощность и среднее эффективное давление; g_e, η_e – удельный эффективный расход топлива и эффективный к.п.д.; G_t – часовой расход топлива

Затем проведены испытания в условиях, когда уменьшением подачи топлива на каждом скоростном режиме достигался состав смеси, равный тому, который двигатель имел на этом режиме в нормальных условиях. (Параметры и показатели работы этого дизеля в нормальных условиях были взяты из протоколов испытаний этого же дизеля в Москве.)

Результаты испытаний показали, что при отсутствии перерегулировок дизеля отмечены существенные потери мощности и экономичности дизелем, а также возрастание дымности выбросов (рис. 4.8.7).

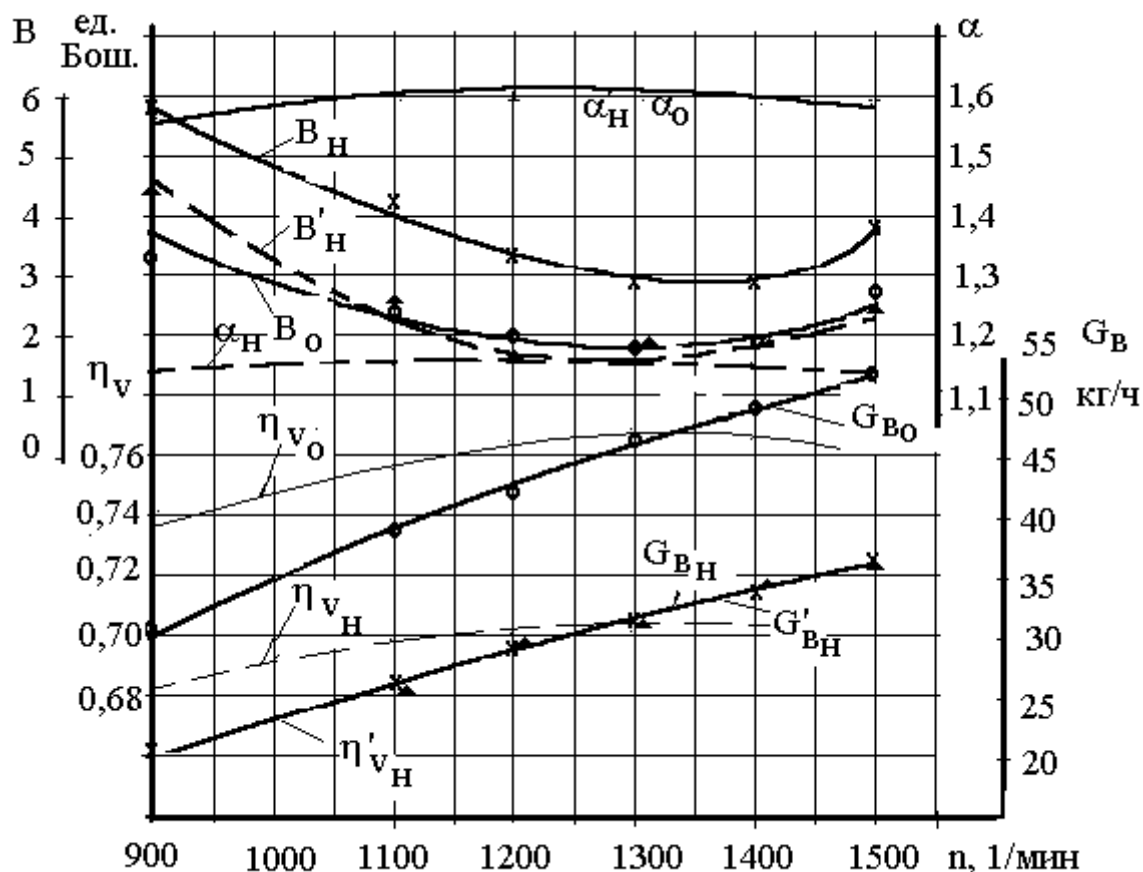


Рис. 4.8.7. Внешние скоростные характеристики дизеля 2Ч8,5/11 при работе на уровне моря («о») и в высокогорье с неизменной «равнинной» регулировкой («н») и с уменьшением подач топлива до исходного («равнинного») состава смеси («н'»):

G_b, η_v, α – часовой расход воздуха дизелем, коэффициент наполнения и коэффициент избытка воздуха, B – дымность отработавших газов

Сохранение неизменными коэффициентов избытка воздуха хотя и снижает мощностные показатели еще сильнее, но практически восстанавливает уровень дымности нормальных условий, за исключением режимов пониженных частот вращения.

В целом, при работе на высоте с неизменной «равнинной» регулировкой дизель имеет примерно на 20% пониженную мощность, на 30% более низкий коэффициент избытка воздуха и в 1,6–1,8 раз более дымный выпуск. Если провести регулировку дизеля на состав смеси «равнинной» регулировки, то эффективность дизеля снижается по сравнению с исходной «равнинной» на 30–35% при потере около 5% экономичности. При этом уровень дымности [ОГ](#) снижается на 15–25%. Таким образом, простая регулировка дизеля на условия высокогорья не обеспечила достаточной компенсации потерь экономичности и экологических качеств двигателя при очевидной потере мощности.

Анализ регулировочных характеристик топливной системы дизеля 248,5/11 с клапаном [РНД](#) показал, что увеличение длины линии высокого давления до 600 мм, ограничение хода клапана [РНД](#) величиной 0,4 мм, а также увеличение объема разгрузки нагнетательного клапана до 26 мм³ позволили получить достаточные расходные характеристики [СПБТ](#) через клапан. После отладки и регулировки системы с [РНД](#) на специально оборудованном стенде, она была установлена на дизеле. Стенд был снабжен измерителями расхода основного топлива и [СПБТ](#) (объемного типа), расхода воздуха (мерная шайба), измерителями частоты вращения и крутящего момента, дымомером типа Бош и другой необходимой аппаратурой. Установка [РНД](#) на модернизированную топливную систему позволяет не только восстановить, но и повысить производительность системы топливоподачи на всех скоростных и нагрузочных режимах. Применение клапана [РНД](#) практически не влияет на степень коррекции топливной аппаратуры. Этот факт отрицателен для топливной системы автотракторного двигателя. Но для дизеля – привода электрогенератора он не принципиален. При подаче через клапан [РНД](#) дизельного топлива повышение производительности системы составляло 20–40%.

После отладки системы на дизельном топливе проведены исследования с подачей [СПБТ](#). Показано, что массовая доля расхода [СПБТ](#) через клапан [РНД](#) (G^{CH} и $G^{CH'}$) составляет около 25% от полного массового расхода дизельного топлива. Более важным представляется доля (X_Q и X'_Q) и абсолютное значение тепла (Q), вводимого с [СПБТ](#) (Q^{CH} и $Q^{CH'}$) (рис. 4.8.9). Показано, что по отношению ко всему теплу, вводимому в цилиндры дизеля со смесевым топливом, она составляет от 20 до 22% во всем диапазоне скоростных режимов при работе по внешней скоростной характеристике ([BCX](#)).

Испытания двигателя с подачей в цилиндры [СПБТ](#) проведены в следующих условиях (рис. 4.8.10). На всех скоростных режимах газодизель регулировался на получение крутящего момента ($M_{e.n.}$) того, который он имел при работе по [BCX](#) на высоте в дизельном варианте с исходной «равнинной» регулировкой (следовательно эта характеристика газодизеля является не внешней скоростной, а корректорной, так как положение рейки на каждом режиме подбиралось таким, чтобы обеспечить получение нужного крутящего момента, при этом расход [СПБТ](#) определялся особенностью работы топливной аппаратуры и специальными средствами не регулировался).

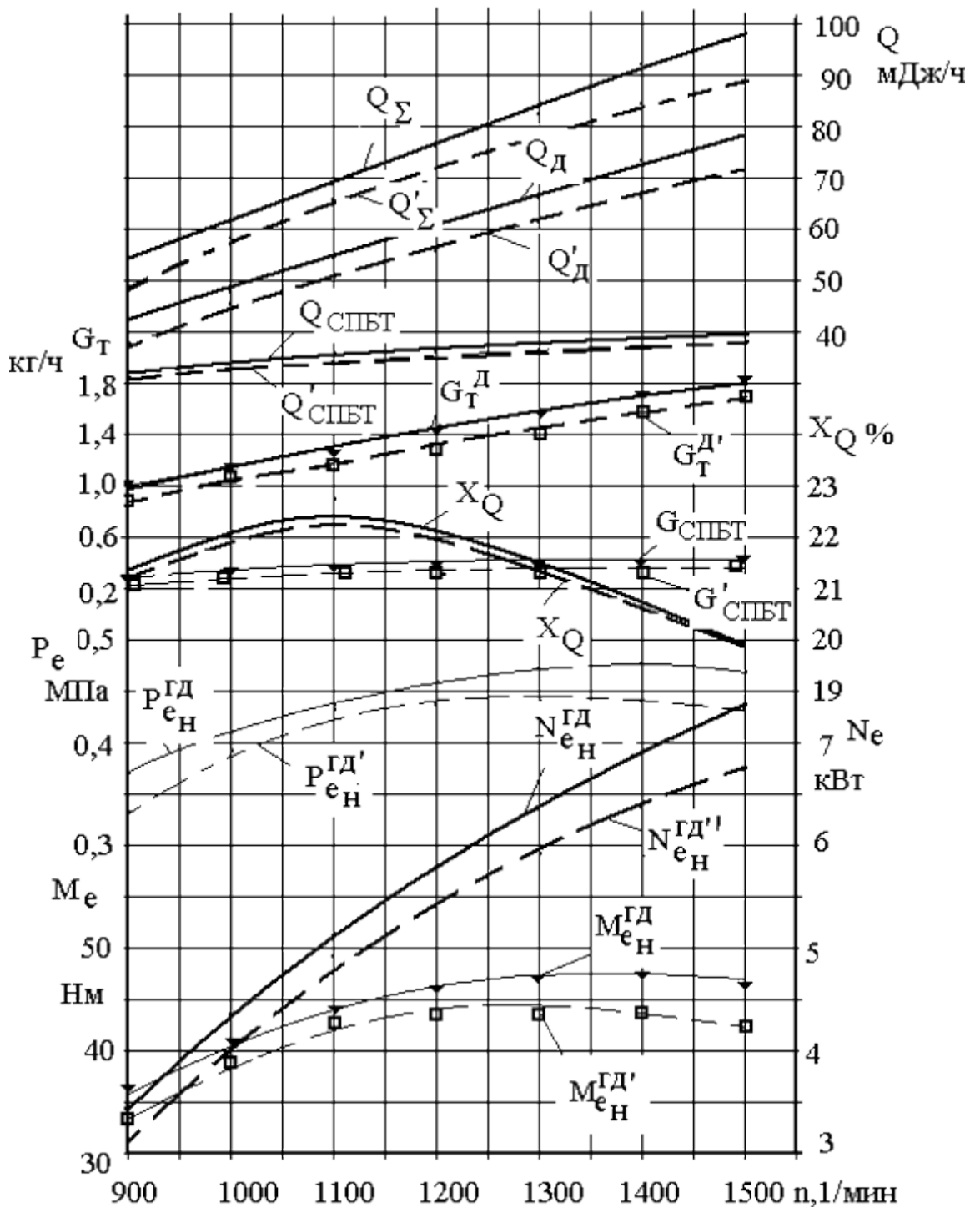


Рис. 4.8.9. Характеристики газодизеля с внутренним смесеобразованием на базе дизеля 248,5/11 при работе на высоте $H = 2500$ м над уровнем моря:

— — добавка [СПБТ](#) из условия сохранения характеристики

дизеля M_{eH} (индекс «гд»), - - - - добавка [СПБТ](#) при условии

сохранения неизменной дымности [ОГ](#) на номинальном скоростном

режиме на уровне $B = 2,3$ ед. Бош (индекс «гд'»). G^{CH} и $G^{CH'}$ – часовые расходы ГСН, G^A и $G^{A'}$ – часовые расходы дизельного топлива,

Q – часовой ввод тепла с дизельным топливом («д»), с СПБТ («гсн»)

и суммарный («Σ»), X – доля тепла, введенного с СПБТ

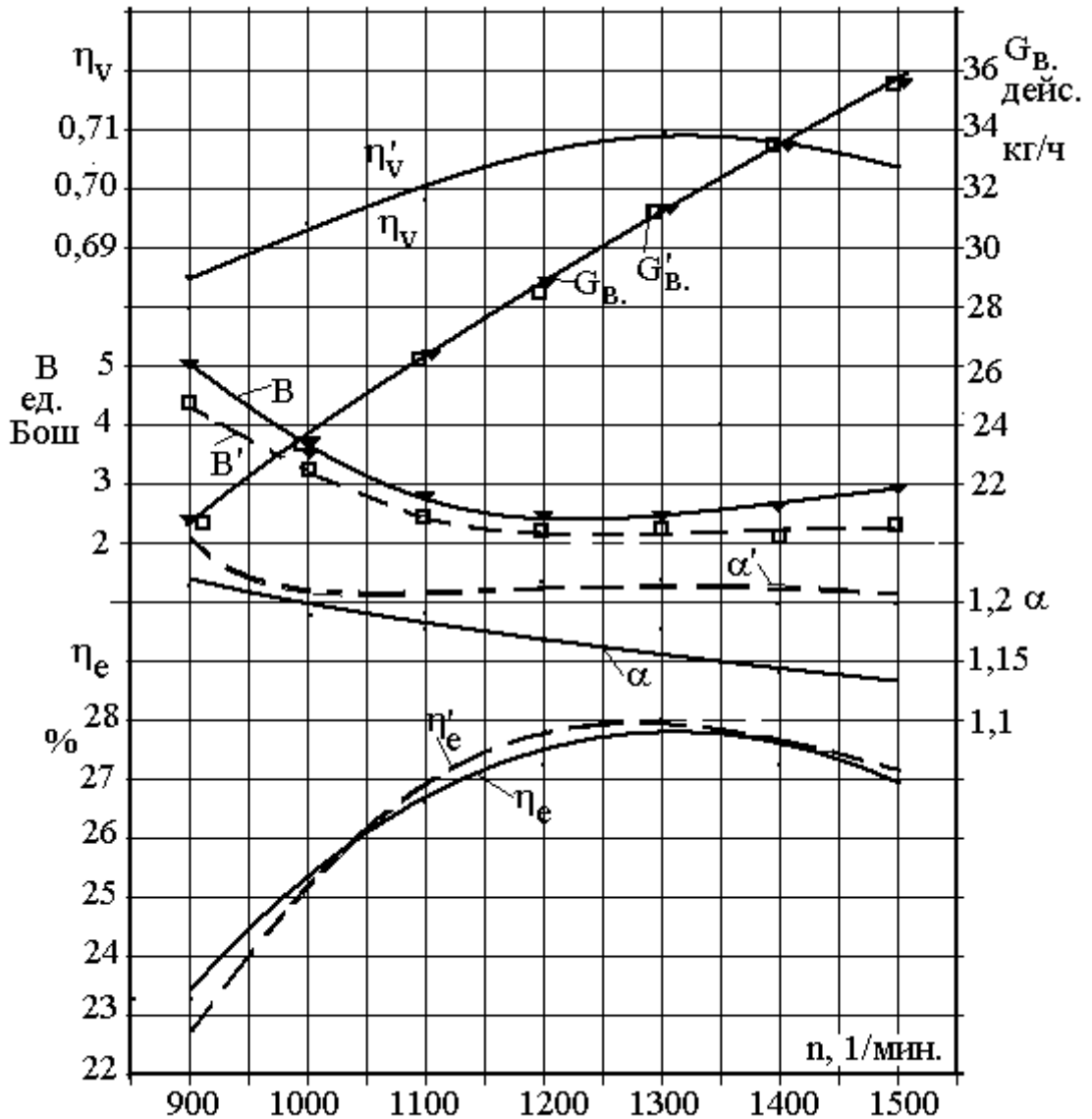


Рис. 4.

Рис. 4.8.10. Характеристики газодизеля с внутренним смесеобразованием при регулировках подачи СПБТ на неизменную характеристику $M_{e.n.}$ и неизменную дымность номинального режима $B = 2,3$ ед. Бош. (Обозначения см. на рис. 4.8.9)

На рис. 4.8.11 приведено сравнение литературных данных по изменению экономичности, эффективности и дымности ОГ дизелей с разными организациями рабочего процесса (разделенные и неразделенные камеры сгорания и т. д.) в условиях высокогорья с экспериментальными результатами данной работы. Видно, что показатели дизеля хорошо коррелируются с показателями, полученными для

вихрекамерных дизелей. Это является определенным подтверждением корректности результатов исследования. Показатели газодизеля с внутренним смесеобразованием являются более высокими по экономическим и экологическим качествам, чем показатели дизеля в условиях сохранения неизменной достижимой в этих условиях мощности дизеля.

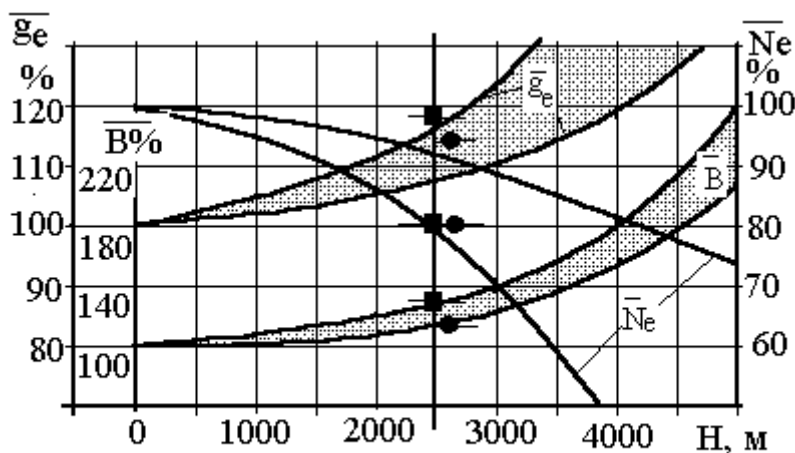


Рис. 5.

Рис. 4.8.11. Сравнение литературных данных с результатами исследования, представленными как отношение показателя в высокогорье к его значению на уровне моря

На номинальном скоростном режиме подбором положения рейки (при автоматически получаемом расходе [СПБТ](#)) двигатель регулировался на уровень дымности [ОГ](#) $B = 2,3$ ед. Бош, т.е. не выше того, который двигатель имел в условиях Москвы.

При этом расход дизельного топлива на номинале составлял порядка 1,85 кг/ч, а расход [СПБТ](#) – 0,43 кг/ч. Иначе говоря, с подачей [СПБТ](#) в цилиндр вводилось около 20% теплоты от всего введенного в двигатель тепла смесового топлива. Во втором случае положение рейки при $B = 2,3$ ед. Бош фиксировалось как номинальное и далее снималась [ВСХ](#) двигателя, т.е. без изменения положения рейки. Во втором случае потребовалось уменьшение мощности двигателя на номинальном скоростном режиме от 7,3 кВт до 6,7 кВт. Повылся коэффициент избытка воздуха, практически сохранилась экономичность двигателя, а дымность [ОГ](#) снизилась.

Сравнивая показатели дизеля при исходной регулировке с показателями газодизеля при одинаковых характеристиках ($M_{e.n.}$ и $M_{e.n.}^{га}$), можно отметить следующее. Экономичность газодизеля возросла до 10% на минимальной частоте вращения, на 2,5% – на частоте максимального момента и снизилась на 1,5–2% на номинальном режиме. Газодизель, как и дизель, работает при обогащенном составе смеси, в результате чего дымность [ОГ](#) у газодизеля снижается на 17–25% по сравнению с дизелем. Реализовать такую [корректорную характеристику](#) из-за переменности положения рейки достаточно сложно. При работе газодизеля по [ВСХ](#) при условии неперевышения дымности [ОГ](#) нормальных условий момент газодизеля составляет 90–97% от момента дизеля, а к.п.д. практически сохраняется на неизменном уровне.

С точки зрения токсичности выбросов, для дизеля – привода электрогенератора наибольший интерес представляют, конечно, показатели работы на режимах номинальной частоты вращения. А для автотракторного дизеля целесообразно провести сравнения с использованием 13-ступенчатого испытательного цикла. При этом токсичность сажи определялась как условная токсичность выброса, т.е. с учетом индекса токсичности (агрессивности) компонента [ОГ](#). Сравнения проведены при одинаковой развиваемой мощности дизеля и газодизеля в условиях $H = 2500$ м над уровнем моря. Показано существенное повышение экологических качеств газодизеля. Суммарная токсичность выбросов сажи газодизелем в этих условиях снижается по сравнению с суммарной токсичностью дизеля с 48,5 до 23,6 ед., т.е. в два раза.

4.9. Улучшение моторных свойств основного топлива

При использовании на дизеле альтернативных топлив, обладающих худшими физико-химическими свойствами, чем дизельное топливо, целесообразно применить регулирование этих свойств. Например, при применении топлив утяжеленного фракционного состава (УФС), легкого газойля каталитического крекинга (ЛГКК) можно добавкой легких синтетических парафиновых углеводородов ([ЛСПУ](#)) или диметил-эфира (ДМЭ), обладающих высокими ЦЧ, улучшить процессы смесеобразования-сгорания в области частичных режимов (где это наиболее целесообразно, так как на высокотемпературных полных нагрузках проблема применения таких топлив менее остра). Проблема повышения качества распыливания утяжеленных топлив, в том числе растительных масел, может решаться добавкой к топливу сжиженного нефтяного газа, улучшающего диспергирование, или насыщением топлива газом. Можно предположить, что в перспективе применение ФХР может стать полезным при использовании твердых топлив.

Дизелизация грузового автомобильного транспорта вызвала проблему расширения ресурса дизельных топлив за счет добавок к нефтяному топливу разного рода горючих веществ, смешиваемых и не смешиваемых с основным топливом. Проблема расширения ресурса дизельных топлив стимулирует поиск и разработку новых видов топлив для дизелей существующих конструкций. Например, газодизель, оборудованный двойной системой питания, где основным топливом являются природный газ (ПГ) или газ сжиженный нефтяной ([СПБТ](#)), подаваемые на всасывании. В качестве запального (по принципу внутреннего смесеобразования) используется дизельное нефтяное топливо, на котором осуществляются пуск, холостой ход и работа на малых нагрузках вследствие плохой воспламеняемости указанных газов, характеризующихся низкими цетановыми числами (ЦЧ). Однако природный газ может служить не только топливом для газового двигателя или газодизеля, но и сырьем для производства синтетических дизельных топлив, получаемых синтезом из СО и H_2 на катализаторах (процесс Фишера–Тропша). Этот процесс позволяет получить дизельное топливо с заданными показателями качества, но он весьма энергоемок и дорог. В результате такого процесса можно получить с меньшими энергетическими затратами легкие синтетические парафиновые углеводороды ([ЛСПУ](#)), стоимость которых примерно равна стоимости нефтяного дизельного топлива. Эти [ЛСПУ](#) обладают повышенными испаряемостью и воспламеняемостью, но малыми вязкостью и плотностью, что затрудняет их применение в качестве топлива для дизелей. Однако в смеси с утяжеленными видами нефтяных топлив по своим показателям качества легкие [ЛСПУ](#) могут представить определенный практический интерес. [ЛСПУ](#) хорошо смешиваются с любым нефтепродуктом, образуя стабильную смесь. В растворе с утяжеленными нефтяными топливами они позволяют создавать

смесевые топлива для дизелей с показателями качества, удовлетворяющими условиям эксплуатации в высокооборотных дизелях. Эта же способность [ЛСПУ](#) к созданию стабильных смесей с нефтепродуктами позволяет использовать тяжелые нефтяные фракции (соляровые, а также легкий газойль каталитического крекинга (ЛГКК) в процессе производства топлив для дизелей). Применение в автотракторных дизелях нефтяных топлив утяжеленного фракционного состава (УФС), а также ЛГКК в смеси с [ЛСПУ](#) является одним из путей расширения ресурса дизельных топлив. Требования к показателям качества нефтяных дизельных топлив устанавливались на основании многолетних наблюдений за работой дизелей, их рабочим процессом и эксплуатационными характеристиками, а конструкция дизелей создавалась с учетом требований к показателям качества топлива. Основные показатели качества нефтяных топлив для быстроходных

дизелей представлены в соответствующих ГОСТах. По ГОСТ 305-82 вырабатываются три марки нефтяных дизельных топлив: Л, З, А, соответствующие различным климатическим условиям эксплуатации дизелей. Наиболее массовое летнее дизельное топливо Л по сравнению с зимним З имеет повышенные вязкость, плотность, худшую испаряемость, в значительной степени влияющие на качество смесеобразования и сгорания топлива в дизеле. В качестве летнего топлива временно допущено применение топлив УФС по ТУ 38.001355-86. Показатели качества топлива УФС отличаются от допустимого предела показателей качества летнего дизельного топлива по ГОСТ 305-82. Кроме увеличения температуры выкипания «хвостовых» фракций, топливо УФС имеет повышенные вязкость, плотность и худшие низкотемпературные свойства, что вызывает увеличение удельного расхода топлива и повышенную дымность отработавших газов ([ОГ](#)) при работе дизелей. По многочисленным исследованиям работы дизелей качество любого нового топлива целесообразно оценивать сравнением с показателями качества стандартного дизельного топлива Л, представленными в указанном ГОСТе. Здесь рассматриваются возможности улучшения качества нефтяного дизельного топлива УФС, а также ЛГКК, применяющегося в настоящее время в небольших количествах (до 20%) в качестве компонента стандартного дизельного топлива Л. Необходимо отметить, что ЛГКК – продукт, ресурсы которого могут быть значительно расширены за счет дальнейшего углубления переработки нефти.

ЛГКК отличается от прямогонного топлива повышенным содержанием непредельных углеводородов, вызывающих при окислении топлива осадки, а также увеличенным содержанием ароматических углеводородов, значительно ухудшающих воспламеняемость (снижающих ЦЧ). ЦЧ ЛГКК по оценке на установке ИДТ-69 оказалось ниже 20. Более точно определить величину ЦЧ, если оно меньше 20, по

стандартному методу (ГОСТ 3122-67) совпадения вспышек и критической степени сжатия невозможно. Высокое содержание в ЛГКК непредельных и ароматических углеводородов способствует также повышению нагарообразования в дизеле и увеличению дымности [ОГ](#). Воспламеняемость ЛГКК можно улучшить добавкой [ЛСПУ](#). А так как топлива УФС и ЛГКК имеют также худшую способность к распыливанию вследствие больших вязкости и плотности, что увеличивает дымность [ОГ](#), то добавка [ЛСПУ](#) позволит получить смесевые топлива, обладающие не только приемлемой воспламеняемостью, но и обеспечивающие уменьшение дымности [ОГ](#) и нагарообразования в дизеле. Ухудшенное распыливание и увеличение дальности топливной струи при работе на топливах УФС, вероятно, приводят к утечкам наиболее тяжелых фракций через замки и зазоры поршневых колец, что, в свою очередь, вызывает смывание масляной пленки с зеркала цилиндра и повышает изнашивание цилиндро-поршневой группы (ЦПГ).

Наблюдаемые при применении топлив, содержащих ЛГКК, повышенные отложения на иглах форсунок могут вызвать зависание их, подтекание топлива и закоксовывание сопловых отверстий распылителей форсунок. Все эти эксплуатационные трудности должны устраняться добавкой к топливам УФС и ЛГКК легких парафиновых углеводородов.

Результаты исследований физико-химических показателей исходных топлив УФС, ЛГКК, [ЛСПУ](#), а также их смесей в сравнении со стандартным топливом Л-0,2-40 приведены в табл. 4.9.1.

Таблица 4.9.1

Сравнение физико-химических характеристик исходных и смесевых топлив (на основе альтернативных)

Показатели	ЛСПУ C ₅ -C ₁₀	УФС	УФС+ +15% ЛСПУ	УФС+ +30 % ЛСПУ	ЛГК К	ЛГКК + +30% ЛСПУ	Л- 0,2- 40
Плотность при 20 °С, кг/м ³	679,8	836	809,2	785,4	938	856,3	833,2
ЦЧ	60,5	56	56,5	57,5	<20	33	56
Начало кипения, °С	52	197	72	63	189	62	155
Перегоняется при t °С: 10%	-	227	140	112	235	106	197
50%	70	276	272	244	260	238	245
90%	103	337	358	356	290	284	328
96%	145	360(91%)	360(94%)	360	306	306	360
157))				
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм ² /с	0,62	4,9	3,16	2,06	3,45	1,55	4,58
Содержание серы, %	Отсутствует	0,533	0,46	0,38	0,72	0,5	0,2
Испытан. на медной пластинке	Выдерживают						
Концентрация фактич. смол, мг/100 см ³ топлива	4	33*	45	36	34	28	50**

Показатели	ЛСПУ C ₅ -C ₁₀	УФС	УФС+ +15% ЛСПУ	УФС+ +30% ЛСПУ	ЛГКК	ЛГКК+ +30% ЛСПУ	Л- 0,2- 40
Кислотность, мг КОН/100 см ³ топл.	0,58	1,70	1,73	1,79	1,10	0,95	0,80
Давл. насыщ. паров при 38 °С,кПа	34	0,26	6,3	14	0,26	15	0,32
Температура, °С помутнения застывания	Ниже -60	+4 -4	+1 -7	-2 -15	-26 -31	-35 -46	-5 -10
Стабильность при хранении:	0,73	2,40	2,30	2,06	0,2	9,8	8,6
кислотность	Отсутствует	49	139	74	45	47	22
коцентр.факт. смол	Отсутствует	2,5	2,1	1,7	0,5	0,6	0,9
осадок	0	1,7	0,67	0,625	1,02	0,679	0,496
оптич.плотность							

Показатели	ЛСПУ C ₅ -C ₁₀	УФС	УФС+ +15% ЛСПУ	УФС+ +30% ЛСПУ	ЛГКК	ЛГКК+ +30% ЛСПУ	Л- 0,2- 40
Защитная способн. на приборе Пинкевича(ст.3), г/м ² напресной воде, насоленной воде	Не определялась из- за отсутствия тепл. реж.	1,2 2,2	2,0 21,8	1,1 20,0	2,3 28	2,6 27	2,3 23,2

Коррозия стали в условиях конденсации воды, г/м ²	То же	3,1	1,4	1,3	2,4	1,7	2,0
Коррозия меди при 170 °С, г/м ²	Отсутствует	4,6	1,85	1,29	1,40	1,94	2,47
Йодное число, гI ₂ /100см ³ топл.	Отсутствует	2,14	1,82	1,50	9,8	6,5	2,00
Температура вспышки в закрытом тигле, °С	-35	78	-10	-22	84	-19	40

По энергетическим показателям топливо УФС и топливо, содержащее ЛГКК, соответствуют стандартному дизельному топливу, а по воспламеняемости, оцениваемой ЦЧ, УФС даже несколько превосходит стандартное дизельное топливо. Из-за более тяжелого фракционного состава пуск дизеля на УФС при низких температурах окружающего воздуха более затруднен, чем на дизельном топливе, по причине плохого распыливания и меньшей испаряемости. Пуск дизеля на топливе ЛГКК при низких температурах, а также работа на холостом ходу и малых нагрузках практически невозможны вследствие малого ЦЧ. Кроме того, следует отметить, что у топлива ЛГКК температура конца кипения хотя и ниже, чем у дизельного топлива, однако температуры начала кипения, отгонки 10, 50 и 90%, а также плотность выше, чем у дизельного топлива Л, т.е. вся основная масса углеводородов ЛГКК тяжелее, чем у дизельного топлива, что также неблагоприятно сказывается на пуске, холостом ходу и малых нагрузках дизеля при работе на ЛГКК.

Содержание непредельных углеводородов, снижающих химическую и термическую стабильность топлива, оценивается йодным числом (по ГОСТ 305-82 – не более грамма йода на 100 см³ топлива). Добавка [ЛСПУ](#) к топливу ЛГКК уменьшит этот показатель. Добавка 15% [ЛСПУ](#) к топливу УФС снизила его вязкость до нижнего предела стандартного летнего дизельного топлива, но фракционный состав и содержание фактических смол в этом смесевом топливе превышали установленные нормы для топлива Л. Последнее можно объяснить разными температурными условиями определения концентрации фактических смол (у топлива УФС температура испытаний 250 °С, а у дизельного топлива и у смесевых топлив она равна 225 °С). Добавка 30% [ЛСПУ](#) к топливу УФС снизила содержание фактических смол до требований ГОСТ 305-82 к топливу Л, а вязкость и плотность упали до значений, близких к показателям арктического дизельного топлива. Добавка [ЛСПУ](#) к топливам УФС и ЛГКК существенно повлияла на их стабильность при хранении. Отмечаются повышение концентрации фактических смол при добавке 15% [ЛСПУ](#) к утяжеленному топливу УФС и снижение их концентрации при добавке 30% [ЛСПУ](#). Это явление, очевидно, объясняется тем, что фактические смолы хорошо растворяются в углеводородной части топлива УФС при обычной температуре, а с изменением количества добавки [ЛСПУ](#) меняется значение критической

концентрации растворенных фактических смол в смесевом топливе в условиях окисления топлива при оценке стабильности при хранении. На основании проведенного исследования для испытаний на дизеле был принят состав двух смесевых топлив 70% УФС + + 30% [ЛСПУ](#) и 70% ЛГКК + 30% [ЛСПУ](#). При испытании смесевое топливо состава 70% УФС + 30% [ЛСПУ](#) на дизеле 1С48,5/11,5 (частота вращения $n = 900 \text{ мин}^{-1}$, степень сжатия 18, угол опережения впрыскивания 13° п.к.в. до ВМТ) изменение давления и температуры в цилиндре дизеля отличалось в пределах 3,5% в сторону уменьшения при работе на смесевом топливе вблизи ВМТ. На линии расширения температура в цилиндре после 390° угла поворота коленчатого вала при работе на смесевом топливе различается в пределах последующих 80° и к 440° выравнивается с температурной кривой при работе на дизельном топливе. Максимальная скорость нарастания давления сгорания $(dp/d\varphi)_{\max}$ практически осталась без изменения. Характеристика теплоиспользования при работе на смесевом топливе достигает максимума позже, примерно на 10° угла поворота коленчатого вала. Имеют различия и характеристики изменения интенсивности теплоиспользования. Так, при работе на смесевом топливе увеличилась фаза диффузионного сгорания за счет фазы объемного сгорания. Все эти особенности протекания рабочего процесса, возможно, объясняются тем, что в топливе УФС вследствие несколько большего содержания тяжелых углеводородов, выкипающих при температуре выше 360°C , происходит догорание их на линии расширения в течение большего угла поворота коленчатого вала. Для исследования показателей рабочего процесса полноразмерного дизеля были проведены испытания на дизеле Д-242 (4С11/12,5) с частотой вращения $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 44 \text{ кВт}$. Внешняя скоростная характеристика на базовом дизельном топливе Л-0,2-40 снималась при $n = 1800, 1600, 1400, 1200$ и 1000 мин^{-1} . В процессе испытаний замерялись расходы топлива, воздуха, нагрузка, а также дымность и токсичность [ОГ](#) по выбросам оксидов углерода СО и окислов азота NO_x . С этой базовой скоростной характеристикой сравнивались скоростные характеристики того же дизеля при работе на двух смесевых топливах 70% УФС + 30% [ЛСПУ](#) и 70% ЛГКК + 30% [ЛСПУ](#). Причем на номинальном режиме при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ рейка ТНВД фиксировалась в положении достижения нагрузки, равной нагрузке при работе дизеля на базовом топливе Л-0,2-40 (рис. 4.9.1).

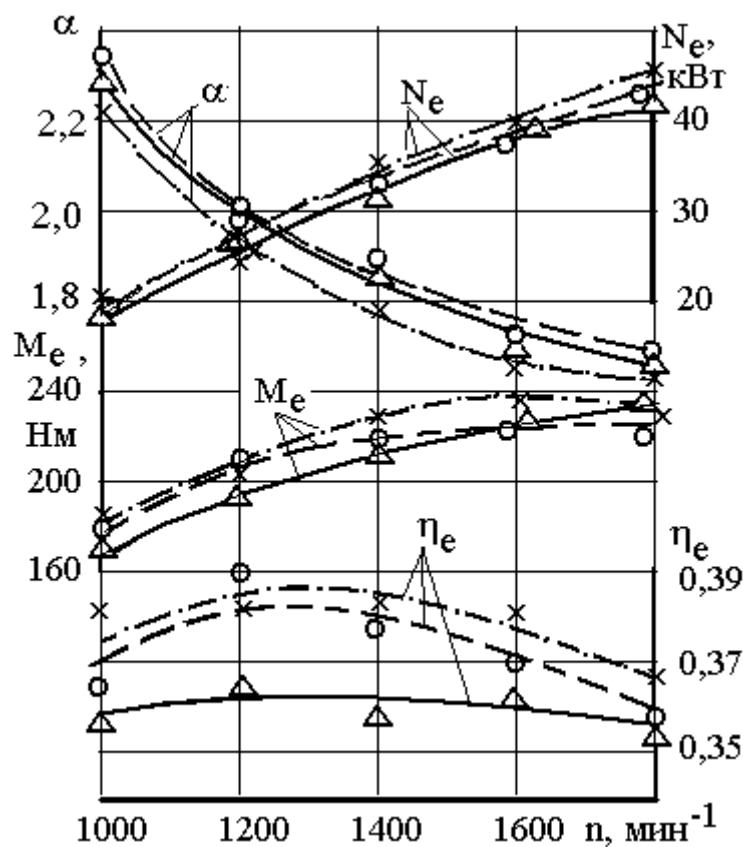


Рис. 4.9.1. Скоростная характеристика дизеля типа Д-242 (4Ч11/12,5):

1 – работа на дизельном топливе, 2 – работа на смесевом топливе ЛГКК + 50% [ЛСПУ](#), 3 – работа на УФС + 50% [ЛСПУ](#)

Угол опережения впрыскивания не менялся. Проведенные испытания показали, что дизель нормально работал на указанных смесевых топливах; не наблюдалось никаких существенных отклонений по замеряемым параметрам. Анализ результатов испытаний показал, что дизель работал с большей эффективностью на смесевых топливах, особенно на смеси УФС с [ЛСПУ](#). При работе двигателя на указанных

топливах меньше всего затрачивалось тепла на создание

1 кВт · ч работы. Добавка [ЛСПУ](#) сокращает весь период сгорания, т.е. делает цикл термодинамически более выгодным, что также сказывается на эффективности работы дизеля на смесевых топливах. Анализ [ОГ](#) показал, что по концентрации СО в них оба смесевых топлива несколько превышают выбросы, полученные при работе на дизельном топливе. Выбросы NO_x на номинальном режиме у смесевых топливах, состоящих из УФС и [ЛСПУ](#), меньше, чем у дизельного топлива, а у топлива, состоящего из ЛГКК и [ЛСПУ](#), и дизельного топлива – одинаковы, но на средних режимах наблюдаются выбросы в [ОГ](#), увеличивающиеся в пределах 30%. Такое явление, возможно, объясняется более высокими температурами, возникающими в камере сгорания вследствие вероятного увеличения жесткости работы на смеси ЛГКК и [ЛСПУ](#), имеющей меньшее ЦЧ по сравнению со стандартным топливом. Дымность [ОГ](#) (рис. 4.9.2) на малых и средних режимах при работе на смесевых топливах оказывается ниже, чем при работе на стандартном дизельном топливе.

На номинальном режиме дымность $ОГ$ несколько увеличивается в пределах 5–10% при работе на топливе из ЛГКК и [ЛСПУ](#) и в пределах 30% при работе на топливе из УФС и [ЛСПУ](#) по сравнению с дымностью $ОГ$ при работе на нефтяном дизельном топливе Л. Заметное увеличение дымности на номинальном режиме при работе на топливе, состоящем из УФС с добавкой 30% СПУ, очевидно, происходит вследствие ухудшения полноты сгорания в условиях понижения коэффициента избытка воздуха и уменьшения температуры цикла на этом режиме, о чем свидетельствует снижение концентрации NO_x .

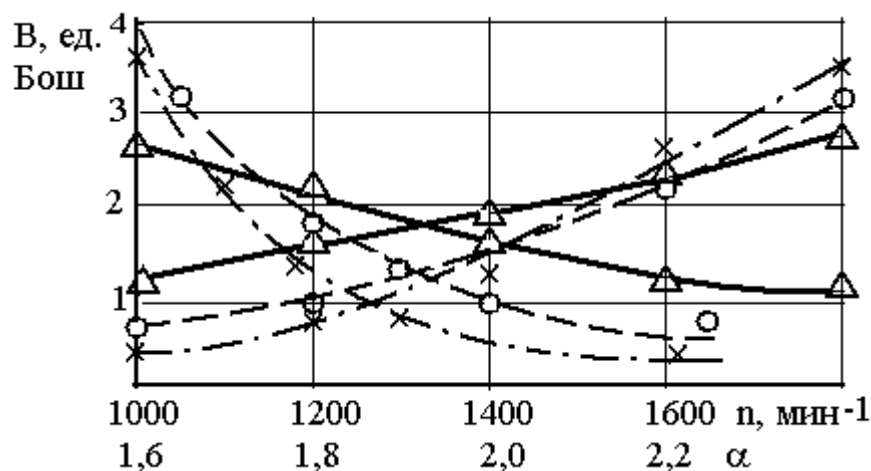


Рис. 4.9.2. Характеристики дымности дизеля 4С11/12,5:

1 – работа на дизельном топливе, 2 – работа на топливе ЛГКК + 50% [ЛСПУ](#), 3 – работа на топливе УФС + 50% [ЛСПУ](#)

На основании проведенной работы можно утверждать следующее: принципиально возможна работа дизеля на смесевых топливах составов: 30% [ЛСПУ](#) + 70% УФС и 30% [ЛСПУ](#) + 70% ЛГКК; наличие в смесевом топливе легкого компонента [ЛСПУ](#) с повышенными испаряемостью и воспламеняемостью положительно сказывается на смесеобразовании и сгорании смесевого топлива, что позволяет вовлекать в производство дизельных топлив утяжеленные фракции как первичной, так и вторичной переработки нефти; требуются дополнительные мероприятия по организации рабочего процесса для уменьшения дымности $ОГ$ на номинальном режиме при работе на УФС с добавкой 30% [ЛСПУ](#), а также по снижению выбросов NO_x на средних режимах при работе на топливе ЛГКК с 30% [ЛСПУ](#).

4.10. Утилизация различных горючих отходов

Одним из источников долговременного загрязнения окружающей среды является отработанное масло (ОМ) дизелей дорожных и строительных машин, попадающее на почву из-за технических неисправностей техники, в результате несоблюдения правил проведения операций технического обслуживания, связанных со сменой масла, и т.д. В настоящее время уделяется большое внимание сбору и повторному использованию ОМ после регенерации. Известен также метод утилизации ОМ путем сжигания его во вспомогательных теплотехнических установках. Например, в Австрии практикуется сжигание ОМ в дизелях после соответствующей предварительной подготовки смеси топлива с ОМ. Однако этот метод не исключает непроизвольного попадания масла на почву, увеличивает стоимость эксплуатации машин из-за

дополнительных операций сбора, хранения ОМ, подготовки и хранения смесей. В последние годы некоторыми ведущими зарубежными дизелестроительными фирмами разработаны системы оперативной (во время работы дизеля) подготовки топливомасляной смеси, подачи ее в дизель и сжигания в цилиндрах. В системе фирмы Klöckner-Humboldt A.G. ОМ отбирается из картера и подается для смешивания в расходный топливный бак. Полученная смесь после тонкой фильтрации поступает в топливный насос высокого давления и впрыскивается в цилиндры двигателя. Недостаток этой системы – увеличение концентрации масла в топливе по мере его расходования, а также необходимость высокой тонкости фильтрации смеси, поступающей в прецизионные пары топливного насоса высокого давления (ТНВД).

В системах фирм International Harvester Co. Ltd., Nissan Dsidosya K. K., Citroen предусматриваются средства дозирования вводимого в топливо масла, поддержания заданной концентрации масла в нем и автоматического долива свежего масла по мере его расходования.

Общий недостаток всех указанных систем заключается в том, что топливомасляная смесь подается в цилиндры двигателя с помощью топливного насоса высокого давления, что ужесточает требования к степени очистки смеси. Кроме того, добавка в топливо ОМ приводит к увеличению вязкости смеси, снижению качества распыления топлива. Это может существенно сказаться на протекании процесса сгорания на пониженных тепловых режимах работы двигателя, например, на режиме холостого хода. В таких случаях целесообразно отключать подачу ОМ, однако известные системы подобной возможности не предусматривают.

Анализ экономической эффективности метода сжигания ОМ показал, что, несмотря на увеличение расхода масла на угар, ощутимый экономический эффект при эксплуатации строительной дорожной техники достигается уже через 250–500 часов работы благодаря ликвидации вынужденных простоев для смены масла, устранению затрат на сбор, хранение, транспортирование ОМ, существенной экономии средств, отпускаемых в ряде стран на экономическую компенсацию экологического ущерба, а также благодаря экономии топлива при его частичной замене ОМ.

Следует отметить, что существует метод повышения срока службы масла увеличением вместимости масляной магистрали, а также сознательным увеличением естественного угара масла. Однако специальные исследования показали, что метод увеличения угара масла с пленки поверхности камеры сгорания по сравнению с методом выгорания масла, распыленного в объеме, приводит к значительному повышению выброса различных полициклических ароматических углеводородов, в том числе канцерогенных, что ограничивает применимость такого метода. При сжигании ОМ в цилиндрах двигателя возникают сопутствующие проблемы: дымность отработавших газов (ОГ), нагарообразование в цилиндрах, закоксовывание распылителей и др.

Здесь рассмотрены результаты исследования метода и реализующей его системы оперативного ввода ОМ в топливо для сжигания полученной смеси в цилиндрах дизеля. Предложена методика оценки того минимального количества масла, которое следует сжигать (принудительный угар) в дополнение к естественному угару для достижения желательного времени работы масла при полном или частичном отказе от операций слива ОМ. Сущность методики заключается в следующем. С увеличением угара масла возникает необходимость в дополнительном заливе свежего. При известных законах (обычно

экспоненциальных) возрастания концентраций механических примесей в масле, снижения концентраций присадок в нем можно определить то необходимое количество свежего масла (взамен угара), при котором момент достижения браковочного уровня указанных концентраций отдалается на сколь угодно большой период, т.е. масло можно использовать без замены.

По результатам анализа существующих систем подачи ОМ вместе с топливом в цилиндры дизеля был выбран способ подачи масла в линию высокого давления (ЛВД) через обратный клапан регулирования начального давления (клапан РНД). Система подачи ОМ в топливо представлена на рис. 4.10.1.

Клапан РНД 4, подключен в ЛВД 3 между топливным насосом высокого давления (ТНВД) 5 и форсункой 2 исследуемого дизеля 1. Масло из главной масляной магистрали дизеля отбирается во время его работы с помощью подкачивающего мембранного насоса 8, имеющего гидравлический привод от волн отсечки, поступающих к его мембране по трубопроводу 6 от ТНВД 5. После тонкой фильтрации в фильтре 7 ОМ подводится к клапану 4 РНД.

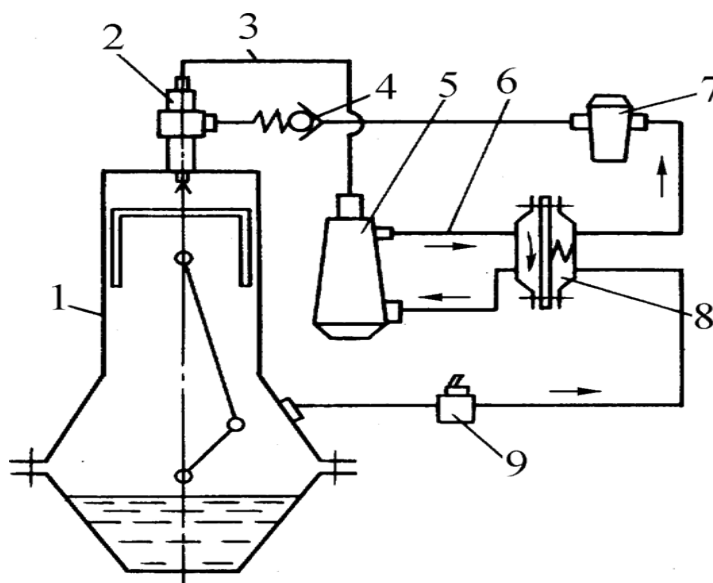


Рис. 4.10.1. Система подачи отработанного масла в топливо:

1 – дизель, 2 – форсунка, 3 – линия высокого давления (ЛВД),

4 – обратный клапан – клапан РНД, 5 – топливный насос высокого

давления (ТНВД), 6 – линия отсечки подачи из ТНВД, 7 – фильтр,

8 – мембранный подкачивающий насос, 9 – электромагнитный клапан включения подачи отработанного масла в дизель

Для отключения (включения) подачи ОМ в насос 8 служит электромагнитный клапан 9, управляемый дистанционно водителем из кабины транспортного средства. Этот клапан предотвращает одновременно слив масла из элементов системы при неработающем дизеле. Работа клапана РНД зависит от гидравлических явлений в ЛВД, определяемых конструкцией нагнетательного клапана (обычно имеющего увеличенную разгрузку) ТНВД дизеля. При посадке нагнетательного клапана на седло его разгрузочный поясок формирует в ЛВД волну разрежения с периодами $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ (рис. 4.10.2, φ – угол поворота коленчатого вала), в результате чего клапан РНД открывается на величину $h_{ок}$, и ОМ поступает в ЛВД. При этом необходимо отметить, что при закрытии обратного клапана РНД под действием возрастающего давления топлива $P'_н$ часть масла, поступившего в ЛВД, выбрасывается обратно в линию подачи ОМ. Таким образом, расход ОМ в ЛВД зависит от соотношения расхода положительного (+), т.е. внутрь ЛВД, и отрицательного (-), т.е. из ЛВД.

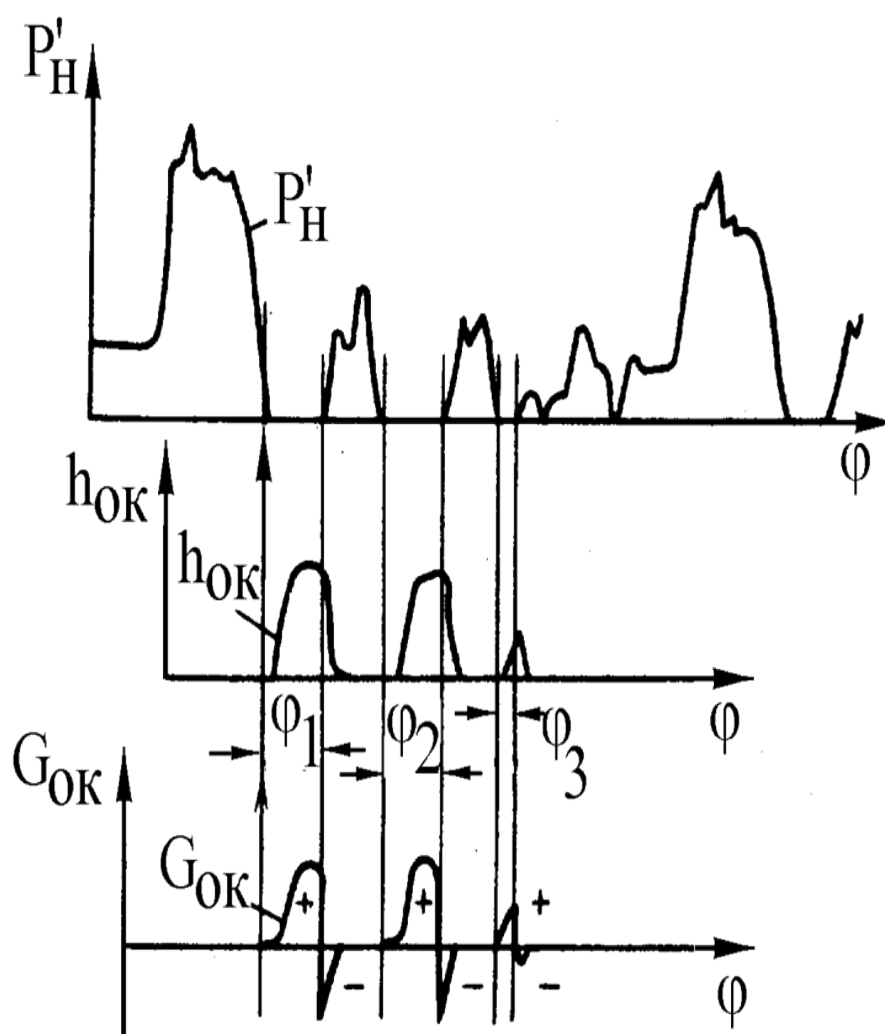


Рис. 4.10.2. Осциллограммы работы топливного насоса:

$P'_н$ – давление в штуцере насоса, $h_{ок}$ – ход обратного клапана – клапана РНД, $G_{ок}$ расходы добавки (масла) через клапан РНД, + и – соответственно расход внутрь ЛВД и обратный выброс из ЛВД

Подача ОМ при прочих равных условиях будет тем больше, чем меньше остаточное давление в ЛВД, зависящее от разгрузочного объема (хода) нагнетательного клапана ТН. Известно, что остаточное давление зависит от режима работы топливной аппаратуры и самого дизеля, следовательно, в зависимости от вида этой характеристики будет изменяться и характеристика подачи ОМ в ЛВД. В общем случае количество подаваемого в ЛВД масла на данном режиме работы дизеля зависит от проходного сечения клапана [РНД](#), массы его подвижных частей, жесткости возвратной пружины, хода клапана и перепада давления на клапане. С уменьшением нагрузки и частоты вращения (режим холостого хода) увеличивается расход ОМ в ЛВД (подтверждено результатами исследования данного дизеля), что нежелательно. Для корректирования характеристики подачи масла в ЛВД желательно использовать специальный обратный клапан, снабженный дополнительным запорным элементом (клапан-корректор). Если такой клапан отсутствует, то необходимо отключить подачу ОМ в двигатель, используя электромагнитный клапан. Исследования особенностей протекания рабочего процесса в дизеле при использовании смеси дизельного топлива и ОМ проведены на тормозном стенде с двигателем Д-242 (4С11,0/12,5). Двигатель был оборудован предложенной системой. Сравнительные характеристики мощности, экономичности дизеля и дымности [ОГ](#) получены при работе дизеля на чистом дизельном топливе (ДТ) и смесях – 1% ОМ + ДТ, 3% ОМ + ДТ, 0,5% ОМ + ДТ и 10% ОМ + ДТ (рис. 4.10.3).

В качестве добавки использовали масло марки М8Г₂. Для сравнения – масло марки И-20. Параметры дизеля за-меряли штатной стендовой контрольно-измерительной аппаратурой, дымность [ОГ](#) – дымомером Bosch – EFAW 65. На рис. 4.10.4 показано влияние процентного содержания ОМ в смеси на дымность при работе дизеля на разных скоростных режимах. Здесь же показаны точки выбросов сажи, когда в качестве добавки в топливо применялось масло И-20. Испытания на надежность и долговечность в рамках данного исследования провести не удалось, однако при визуальном исследовании форсунок, отработавших более 10 ч на смеси ДТ с 1–2% ОМ, закоксовывания распылителей не обнаружено.

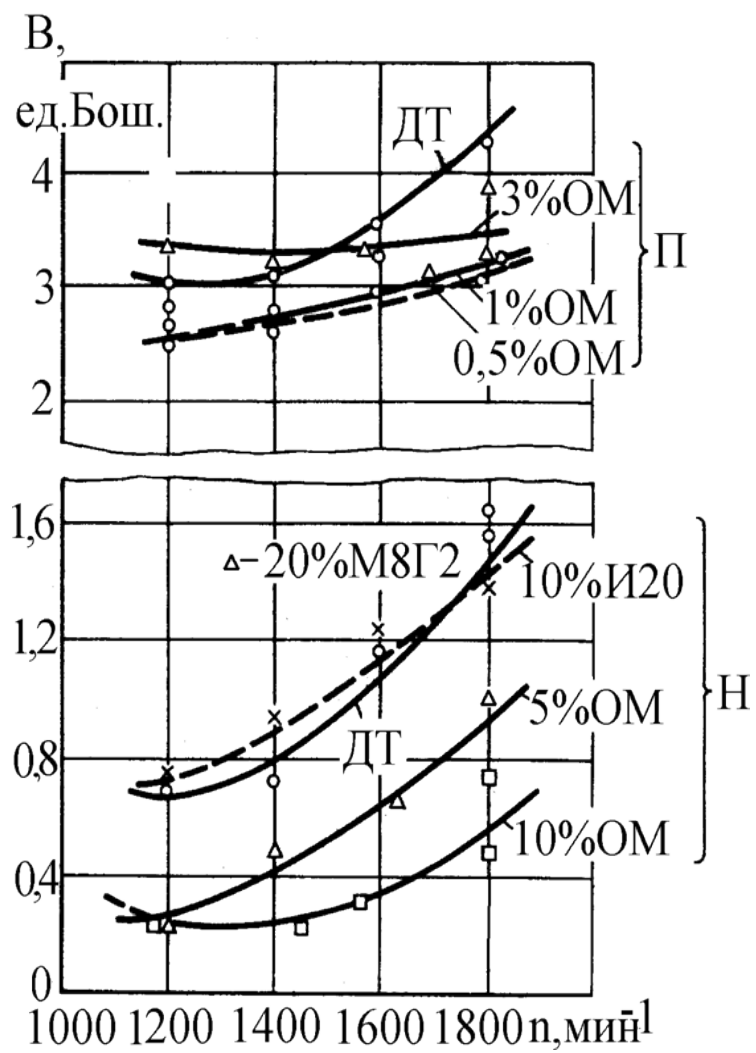


Рис. 4.10.3. Зависимость дымности (B) отработавших газов

от частоты вращения вала дизеля при различном процентном

содержании отработанного масла (ОМ) в дизельном топливе:

Π – режимы с перегрузкой, H – режимы полной нагрузки

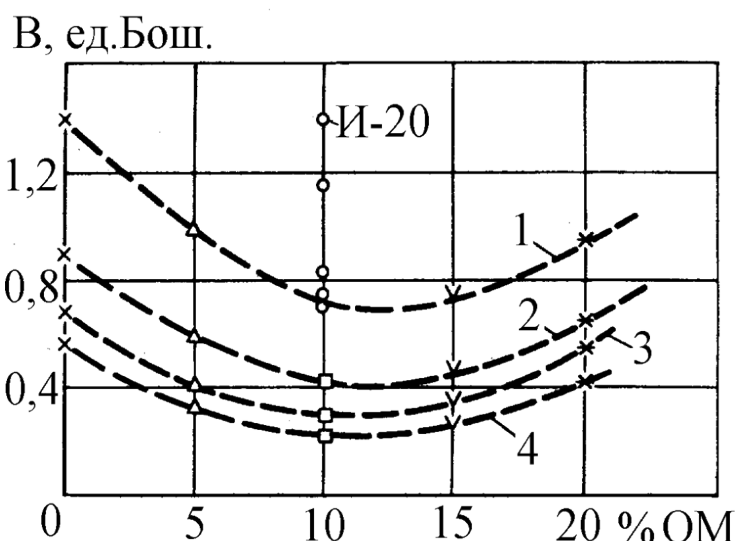


Рис. 4.10.4. Зависимость дымности ОГ от процентного содержания ОМ при различной частоте вращения вала дизеля:

1 – $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, 2 – 1600 мин^{-1} , 3 – 1400 мин^{-1} , 4 – 1200 мин^{-1}

Таким образом, добавка ОМ в дизельное топливо не оказывает отрицательного влияния на мощностные показатели дизеля; при добавке к топливу до 3% ОМ характеристика теплоиспользования при работе на полных нагрузках практически не претерпевает изменения, т.е. рабочий процесс не нарушается. Добавка в топливо до 10% ОМ снижает дымность ОГ при работе в области полных нагрузок, что частично может быть объяснено наличием в ОМ металлоорганических сажеподавляющих присадок, содержащих барий, кальций, цинк и другие металлы. Этот эффект подтверждается сравнением результатов испытаний дизеля, работавшего на ДТ с ОМ без присадок, с присадками, а также с добавкой масла И-20. При работе на холостом ходу и частичных нагрузках содержание ОМ в топливе должно быть ограничено или сведено к нулю из-за резкого возрастания выброса углеводородов, дымности, ухудшения экономичности, что связано, очевидно, с понижением температуры в камере сгорания дизеля. При перегрузках дизеля допустимое (по параметрам сохранения исходной дымности) содержание ОМ в топливе снижается до 0,5–1%, что связано, видимо, со снижением коэффициента избытка воздуха.

Одной из актуальных проблем современности является уничтожение, утилизация или регенерация жидких отходов различных химических, нефтехимических, биохимических и т.д. производств. В этих случаях речь идет о производствах, при реализации технологических процессов которых образуются, скапливаются различные вещества, отходы, избыточные, сопутствующие продукции загрязнители окружающей среды, требующие значительных затрат на их хранение, уничтожение, регенерацию, утилизацию. Часто такие затраты являются вынужденными (т.е. они не требуются для основного технологического процесса) и оправданными лишь экологической обстановкой в данном регионе. В то же время подобные вещества могут стать энергоносителями, потенциально применимыми в региональном, локальном масштабе или, как минимум, для внутризаводского, внутрицехового транспорта и т.д. В качестве примера можно привести такие вещества, как кубовые остатки производства медицинских препаратов в биохимическом производстве (последние содержат, в частности, *n*-бутанол, бутилацетат, воду

и различные сахара), избыточные продукты химических производств (смеси парафиновых углеводородов), приведенные выше отработанные масла и другие технические жидкости и т.д. Одним из возможных путей утилизации и уничтожения этих отходов является использование их в качестве [альтернативных топлив](#) (АТ) в дизелях.

Многообразие возможных свойств таких утилизируемых веществ, как моторных топлив, осложняет выдачу общих рекомендаций по организации рабочих процессов дизелей, работающих на АТ, хотя задача стоит именно так, ибо вряд ли можно говорить о целесообразности проведения глубоких НИР по каждому такому веществу. Из числа важнейших в этом плане являются разработки технических решений, которые позволили бы наиболее просто и с наименьшими затратами конвертировать дизели любой конструкции на использование таких топлив.

Возможность использования в дизелях указанных отходов должна достигаться простейшей модернизацией двигателя любой конструкции, причем должна сохраняться возможность простейшей конвертации дизеля с одного топлива на другое. Технические решения должны касаться прежде всего системы топливоподачи дизеля. Рекомендации по организации процесса сгорания могут включать лишь изменения угла опережения впрыскивания топлива (да и то лишь при условии, если на дизеле имеются соответствующие технические средства).

Наиболее просто организовать рабочий процесс дизеля с использованием АТ при сохранении частичной подачи дизельного топлива (ДТ). Возможные альтернативные энергоносители могут быть как смешиваемыми, так и несмешиваемыми с дизельным топливом. В любом случае более целесообразно иметь отдельные емкости для хранения на борту автомобиля, трактора и т.д. основного дизельного и дополнительного [альтернативного топлива](#). Топлива в дизель целесообразно подавать в виде смесей, получаемых непосредственно в линиях высокого давления (ЛВД) системы топливоподачи вблизи форсунки. В этом случае топлива подаются штатной форсункой дизеля, возможно регулирование расхода АТ в функции от скоростного или нагрузочного режимов, упрощаются проблемы топливоподачи, связанные с работой ТНВД на используемых отходах (поскольку последние, как правило, содержат в своем составе воду, механические примеси, могут быть облегченного фракционного состава с пониженными смазывающими свойствами и т.д.).

Здесь приведены результаты исследования дизеля типа Д-242 (4С11,0/12,5) при его работе на смеси дизельного топлива и продукта перегонки кубовых остатков производства пенициллинов на биохимическом комбинате. Этот продукт имеет в своем составе бутанол, воду, бутилацетат и различные сахара соответственно в соотношении 0,7:0,25:0,1:0,05 по массе (табл. 4.10.1). В таблице приведены некоторые характеристики таких веществ и дано их сравнение с характеристиками дизельного топлива (ДТ). Видно, что характерными их отличиями являются пониженное [цетановое число](#), повышенная теплота парообразования при пониженной теплоте сгорания, повышенная температура самовоспламенения и т.д., что вообще характерно для всех спиртовых топлив.

Следовательно, основной проблемой при использовании таких топлив является проблема их самовоспламенения. Особую сложность эта задача представляет при работе на режимах холостых ходов и

малых нагрузок дизеля (пониженное тепловое состояние). Решение задачи упрощается на режимах полных нагрузок, т.е. при повышенном тепловом состоянии камеры сгорания.

Таблица 4.10.1

**Характеристики веществ –отходов производства пенициллинов
и их сравнение с характеристиками дизельного топлива**

Топлива Параметр	Метанол CH₃OH	Этанол C₂H₅OH	<i>n</i>- бутанол C₄H₉OH	Бутилацетат CH₃CO OC₄H₉	Диз.топли во C_{14,6}H_{25,6}
Массовые доли C+O+N в топливе	0,38+0,12+ +0,5	0,52+0,1+ +0,35	0,65+0,1+ +0,21	0,62+0,104+ +0,28	0,86+0,13+ +0,01
Низшая теплота сго- рания $H_{н}$, МДж/кг	19,7	26,8	33,1	58,5	42,5
<u>цетановое число</u>	5	10	18	14	45
Стехиометрическое число l_0 , кг/кг	6,4	9,0	11,2	9,6	14,5
Отношение теплоты па- рообразования при 20 °С к теплоте сгорания, кДж/10 ³ кДж	56,4	33,7	28,1	34,2	360
Давление насыщенных паров при 38 °С	0,32	0,21	0,18	0,20	–

Окончание табл. 4.10.1

Топлива Параметр	Метанол C H₃OH	Этанол C₂H₅ OH	<i>n</i>- бутанол C₄ H₉OH	Бутилацетат CH₃C OOC₄H₉	Диз.топл иво C_{14,6}H_{25,6}
Температура кипения: К, °С	338 65 при $P_0=1,033$	351 78	391 84	399,1 126,1	453/633 180–360

Плотность при 20°C, кг/м ³	790/795	789/790	810	800	810/850
Поверхностное натяжение, дин/см	–	21,2	22,0	21,0	26,6
Кинематическая вязкость при 20 °С, мин ² /с	0,55 – 0,6	1,76	2,9	2,2	1,5 – 6,0
Температура вспышки °С	8	13	19	29	58
К	281	286	292	302	331
Температура самовоспламенения: К	737	696	663	723	503–588
°С	464	423	390	450	230–315

Подача АТ (назовем его условно *n*-бутанолом, по наиболее значимому компоненту смеси) происходит в ЛВД топливной системы через специальный обратный клапан, известный как клапан регулирования начального давления – РНД в периоды между циклами впрыскивания за счет волновых процессов в ЛВД и увеличения внутреннего объема ЛВД, сформированных разгрузочным пояском нагнетательного клапана ТНВД при его посадке в седло. У исследованной топливной системы (топливный насос УТН-5 с форсункой ФД-22) из-за свойственной ей характеристики остаточного давления в ЛВД расход *n*-бутанола изменяется от 15–20 до 60% (по количеству вводимого тепла) со снижением нагрузки двигателя. При этом на режимах малых нагрузок появляется неустойчивая работа, нестабильность частоты вращения, повышенные выбросы СН и СО.

В то же время исследования показали возможность устойчивой работы дизеля на полных нагрузках при подаче в двигатель смеси *n*-бутанола с дизельным топливом в соотношении (по введенному теплу) 50% на 50%. При этом максимальное давление сгорания возрастает на 10–15%, а средняя жесткость – на 25–30%, что можно принять допустимым (без изменения угла опережения впрыска топлива).

Для повышения теплового состояния двигателя на режимах малых нагрузок и холостых ходов в работе реализован метод отключения части цилиндров путем прекращения подачи топлива в них. В качестве средства отключения подачи топлива применена разработка, где использован указанный выше клапан РНД, работа которого основана на использовании гидродинамических процессов в ЛВД в сочетании с электромагнитным устройством удержания клапана в открытом состоянии (ток 0,5 А при напряжении 36 В).

Таким образом, в зависимости от режима работы двигателя указанное устройство может выполнять либо функции клапана для ввода *n*-бутанола в ЛВД (на режимах полных нагрузок данного цилиндра) или клапана слива топлива из секции ТНВД для отключения данного цилиндра (на режимах пониженных нагрузок дизеля в целом).

Для увеличения производительности системы по подаче *n*-бутанола нагнетательные клапаны ТНВД были заменены новыми с увеличенными объемами разгрузочных поясков (с 52 до 85 мм³). В этих условиях расход *n*-бутанола достигал 50–60% на режимах полных нагрузок.

Экспериментальные исследования дизеля с предложенными средствами подачи *n*-бутанола и регулирования дизеля отключением цилиндров показали возможность снижения дымности α на 50–60% (рис. 4.10.5), уменьшения выбросов NO_x до 20%, отсутствие возрастания выбросов CO и CH на режимах малых нагрузок двигателя.

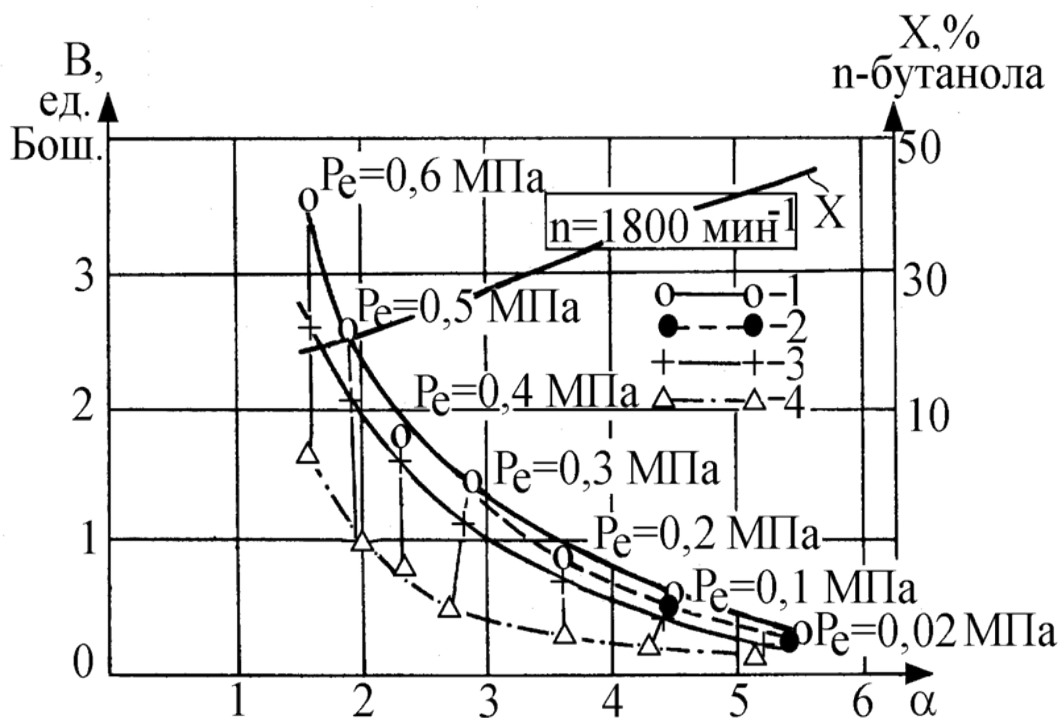


Рис. 4.10.5. Зависимость дымности отработавших газов (B) дизеля 4Ч 11/12,5 от коэффициента избытка воздуха (α), среднего для двигателя, для условий работы:

1 – работа на всех цилиндрах на дизельном топливе; 2 – на дизельном топливе и с отключением двух цилиндров при $P_e < 0,3$ МПа;

3 – работа с подачей через РНД $X\%$ *n*-бутанола; 4 – работа с отключением от одного цилиндра при нагрузке ниже 75% от полной и подачей

в работающие цилиндры $\sim 50\%$ *n*-бутанола

Судя по величинам коэффициентов избытка воздуха α , лишь в области малых нагрузок двигателя возможно некое-торое ухудшение экономичности процесса (в целом эффект повышения топливной экономичности достигается частичным замещением дизельного топлива утилизируемыми отходами).

Оценка экономической эффективности предложенного метода организации рабочего процесса проведена с использованием циклограмм – результатов режимометрирования трактора типа МТЗ-80/82 с дизелем типа 4С11/12,5. Расчеты с использованием результатов проведенных испытаний показали, что применение системы подачи *n*-бутанола через клапан [РНД](#) без дополнительных средств регулирования дизеля позволяет заместить исследованными отходами до 25% дизельного топлива. Применение метода отключения цилиндров и модернизированной системы топливоподачи обеспечивает экономию до 30% дизельного топлива. Повышение экологических качеств двигателя характеризуется снижением валового выброса сажи с 19 кг в год на 1 дизель до 8 кг при использовании предложенного метода.

Таким образом, предложенный метод организации рабочего процесса дизеля открывает возможность со значительной эффективностью использовать в дизелях в качестве частичных заменителей дизельного топлива различные энергоносители, входящие в состав отходов биохимических и других производств. Данный метод позволяет существенно улучшить экологическую обстановку в регионе как вследствие рациональной утилизации отходов ряда производств, так и благодаря повышению экологических качеств дизелей при использовании спиртов в качестве добавки к дизельному топливу. Метод принципиально применим для организации рабочего процесса дизеля, использующего любые спиртовые топлива в качестве частичных заменителей традиционных нефтяных топлив.

4.11. Повышение эффективности технического обслуживания

Методологической основой данной работы послужили материалы исследований в основном российских специалистов по использованию различных методов для безразборного устранения коксовых отложений в распылителях форсунок и для улучшения показателей работы дизеля, а также результаты собственных экспериментальных и эксплуатационных исследований автобусных дизелей типа Перкинс 6.354 (6С49,94/12,7 с $N_e = 81$ кВт при $n_{ном.} = 2600$ мин⁻¹), имеющих ряд общих черт с дизелями типа Д-240 (6С11/12,5).

В условиях эксплуатации дизелей автотракторного назначения к моменту капитального ремонта расход топлива возрастает на 20–25%, существенно падает развиваемая двигателем мощность, а токсичность и дымность выбросов повышаются в 1,5–2,0 раза. Снижение этих потерь за счет качественного технического обслуживания и ремонта, проводимых по результатам своевременного диагностирования технического состояния, при минимальных увеличениях эксплуатационных затрат – актуальная проблема. Это связано с тем, что стоимость жидкого топлива составляет 25–30% всей стоимости эксплуатации, стоимости специальных методов и средств снижения токсичности и дымности превысили 25–35% от стоимости всего двигателя, а ежегодные компенсации ущерба здоровью людей под действием токсичности выбросов оцениваются в 7 миллиардов долларов США.

Исследованиями более 200 микроавтобусов городского типа выявлено, что основными причинами резкого повышения дымности в эксплуатации и снижения экономичности являются неисправности (отказы) топливной аппаратуры. Причем до 60–70% из них связаны с коксованием распылителей форсунок. При интенсивных [неустановившихся режимах](#), характерных для городской эксплуатации транспорта, заметное влияние коксования распылителей на выходные показатели дизеля

проявляется уже через 200–400 часов работы (при гарантированной наработке распылителей 2500–3000 часов). Проводимые в настоящее время мероприятия по механической очистке распылителей требуют больших трудовых затрат, часто приводят к выходу из строя распылителей или к ухудшению показателей работы двигателей. В то же время известны методы безразборного восстановления технического состояния распылителей, т.е. физико-химической очистки, очистки с помощью, например, водотопливной эмульсии (ВТЭ) – разновидности [альтернативного топлива](#), применяемого, например, в судовых дизелях, потребляющих топлива утяжеленных фракционных составов.

В ряде работ предполагалось, что безразборное раскоксовывание распылителей форсунок возможно путем использования не только водотопливной, но и растворо-топливной и спирто-растворо-топливной эмульсий (ВТЭ, РТЭ и СпРТЭ) на режимах повышенной нагрузки цилиндров. Последнее достигается отключением части цилиндров при работе дизеля на холостом ходу без демонтажа с автобуса. При этом создание соответствующей эмульсии происходит во время работы дизеля подачей воды или спирта, или соответствующего раствора через клапан регулирования начального давления ([РНД](#)), размещенный вблизи форсунки. А отключение цилиндров происходит с помощью отключателей подачи топлива, основанных на конструкции клапана [РНД](#).

Момент завершения раскоксовывания определяется оперативно во время проведения обслуживания путем измерения дымности в режиме свободного разгона и определения внешней коростной характеристики ([ВСХ](#)) дизеля с данным числом работающих цилиндров по результатам обработки характеристик разгонов.

Результаты экспериментальных исследований свободных разгонов полноразмерного дизеля, установленного на автобусе и проработавшего 200, 400 и 600 часов в условиях реальной городской эксплуатации, показали следующее. Уменьшение крутящего момента дизеля составило в среднем соответственно около 10, 30 и 40%, что превысило допустимый предел отклонения M_e , свидетельствующий о появлении неисправности (отказа) по моменту (равный 7–11%). Через каждые 40 часов эксплуатации проведены измерения дымности [ОГ](#) в режимах свободных разгонов дизеля. На рис. 4.11.1 приведены систематизированные результаты диагностирования и испытания дизеля. Показано, что к 400 часам наработки дымность возросла от исходной, составлявшей 38 ед. по Хартриджу, до 72 ед. В последующие 200 часов эксплуатации дымность [ОГ](#) снизилась до 65 ед., что связано, очевидно, с уменьшением производительности топливной системы.

Топливные форсунки в исходном состоянии, а также после 200, 400 и 600 часов работы исследовались проливкой на величину закоксованности и скорость коксования (без их очистки). В среднем закоксованность $K_{к.ср.}$ достигла 45%, а скорость коксования составляла от 0,09%/моточас до 0,0275%/моточас соответственно в первые и последние 200 часов работы.

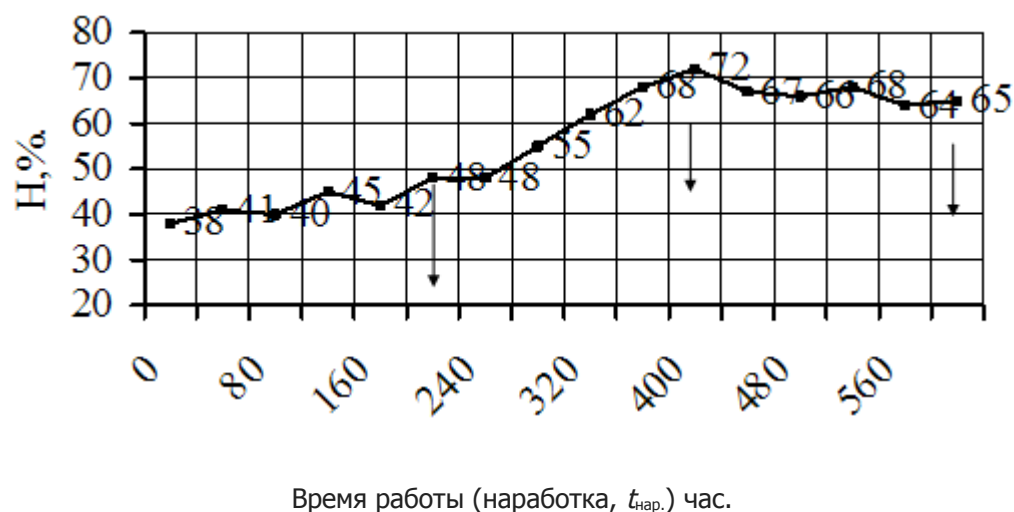


Рис. 4.11.1. Изменение дымности $ОГ$ (H, %) дизеля 6 Ч 9,84/12,7 в процессе эксплуатации (свободные разгоны, усреднение по пяти реализациям)

Моделированием режимов разгонов дизеля с потребителем, с нагрузкой и без нагрузки получены ориентировочные значения увеличения выбросов сажи (они возросли почти в три раза) в результате коксования распылителей и повышения расходов топлива, которые составили порядка 25–30% при снижении динамических качеств на 30%. (Во время эксплуатации проведены исследования изменения величин механических потерь дизеля, которые не превысили 6% за 600 часов эксплуатации и могут быть приняты постоянными.) Для повышения эффективности раскоксовывания проведены операции безразборной очистки распылителей с повышенной нагрузкой на работающие цилиндры, что достигнуто отключением четырех цилиндров и работой на двух цилиндрах, причем с учетом порядка работы цилиндров, последовательно на первом и шестом, пятом и втором и третьем и четвертом (т.е. с чередованием вспышек через 120° п.к.в.). При этом к топливу для очистки распылителей подавались разные добавки: вода, раствор $BaCl_2$ и спирто-водо-бариевый раствор. Диагностирование дизеля после операций очистки проведено при реализации многократных разгонов на двух работающих цилиндрах при подаче в них дизельного топлива. Исследованы изменения показателей мощности (момента) и показателей дымности при реализации режимов очистки и диагностирования при работе последовательно на различных двух цилиндрах. Исследование показало некоторое повышение эффективности применения добавок, содержащих хлорид бария, по показателю восстановления развиваемого дизелем момента.

Наличие хлорида бария в эмульсии в два раза снизило дымность $ОГ$ при проведении ТО. Время безразборной очистки под нагрузкой за счет четырех отключенных цилиндров (после 600 часов работы) составило порядка 25–20 минут для каждой пары цилиндров. В целом очистка распылителей всего двигателя потребовала около одного часа режимов раскоксовывания, что примерно в два раза меньше времени раскоксовывания на режимах холостого хода с подачей в цилиндры ВТЭ известным методом для примерно тех же исходных условий по времени наработки.

Момент завершения раскоксовывания определяется оперативно во время проведения обслуживания путем измерения дымности в режиме свободного разгона и определения внешней скоростной

характеристики дизеля с данным числом работающих цилиндров по результатам обработки характеристик свободных разгонов.

Коэффициент приспособляемости — отношение максимального крутящего момента двигателя к его номинальному крутящему моменту.

4.12.Продление моторесурса дизеля, находящегося в эксплуатации

Снятие двигателя с эксплуатации для проведения ремонта обычно проводится по показателям снижения мощности, повышения расхода топлива, повышения дымности. Исследования показали, что добавкой к дизельному топливу сжиженного нефтяного газа ([СПБГ](#)) можно существенно улучшить эти показатели и тем самым продлить допустимое время эксплуатации двигателя.

Для подтверждения этого положения были проведены исследования дизеля типа RABA-MAN автобуса «Икарус»

в исходном штатном исполнении и после конвертирования его в газодизель путем установки системы с клапаном [РНД](#) для ввода [СПБГ](#) в ЛВД вблизи форсунок. Причем объектом исследования был двигатель, длительное время находившийся в эксплуатации, достаточно изношенный, с повышенными показателями расхода топлива и особенно дымности [ОГ](#), причем особенно на режимах малых частот вращения (рис. 4.12.1).

Исследование показало, что наибольший эффект от применения как системы регулирования начального давления, так и системы подачи сжиженного нефтяного газа по принципу внутреннего смесеобразования достигается при модернизации двигателей именно изношенных, потерявших свою эффективность, экономичность, обладающих повышенным дымлением и т. д. Действительно, дымность исходного дизеля была снижена с 60–70% по шкале Хартриджа до 20–35%, т.е. практически ниже допустимого предела дымления для дизелей такого класса и назначения. Примерно в 1,5 раза снизился удельный (приведенный) расход топлива при возросшем, особенно при пониженных частотах вращения, крутящем моменте. [Коэффициент приспособляемости](#) возрос с 1,24 у дизеля до 1,33 у газодизельной модификации.

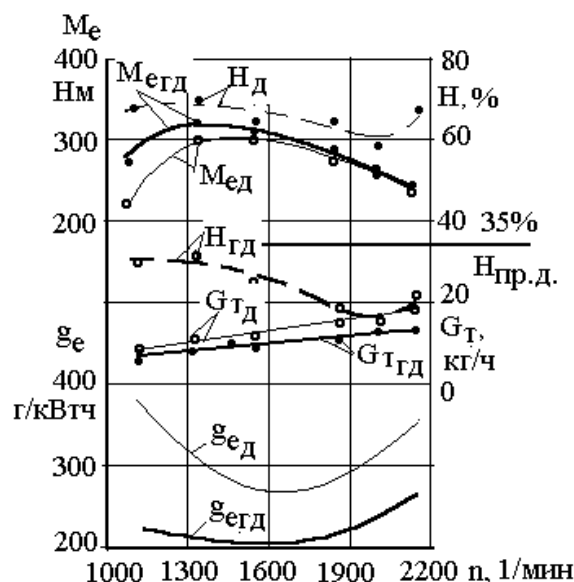


Рис. 4.12.1. Сравнительные характеристики дизеля RABA-MAN

**и его газодизельной модификации (дизель изношенный,
после длительной эксплуатации):**

M_e – крутящий момент, H – дымность [ОГ](#) по Хартриджу,

G_t – часовой расход топлива (приведенный по теплоте сгорания

к дизельному), g_e – удельный эффективный расход топлива

(приведенного по теплоте сгорания к дизельному),

д – дизель, гд – газодизель, $H_{пр.д.}$ – [предел дымления](#)

4.13. Повышение эффективности системы нейтрализации вредных выбросов

В особых условиях эксплуатации, например, подземных, требования к рабочему процессу предъявляются прежде всего экологические. Дизель в этих условиях оснащается системой нейтрализации [ог](#) (каталитическими, жидкостными нейтрализаторами, сажевыми фильтрами). Традиционные методы регулирования рабочего процесса дизеля в этих условиях направлены на снижение выброса NO_x (наддув для повышения α при сохранении или даже некотором снижении мощности, рециркуляция [ОГ](#), уменьшение угла опережения впрыскивания топлива и т. д.) но при этом, как правило, возрастают выбросы CO , C_nH_m , сажи, для устранения которых и нужны нейтрализаторы. То есть система дизель – СНОГ (система нейтрализации [ОГ](#)) в этом случае имеет пониженную экономичность, высокую стоимость, большие габариты, низкую удельную мощность. В то же время применение, например, ВТЭ (преимущественно на повышенных нагрузках), высокоцетановых

присадок на малых нагрузках, каталитических добавок (РТЭ) и т. д. снижает многие проблемы, облегчая нейтрализацию [ОГ](#).

Рассматривая дизель с сажевым фильтром как единую систему, требующую оптимизации параметров, можно введением каталитических веществ в топливо не только снизить сажевыделение дизеля, но и обеспечить саморегенерацию фильтра. Вводом растворов солей каталитически активных металлов в топливо вблизи форсунки удастся не только снизить сажеобразование и интенсифицировать выгорание сажи внутри цилиндра, но и внедрить каталитически активные вещества в сажевые отложения на фильтрующих элементах. Поэтому процесс регенерации фильтра, т.е. самовыгорания сажи, начинается при меньших накоплениях сажи и при более низких температурах выгорания. А это спасает фильтр от разрушений в результате чрезмерного повышения температур фильтрующих элементов.

4.14. Повышение эффективности неустановившихся режимов работы дизеля

Результаты моделирования коротких разгонов дизеля в разных модификациях показали, что даже при кратко-временности разгона (дизель без потребителя и без нагрузки: $I_{дв.} = 2,6 \text{ Нмс}^2$) от $n = 700$ 1/мин до $0,95 n_{ном} = 2090$ 1/мин выигрыш во времени выполнения операции разгона может достигать 12% благодаря применению форсажа, который реализуется добавкой [СПБТ](#) или [ЛСПУ](#) к ДТ. При более длительных разгонах (установка двигатель – потребитель, но без нагрузки, $I_{уст.} = 6,2 \text{ Нмс}^2$) выигрыш во времени выполнения операции составил 10,4%. Очевидно, что время выполнения операции разгона зависит от вида установки, нагрузки и т.д. и разгон от 700 1/мин до 2090 1/мин может длиться от 1,5 с до 7,5 с. На рис. 4.14.1 приведены обобщения результатов моделирования разных режимов разгонов.

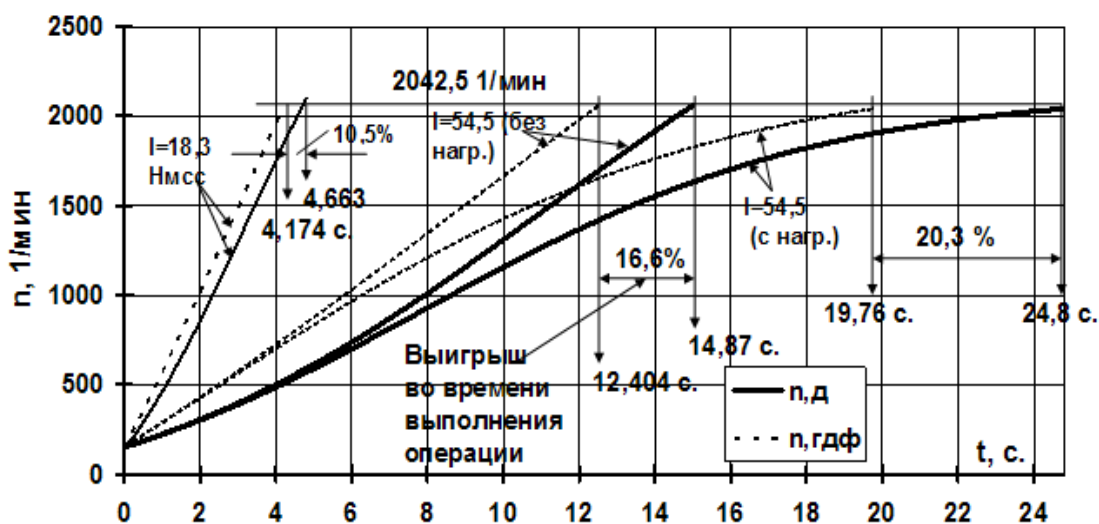


Рис. 4.14.1. Сравнение характеристик разгонов дизеля и газодизеля форсированного от пусковой частоты вращения и с разными моментами инерции установок

Анализ динамических качеств дизеля форсированного и с форсажем проведен также путем математического моделирования режимов наброса полной нагрузки, разгонов с разными нагрузками, а также путем оценки устойчивости режимов. На рис. 4.14.2 приведены результаты моделирования набросов

полной нагрузки на дизель – генератор с суммарным моментом инерции $I_{\text{сг.}} = 54,5 \text{ Нмс}^2$. Моделирование выполнено с учетом задержки срабатывания регулятора частоты вращения, равной 1 с, и времени переходного процесса смещения рейки ТНВД, равном 1,6 с.

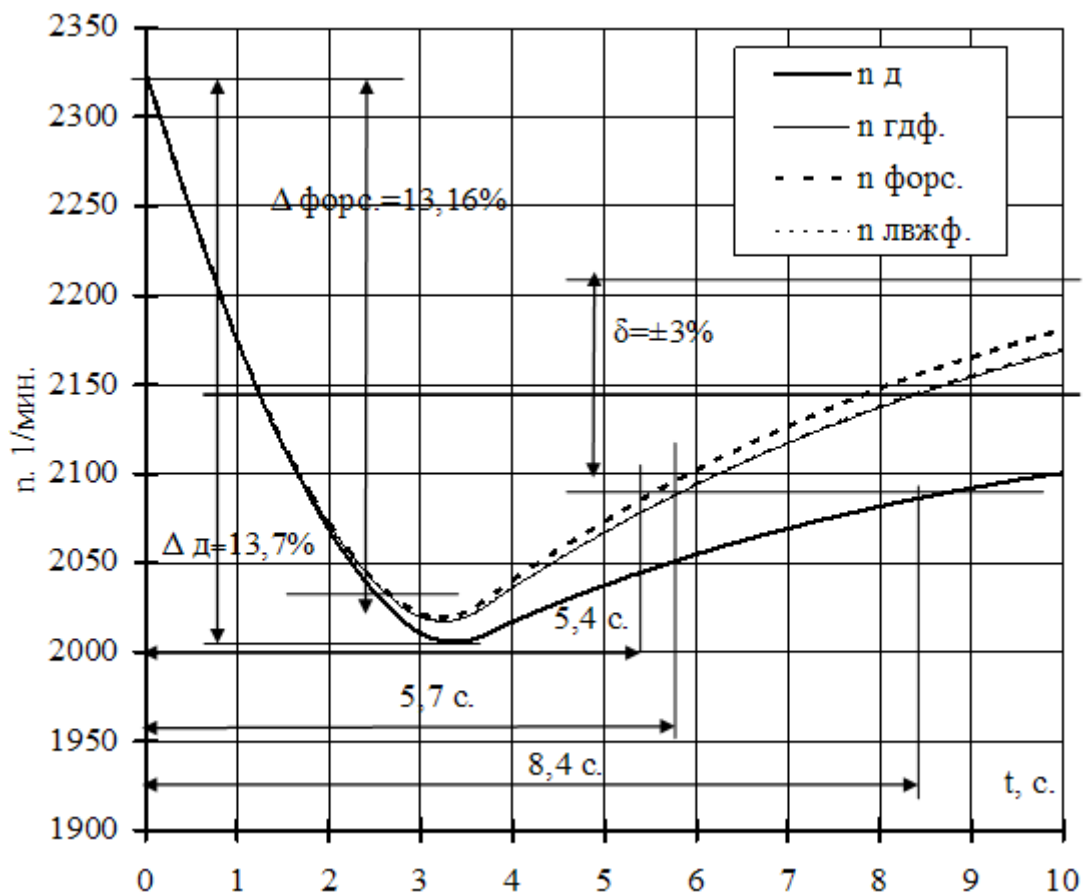


Рис. 4.14.2. Характеристики набросов полной нагрузки на дизель 8Ч13/14 с генератором при разных вариантах регулирования дизеля:

д – исходное состояние дизеля, гдф., лвжф. – дизель, форсированный добавкой сжиженного нефтяного газа и легковоспламеняющейся жидкости, дизель с форсажем добавкой ЛВЖ

Моделированием получено, что провал частоты вращения (Δ) мало меняется при форсировании и форсаже дизеля. А вот время входа частоты вращения в зону допустимой нестабильности ($\delta = \pm 3\%$) у дизеля с форсированием или с форсажем по сравнению с аналогичным временем дизеля снижается на 32% и 36% соответственно. При разгонах с постоянной нагрузкой 300 Нм от $n_{\text{мин.}}$ до $0,95 n_{\text{ном.}}$ время приемистости дизеля составляет 16,7 с, а дизеля, форсированного добавкой **СПБТ** или ЛВЖ, – 14,6–14,5 с. Форсаж добавкой ЛВЖ позволяет уменьшить время приемистости до 14,2 с, т.е. на 15% по сравнению со [временем приемистости](#) дизеля.

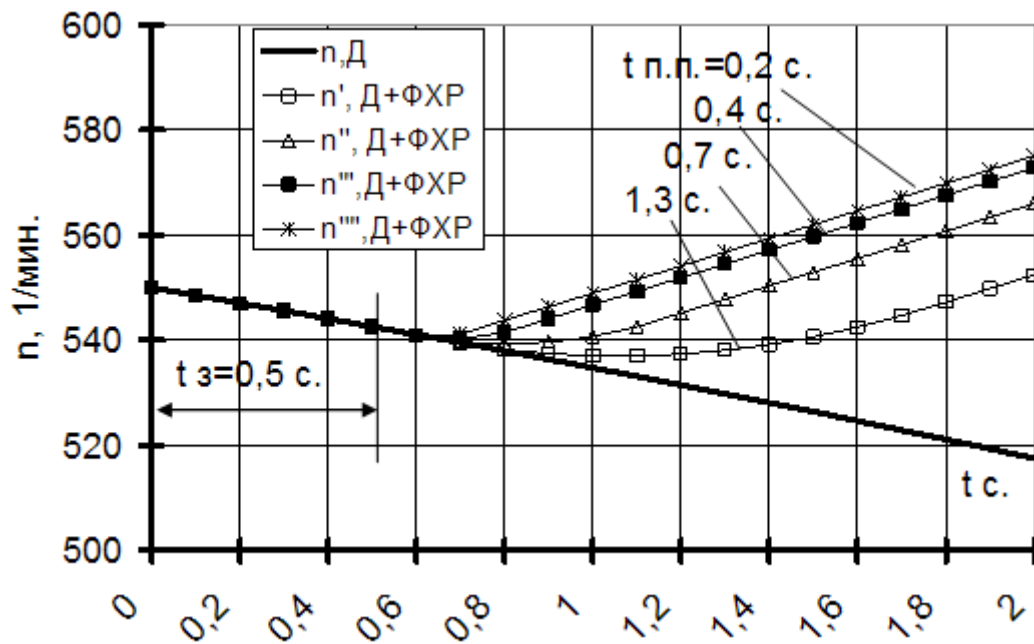


Рис. 4.14.3. Характеристики выбега дизеля (Д) и разгона дизеля с ФХР добавкой ЛВЖ (Д + ФХР) с тормозом и нагрузкой $M_c = 700$ Нм при задержке подачи добавки $t_z = 0,5$ с и разных переходных процессах увеличения подачи добавки ($t_{п.п.}$)

На рис. 4.14.3 показано, что наброс на дизель нагрузки, превышающей номинальную, естественно приводит к режиму выбега установки до момента, когда приходится менять передачу транспортного средства или включать форсирование или форсаж. Тогда в зависимости от времени задержки срабатывания регулятора (t_z) и времени переходного процесса стабилизации концентрации добавки в топливе ($t_{п.п.}$) происходит восстановление нарушенного перегрузкой режима.

Очевидно, что уменьшение времени задержки и переходных процессов стабилизации концентрации добавки повышает эффективность восстановления режима. Этот анализ показывает важность повышения быстродействия регулятора включения подачи добавки, а также важность максимального уменьшения объема ЛВД, в который вводится добавка. Очевидно, что уменьшение инерционности установки и нагрузки на нее увеличивают выигрыши в выполнении операций для двигателей форсированных и с форсажем.

Добавка [ЛСПУ](#) к основному дизельному топливу повышает [динамические качества](#) двигателя (уменьшает [время приемистости](#) $t_{пр}$) при одновременном уменьшении выбросов сажи.

На рис. 4.14.4 показано, что выигрыш во времени выполнения одной и той же операции разгона при разных видах регулирования дизеля может достигать 23% при форсаже дизеля.

Для случаев [корректорных характеристик](#) выигрыши во времени выполнения операции составляют от 5 до 15% в зависимости от вида режима и его продолжительности. Здесь же показаны изменения выбросов сажи.

Анализ результатов свидетельствует о достаточно высокой эффективности метода форсирования и форсажа дизеля добавкой [ЛСПУ](#) или [СПБТ](#) к основному топливу.

Изменением подачи [СПБТ](#) можно провести регулирование интенсивности разгона двигателя при пуске – управление интенсивностью разгона при пуске. Избежать неустойчивости пуска можно двумя путями: 1 – увеличить время разгона до выхода на устойчивый режим прогрева и 2 – во время всего разгона подавать в цилиндры ДТ с добавкой ЛВЖ, обеспечивая своевременность самовоспламенения, избегая повышенной задержки начала воспламенения. Реализовать первый путь простым регулированием подачи топлива нельзя, так как уменьшение цикловых подач ухудшает качество распыливания топлива, долю достаточно диспергированной цикловой подачи. Воспламенение прекращается, двигатель «глохнет». Проявилась неустойчивость пуска. Уменьшить интенсивность разгона без снижения подач топлива можно повышением нагрузки на двигатель. Но в большинстве случаев такой метод чреват повышенным травматизмом обслуживающего персонала. А вот выключением части цилиндров при сохранении повышенных подач топлива в работающие – путь реальный.

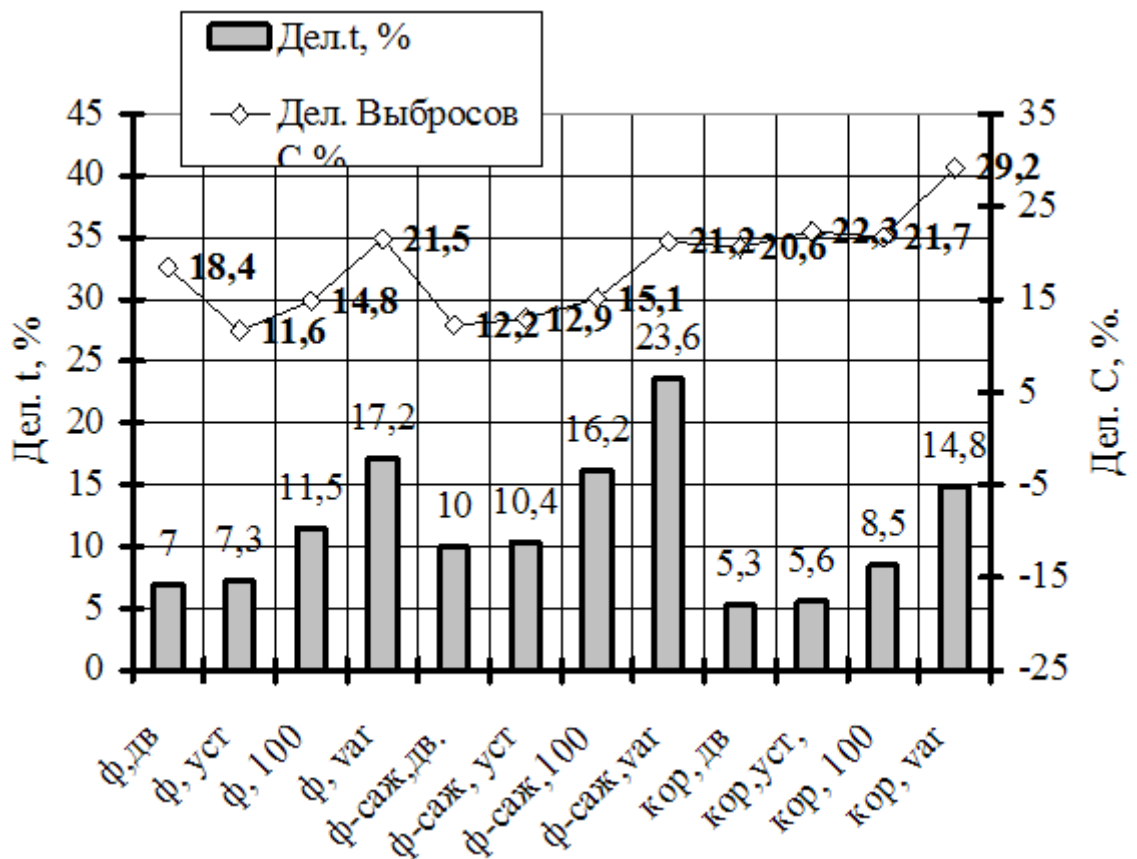


Рис. 4.14.4. Выигрыши во времени выполнения операций разгонов (дел. t , %) и выигрыши в выбросах сажи (дел. C , %) при реализации этих разгонов двигателем с добавками [ЛСПУ](#)

Устойчивость режимов совместной работы дизеля с потребителем (сопротивлением) зависит от форм, видов протекания характеристик сопротивления (M_c) и развиваемого дизелем момента (M_e) и определяется величиной фактора устойчивости

$$F_g = \frac{30}{\pi} \cdot \left(\frac{\partial M_c}{\partial n} - \frac{\partial M_e}{\partial n} \right).$$

Причем при $F_g > 0$ режим является устойчивым. Исследование показывает, что на режимах, например, $n_{ном.}$ и $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$, применение добавок к основному топливу позволяет повысить факторы устойчивости на величину до 40%. Постоянное форсирование дизеля добавками [СПБТ](#), ЛВЖ и проч. позволяет повысить устойчивость не более чем на 20% из-за необходимости корректирования характеристик смещением рейки для уменьшения нагрузок и т.д.

Устойчивости режимов работы дизеля с разными ре-гулировками оценивалась показателями, сведенными в табл. 4.14.1 и полученными с использованием рис. 4.14.5 (точки А, В, С, D).

Таблица 4.14.1

Изменения факторов устойчивости режимов (F_d), времени двигателя (T_d), коэффициентов самовыравнивания (K_d) и времени восстановления режима $0,95n_{исх.}$ ($t_{пр.}$)

	$F_d, \text{Нм.мин}$	$T_d, \text{с.}$	$K_d,$ (с/Нм.мин)/(дел.%)	$t_{пр.} \text{ с}/(\text{дел.} \%)$
Исходная-ка дизеля, т.А	0,281	5,58	0,2529/0	0,73/0
То же, т.В	0,3105	4,33	0,217/0	0,45*
Х-кафорсированного дизеля с корректором (д.ф.кор.), т.А	0,363	5,58	0,3267/29	0,56/22
То же, т. С	0,3731	4,193	0,252/16	0,64*
Х-кадизеля при форсаже, с корр. (д.ф-саж.кор.), т.А	0,3915	5,58	0,3519/41	0,51/29
То ж,ет. D	0,403	4,123	0,268/23	0,52*
* Всепри частоте в т. В				

Для определения этих показателей на рис. 4.14.5 на [BCX](#) вариантов выполнения дизеля нанесены два варианта нагрузочных характеристик.

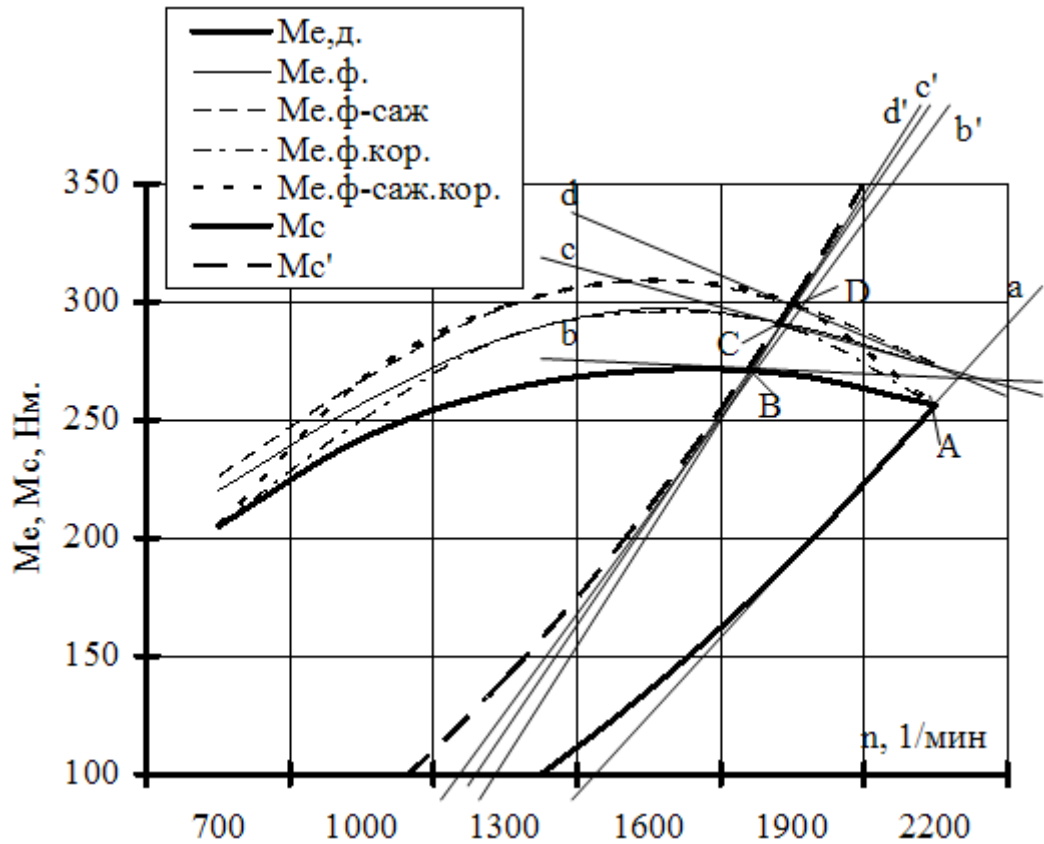


Рис. 4.14.5. BCX дизеля при разных регулировках и два варианта нагрузочных характеристик: к графическому определению факторов устойчивости дизеля с потребителем на разных режимах при разных регулировках

Через точки устойчивых режимов A, B, C, D проведены касательные (как пример) b, c, d – для определения факторов влияния K_{Mn} в точках B, C, D и касательные a', b', c', d' – для определения факторов влияния $K_{Mc,n}$ – в режимных точках соответственно A, B, C, D. Уже по внешнему виду можно предположить повышение факторов устойчивости, коэффициентов самовыравнивания и т.д. в случаях корректирования характеристик добавкой [ЛСПУ](#) и применением корректора.

Таким образом, приведенная информация свидетельствует о целесообразности и возможности улучшения мощностных, экономических и экологических характеристик ДВС на основании использования различных [альтернативных топлив](#).

Список литературы

обязательная

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – С. 285-310, 44-49, 64-67, 244-248, 359-360.
2. Шкаликова В.П., Патрахальцев Н.Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях: Монография. Изд. 2-е, доп. – М.: Изд-во РУДН, 1993. – 64 с.
3. Виноградов Л.В., Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Применение газовых топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: ИРЦ Газпром, 1996. – 187 с.
4. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учеб-ник для вузов / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – С. 335-342.

дополнительная

1. Азатян В.В. О теоретических основах химических методов управления горением и взрывом водородо-воздуш-ных смесей // Сб. науч. докл. IV международн. совещ. по проблемам энергоаккумулирования и экологии в машиностроении, энергетике и на транспорте. – М.: ИМАШ РАН, 2004. – С. 11-28.
2. Азатян В.В., Калачев В.И., Мержанов А.Г. / Патент РФ. – 1998. – № 2139918.
3. Азатян В.В., Козляков В.В. Новые подходы и решения водородной энергетики // Сб. науч. докладов III международного совещания по проблемам энергоаккумулирования и экологии в машиностроении, энергетике и на транспорте. – М.: ИМАШ РАН, 2002. – С. 18-22.
4. Азев В.С., Купреев А.И. Энергетические характеристики современных нефтяных дизельных топлив // Двигателестроение. – 1988. – № 5. – С. 25-26.
5. Возможности расширения ресурса дизельных топлив с применением легких синтетических углеводородов в качестве добавки / В.П. Шкаликова, Г.Т. Газарян, А.Л. Липидус и др. // Двигателестроение. – 1986. – № 12. – С. 26-29.
6. Возможности форсирования дизеля изменением физико-химических свойств топлива / Н.Н. Патрахальцев, А.К. Синицын, А.А. Бадеев и др. // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 3. – С. 33-35.
7. Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – С. 7-25, 70-131, 138-175, 182-210.
8. Голубков Л.Н., Померанцев Е.М. Метод гидродинамического расчета топливной аппаратуры дизеля, использующего в качестве топлива сжиженный газ (диметилэфир) // Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе: 3-я международная научно-техническая конференция. – М., МАДИ, 1990. – С. 156-157.
9. Голубков Л.Н., Померанцев Е.М., Скорodelов С.Д. Расчетное исследование топливной системы дизеля при ее работе на диметилэфире // Науч. труды Университета «Ангел Кынчев», том. 37, сер. 4, г. Русе. – 1999. – С. 92-96.
10. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н., Берро Б. Сжигание отработанного масла в цилиндрах дизеля // Строительные и дорожные машины. – 1992. – № 4. – С. 23-25.
11. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н., Фомин А.В. Улуч-шение пусковых качеств дизелей, работающих в условиях крайнего севера // Науч. техн. сб. «Природный газ в качестве моторного топлива». – ИРЦ Газпром, 1997. – № 12. – С. 38-42.
12. Ерохов В.И., Карунин А.Л. Газодизельные автомобили (конструкция, расчет, эксплуатация): Учеб. пособие. – М.: Граф – Пресс, 2006. – С. 61-100, 185-193, 199-230, 379-402.

13. Жегалин О.Н., Куцевалов В.А., Патрахальцев Н.Н. Совершенствование процессов топливоподачи в широком диапазоне режимов путем регулирования начального давления // Двигателестроение. – 1987. – № 1. – С. 15-18.
14. Иванов В.К., Ихеначо Ж.Ч., Патрахальцев Н.Н. Результаты исследования корректирующей способности дизельной топливной аппаратуры с регулированием начального давления // Двигателестроение. – 1986. – № 5. – С. 25-29.
15. Из выступления академика В.И. Субботина // Сб. науч. докл. IV междунар. совещ. по проблемам энергоаккумулирования и экологии в машиностроении, энергетике и на транспорте. – М.: ИМАШ РАН, 2004. – С. 4-9.
16. Куперимидт В.Л. Средства облегчения пуска двигателей в холодных условиях // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 1. – С. 30-32.
17. Куцевалов В.А., Панчишный В.И., Патрахальцев Н.Н. Возможности совершенствования рабочего процесса дизеля введением каталитических неорганических веществ в камеру сгорания // Двигателестроение. – 1988. – № 9. – С. 8-10.
18. Лапидус А.Л. Синтез углеводородов из окиси углерода и водорода // Химическая промышленность. – 1983. – № 5. – С. 26-27.
19. Леонов О.Б., Патрахальцев Н.Н., Фомин А.В. Проблема неустойчивого пуска дизеля и пути ее решения // Известия вузов. Машиностроение. – 1999. – № 3. – С. 69-75.
20. Лиханов В.А., Попов В.М. Работа дизеля на метаноле с двойной системой топливоподачи // Двигателестроение. – 1986. – № 8. – С. 47-50.
21. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
22. Мазинг М.В., Патрахальцев Н.Н., Зауави Д.М. Совершенствование рабочего процесса дизеля насыщением топлива воздухом или газом // Двигателестроение. – 1995. – № 3. – С. 75-77.
23. Мамедова М.Д., Васильев Ю.Н. Транспортные двигатели на газе. – М.: Машиностроение, 1994. – 224 с.: ил.
24. Морев А.И., Ерохов В.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей: Учеб. пособ. для проф. обучен. рабочих на пр-ве. – М.: Транспорт, 1988. – С. 29-35.
25. Особенности применения в автотракторном дизеле утяжеленных топлив с добавкой легких синтетических парафиновых углеводородов / В.С. Азев., Г.Т. Газарян, А.Л. Лапидус и др. // Двигателестроение. – 1990. – № 6. – С. 24, 33-36.
26. Патрахальцев Н.Н. Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение. – 1980. – № 10. – С. 33-38.
27. Патрахальцев Н.Н. Аппаратура для газодизельного процесса // Автомобильная промышленность. – 1987. – № 7. – С. 16-17.
28. Патрахальцев Н.Н., Альвеар Санчес Л.В., Шкаликова В.П. О возможности расширения ресурса дизельных топлив и регулирования рабочего процесса дизеля изменением состава топлив // ДВС. – Харьков. – вып. 48. – С. 73-79.
29. Патрахальцев Н.Н., Виноградский В.Л., Ластра Л. Корректирование скоростных характеристик дизеля добавлением в топливо сжиженного нефтяного газа (статья) // Строительные и дорожные машины. – 2002. – № 4. – с. 22-23.
30. Патрахальцев Н.Н., Виноградский В.Л., Ластра Л.А. Повышение эксплуатационных свойств дизеля изменением физико-химических свойств топлива (статья) // Строительные и дорожные машины. – 2004. – № 12. – С. 32-34.
31. Патрахальцев Н.Н., Виноградский В.Л., Пономарев М.Н. Повышение динамических и экологических качеств дизеля при его регулировании изменением физико-химических свойств топлива (статья) // Вестник РУДН. – 2003. – № 1. – С. 22-26.

32. Патрахальцев Н.Н., Горбунов В.В., Гильермо Лира Качо. Сжиженный нефтяной газ для улучшения экологических качеств дизелей // «Грузовик &...». – 1999. – № 12 (41). – С. 23-26.
33. Патрахальцев Н.Н., Гусаков С.В., Медведев Е.В. Возможности организации газодизельного процесса с внутренним смесеобразованием на базе дизеля 8Ч13/14 (статья) // Двигателестроение. – 2004. – № 3. – С. 10-12.
34. Патрахальцев Н.Н., Казначевский В.Л., Бадеев А.А. Применение альтернативных топлив для регулирования рабочего процесса дизеля изменением физико-химических свойств топлива (статья) // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2006. – № 2. – С. 72-75.
35. Патрахальцев Н.Н., Казначевский В.Е., Медведев Е.В. Возможности продления моторесурса изношенного дизеля добавкой сжиженного нефтяного газа к основному топливу // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2004. – № 2 (14). – С. 10-12.
36. Патрахальцев Н.Н., Камышников О.В., Хосе Гальдос Гомез. Особенности работы дизеля в условиях высокогорья на сжиженном нефтяном газе // Двигателестроение. – 2006. – № 3. – С. 36-39.
37. Патрахальцев Н.Н., Луис Антонио Ластра. Компенсация снижения эффективности работы дизеля в условиях высокогорья путем добавки СУГ к основному топливу (статья) // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2004. – № 6 (18). – С. 17-20.
38. Патрахальцев Н.Н., Медведев Е.В., Казначевский В.Л. Возможности использования сжиженного нефтяного газа в качестве добавки к дизельному топливу // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2004. – № 1 (13). – С. 5-7.
39. Патрахальцев Н.Н., Сааде Юсеф Жебраэль. Использование отходов биохимических, химических, микробиологических производств в качестве альтернативных топлив для дизелей // Двигателестроение. – 1995. – С. 68-69.
40. Патрахальцев Н.Н., Сааде Ю.Ж. Способ организации рабочего процесса спирто-дизеля // Известия вузов. Машиностроение. – 1993. – № 7-9. – С. 105-109.
41. Патрахальцев Н.Н., Санчес Л.В. Пути развития топливных систем для подачи в цилиндр нетрадиционных топлив // Двигателестроение. – 1988. – № 3. – С. 11-13.
42. Патрахальцев Н.Н., Санчес Л.В., Шкаликова В.П. О возможности расширения ресурса дизельных топлив и регулирования рабочего процесса дизеля изменением состава топлива // ДВС. Республиканск. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков: Вища школа, 1988. – Вып. 48. – С. 73-79.
43. Патрахальцев Н.Н., Синицын А.К., Бадеев А.А., Архипов А.Ф. Возможности форсирования дизеля изменением физико-химических свойств топлива (статья) // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 3. – С. 33-35.
44. Патрахальцев Н.Н., Фомин А.В. Повышение эффективности пуска – разгона дизеля созданием начального давления топлива // ДВС. Межвед. науч.-техн. сб. – Харьков: Вища школа, 1984. – вып. 34. – С. 64-68.
45. Патрахальцев Н.Н., Шкаликова В.П., Русинов А.Р. Принципы автоматического регулирования дизеля изменением физико-химических свойств топлива (статья) // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 11. – С. 33-36.
46. Патрахальцев Н.Н., Шкаликова В.П., Русинов А.Р. Расширение возможности использования природного газа для дизелей (статья) // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2005. – № 1 (19). – С. 38-42.
47. Патрахальцев Н.Н., Эммиль М.В. Регулирование двигателя изменением физико-химических свойств топлива // Вестник РУДН. Вып.: Инженерные исследования. Изд-во РУДН. – 2000. – № 1. – С. 40-44.
48. Перспективные автомобильные топлива / Пер. с англ. – М.: Транспорт, 1982. – 210 с.
49. Повышение эффективности холодного пуска дизеля / Н.Н. Патрахальцев, А.В. Фомин, Д.Х. Валеев и др. // Двигателестроение. – 1995. – № 2. – С. 79-80.

50. *Полежаев Ю.В.* Высокоэффективные и безопасные парогазовые установки // Сб. науч. докл. IV междунар. совещ. по проблемам энергоаккумулирования и экологии в машиностроении, энергетике и на транспорте. – М.: ИМАШ РАН, 2004. – С. 59-67.
51. *Савельев Г.* Альтернативное топливо в сельском хозяйстве // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2006. – № 1 (25). – С. 64-70.
52. *Семенов Н.Н.* О некоторых проблемах химической кинетики и реакционной способности. – М.: Изд-во АН СССР, 1958.
53. Снижение дымности отработавших газов дизеля ЯМЗ-238 введением в топливо сжиженного нефтяного газа / Г.С. Корнилов, В.В. Курманов, В.В. Горбунов и др. // Двигателестроение. – 1991. – № 6. – С. 51-52.
54. *Сомов В.А., Лесников А.П.* Физико-химическое регулирование процесса сгорания в дизеле путем оптимизации состава топлива // Тез. докл. науч.-техн. конф. Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив. – М., 1980. – С. 75.
55. Топливо для дизеля / Г.Т. Газарян, Н.Н. Патрахальцев, В.П. Шкаликова и др. // Авт. св-во СССР № 1113491. – 1984. – бюлл. № 34.
56. Физическая энциклопедия. – М.: Советская энциклопедия, 1988. – Т. 1. – С. 267.
57. *Франк-Каменецкий Д.А.* Диффузия и теплопередача в химической кинетике. – М.: Наука, 1987. – 491 с.
58. *Чулков П.В.* Моторные топлива: ресурсы, качества, заменители: Справочник. – М.: Политехника, 1998. – 416 с.
59. *Шкаликова В.П., Патрахальцев Н.Н.* Применение нетрадиционных топлив в дизелях. – М.: изд. УДН, 1963. – 64 с.
60. *Шкаликова В.П.* Эксплуатационные материалы: топлива: Учебное пособие. – М.: изд УДН, 1984. – 62 с.
61. *Шкаликова В.П., Газарян Г.Т., Леонов О.Б.* и др. Возможности расширения ресурса дизельных топлив с применением легких синтетических углеводов в качестве добавки // Двигателестроение. – 1986. – № 2. – С. 26-29.

Коллекция ссылок на Интернет – ресурсы

по теме

**«ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ»

В В Е Д Е Н И Е

www.energystate.ru

www.alt-energy.ru

www.politjournal.ru/index.php?action=Articles&dirid=36&tek=4905&

1. АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА И ИХ МОТОРНЫЕ СВОЙСТВА

www.edu-zone.net/show/167610.html
www.sciteclibrary.ru/texts/rus/stat/st614-1.htm
www.nami.ru/alternative_fuel_r.html
www.fhp.bsu.by/_private/rus/razrabotki.files/biotoplivo.htm

2. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

www.cbio.ru/modules/news/article.php?storyid=1131
www.energositop.narod.ru/1.htm
www.sciteclibrary.ru/texts/rus/stat/st614-0.htm
www.semenovv.kharkiv.com/p_47.html
www.semenovv.kharkiv.com/p_34.html

3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВС МЕТОДОМ ИЗМЕНЕНИЯ ФИЗИКО – ХИМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТОПЛИВА

www.sciteclibrary.ru/texts/rus/stat/st614-0.htm
www.nami.ru/alternative_fuel_r.html

4. ПРИМЕРЫ РЕАЛИЗАЦИИ МЕТОДА «ФИЗИКО – ХИМИЧЕСКОГО» РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВС

www.ntpo.com/invention/invention2/40.shtml
www.engine.aviaport.ru/issues/49/page32.html
www.edu.secna.ru/main/review/2006/n8/brava62.pdf
www.gazodizel.com.ua
www.mknt.icsmir.ru/Gazodisel_avto_Zil.htm

Основные принятые в работе обозначения и сокращения

АГНКС – автогазонаполнительные компрессорные станции,

АТ – альтернативное топливо,

ГМТ – газомоторное топливо,

ГСН – газ сжиженный нефтяной (устаревшее название),

ДМЭ – диметилэфир,

ДЭЭ – диэтилэфир,

ДСИЗ – двигатель с искровым зажиганием,

ДТ – дизельное топливо,

КПГ – компримированный (сжатый) природный газ,

ЛВД – линия высокого давления,

ЛВЖ – легковоспламеняющаяся жидкость,

ЛНД – линия низкого давления,

[ЛСПУ](#) – легкие синтетические парафиновые углеводороды,

[ОГ](#) – отработавшие газы,

[ПЭР](#) – первичные энергетические ресурсы,

СПГ – сжиженный природный газ,

СП – спирт,

СУГ – сжиженный углеводородный газ,

[СПБТ](#) – сжиженный пропан-бутан топливный,

ТНВД – топливный насос высокого давления,

$г, д, гд$ – индексы: газ (газовый), дизельное топливо (дизель), газо-дизель,

$гдм, ф, ф-саж$ – индексы: газодизель малодымный, форсированный, форсаж,

B – дымность [ОГ](#) в единицах Бош,

G_T – часовой расход топлива, [кг/ч],

G_B – часовой расход воздуха, [кг/ч],

$g_{ц}$ – цикловая подача топлива,

g_e – удельный эффективный расход топлива, [г/кВт·ч],

H – дымность отработавших газов по Хартриджу, [%],

h_p – положение рейки топливного насоса высокого давления,

$I_d, I_{уст}$ – моменты инерции двигателя, установки, [Н·м·с²],

K, K_n – [коэффициент приспособляемости](#) по моменту, скоростной коэффициент,

L_0, l_0 – стехиометрическое число, [кмоль/кг, кг/кг],

n – частота вращения, [1/мин],

$P_{ф}, P_{нr}$ – давление топлива в штуцере форсунки, в штуцере ТНВД, [МПа],

N_e – мощность эффективная, [кВт],

$P_{нач}$ – начальное давление топлива в линии высокого давления, [МПа],

$P_{ост}$ – остаточное давление топлива в линии высокого давления, [МПа],

M_e – крутящий момент двигателя, [Н·м],

M_c – крутящий момент потребителя (сопротивления), [Н·м],

$t, t_{пр}$ – время, [время приемистости](#), [с],

$V_{нач}$ – начальные свободные объемы в ЛВД, [мм³],

$V_{\text{ост}}$ – остаточные свободные объемы в ЛВД, [мм³],

X_r – доля сжиженного нефтяного газа в топливе, [%],

α – коэффициент избытка воздуха,

α_T – коэффициент сжимаемости топлива, [МПа⁻¹],

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, [с⁻¹],

ε – угловое ускорение вращения вала, [с⁻²],

ξ_z, ξ_b – коэффициенты теплоиспользования в точках z и b,

η_i, η_e, η_m – КПД индикаторный, эффективный, механический,

η_v – коэффициент наполнения,

ρ – плотность, [кг/м³].

Персональные данные автора



Николай Николаевич Патрахальцев, 1937 г. рождения, в 1961 году закончил Московское высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана по специальности “Двигатели внутреннего сгорания”.

1961 – 1967 г.г. - инженер, ст. инж. завода “Русский дизель”, г. Ленинград. В 1967–70 г.г. - аспирантура МВТУ им. Баумана. В 1971 г. защитил кандидатскую диссертацию на тему: «Особенности рабочего процесса 4-х тактного дизеля с ГТН при неустановившемся режиме».

В течение 2 лет – инженер и мл. научн. сотрудник МВТУ им. Н.Э. Баумана, а затем в течение 4 лет – ст. научн. сотрудник, зав. сектором и зав. отделом НИИ токсичности двигателей.

С 1977 г. работает в РУДН на кафедре теплотехники и тепловых двигателей в должностях доцента, профессора, а с 1993 г по 2007 г. – заведующего кафедрой.

Докторскую диссертацию защитил в МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1988 г. Тема: «Повышение эффективности работы дизеля при неустановившихся режимах воздействием на процессы топливоподачи».

В 1991 г. присвоено учёное звание профессора. С 2005 г. – Заслуженный работник Высшей школы РФ.

Профессор Патрахальцев Н. Н. является одним из продолжателей созданной в МГТУ им. Н.Э. Баумана научной школы по проблеме повышения эффективности неустановившихся режимов работы дизелей. В РУДН им создано научное направление и научная школа по проблеме применения в ДВС альтернативных топлив.

Им разработаны методы расчёта неустановившихся режимов дизеля с учётом переходных процессов в топливной аппаратуре, регулирования рабочих процессов дизелей, путём изменения физико – химических и моторных свойств топлива.

Патрахальцев Н.Н. опубликовал более 290 научных и учебно-методических работ, в числе которых 12 монографий, 12 учебных пособий (2 – с грифом МО РФ), им получено 70 авторских свидетельств и патентов России на изобретения и 5 зарубежных патентов (США, Японии, Франции, Италии, Чехословакии). Из указанных работ 20 – на испанском языке,

опубликованы в Латинской Америке, в том числе 3 учебных пособия объёмом по 10 п. л. каждое. Результаты этих работ применяются в НИОКР ведущих научно – исследовательских и производственных организаций, включены в учебные программы ряда вузов и в монографии многих ведущих специалистов в области двигателестроения.

С результатами своих работ Н. Н. Патрахальцев выступал на более чем 30 российских и международных конференциях, конгрессах, семинарах, в том числе 15 раз за рубежом (в Австрии, Бразилии, Перу, Эквадоре).

Под его руководством и при его консультировании подготовлено 30 кандидатов и 2 доктора технических наук.

Большую научно-исследовательскую и педагогическую работу профессор Патрахальцев Н. Н. ведёт за рубежом. Так, он уже более 14 лет руководит договором о сотрудничестве между университетами Перу и России. Плодотворность этих работ подтверждается тем фактом, что для стран Азии, Африки и Латинской Америки им подготовлено 18 кандидатов технических наук, выполнены проекты по модернизации корабельной дизельной установки ВМФ Перу, созданию проекта закона о нормах токсичных выбросов автотранспорта и т.д.

Профессор Патрахальцев Н. Н. на протяжении всей своей трудовой деятельности сотрудничает с ведущими двигателестроительными заводами и НИИ России. Например, с АО Автодизель – по проблемам газодизельного процесса, регулирования дизелей методом отключения цилиндров и циклов, с АО КАМАЗ – по проблеме “холодного” пуска дизелей, совершенствования процессов топливоподачи в условиях неустановившихся режимов работы. С АО ВАЗ выполнены работы по проблемам снижения токсичности и дымности выбросов дизелей, с Минским моторным заводом – по пусковым и динамическим качествам дизелей, совершенствованию процессов топливоподачи. С НАМИ, НАТИ, НИКТИД – по газодизелю с внутренним смесеобразованием, по методу регулирования дизеля отключением цилиндров и циклов, по повышению эффективности пусков дизелей и т. д.

Общественно-научная работа: являлся членом экспертного совета ВАК, членом НТС ЦНИЛТД, экспертом ВИИГПЭ, членом редакционной коллегии и редактором ряда периодических изданий РУДН;

в настоящее время является членом редакционных коллегий двух международных научно – технических журналов, председателем диссертационного совета в РУДН и членом докторского совета в МГТУ им. Н. Э. Баумана.