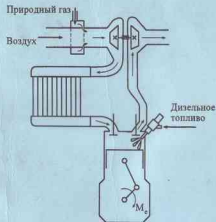


Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГОУ ВПО «Вятская государственная
сельскохозяйственная академия»

В.А. ЛИХАНОВ, А.В. ГРЕБНЕВ

**УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ДИЗЕЛЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ
НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА 4ЧН 11,0/12,5
ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ ПУТЕМ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ
И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ**



Киров 2008

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГОУ ВПО «Вятская государственная
сельскохозяйственная академия»

В.А. ЛИХАНОВ, А.В. ГРЕБНЕВ

**УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ДИЗЕЛЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ
НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА 4ЧН 11,0/12,5
ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ ПУТЕМ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ
СГОРАНИЯ И ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ**

Монография

Под общей редакцией
академика Российской Академии транспорта,
доктора технических наук, профессора В.А. Лиханова

Киров 2008

Лиханов В.А., Гребнев А.В. Улучшение эффективных показателей дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе путем совершенствования процессов сгорания и тепловыделения. Монография / Под общ. ред. проф. В.А. Лиханова. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 155 с.

Рецензенты: А.П. Акимов – директор Чебоксарского института (филиала) Московского государственного открытого университета, заведующий кафедрой автомобилей и автомобильного хозяйства, доктор технических наук, профессор; Л.А. Жолобов – заведующий кафедрой тракторов и автомобилей ФГОУ ВПО «Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия», кандидат технических наук, профессор.

Монография под общей редакцией академика Российской Академии транспорта, доктора технических наук, профессора Лиханова В.А. посвящена вопросам применения природного газа в качестве альтернативного моторного топлива, исследованию особенностей рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха при работе на природном газе по газодизельному процессу. Приведены теоретические модели горения запального дизельного топлива и воспламенения метано-воздушной смеси, представлены методика и расчет длительности задержки воспламенения при работе по газодизельному процессу. Особое внимание уделено рассмотрению показателей процесса сгорания, характеристик тепловыделения, эффективных и токсических показателей дизеля при работе на альтернативном виде топлива.

Предназначена для научных, инженерно-технических работников и аспирантов, занимающихся исследованиями в области применения газового топлива в двигателях внутреннего сгорания.

©Лиханов В.А., Гребнев А.В., 2008
©ФГОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия», 2008

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

1. n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин^{-1}
2. p_e – среднее эффективное давление, МПа
3. N_e – эффективная мощность дизеля, кВт
4. M_c – крутящий момент дизеля, Н·м
5. $G_{\text{в}}$ – часовой расход воздуха, кг/ч
6. η_v – коэффициент наполнения
7. G_T – часовой расход топлива, кг/ч
8. $G_{T\Sigma}$ – суммарный часовой расход топлива, кг/ч
9. g_e – эффективный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
10. $g_{e\Sigma}$ – суммарный эффективный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
11. α – коэффициент избытка воздуха
12. λ – степень повышения давления
13. η_p – эффективный коэффициент полезного действия
14. t_c – температура отработавших газов, °С
15. P_k – давление наддува, МПа
16. t_1 – температура во впускном трубопроводе на выходе из турбокомпрессора, °С
17. $t_{\text{охла}}$ – температура во впускном трубопроводе на выходе из охладителя, °С
18. $\Theta_{\text{впр}}$ – установочный угол опережения впрыскивания топлива, градус
19. T – осредненная температура газов в цилиндре, К
20. p – давление в цилиндре, МПа
21. p_c – давление в конце сжатия, МПа
22. $T_{\text{оср}}$ – максимальная осредненная температура газов в цилиндре, К
23. $p_{2\text{max}}$ – максимальное давление сгорания в цилиндре, МПа
24. $dp/d\phi$ – скорость нарастания давления газов в цилиндре дизеля, МПа/градус
25. ϕ_0 – угол поворота коленчатого вала, соответствующий периоду задержки воспламенения, градус
26. ϕ – угол поворота коленчатого вала относительно верхней мертвой точки, градус

27. χ – относительное тепловыделение от сгорания топлива
 28. χ_a – активное тепловыделение
 29. $d\chi/d\varphi$ – скорость относительного тепловыделения, 1/град
 30. С – дымность, ед. по шкале Bosch
 31. NO_x – объемное содержание оксида азота, ppm
 32. CO – объемное содержание оксида углерода, %
 33. CO_2 – объемное содержание диоксида углерода, %
 34. CH_x – объемное содержание суммарных углеводородов, %
 35. ПОНВ – промежуточное охлаждение наддувочного воздуха
 36. УОВТ – угол опережения впрыскивания топлива, градус
 37. ПЗВ – период задержки воспламенения
 38. ЦПП – цилиндро-поршневая группа
 39. ДТ – дизельное топливо
 40. ПГ – природный газ
 41. МТ – моторное топливо
 42. ОГ – отработавшие газы
 43. КС – камера сгорания
 44. п. к. в. – поворот коленчатого вала
 45. ВМТ – верхняя мертвая точка
 46. НМТ – нижняя мертвая точка
 47. МВС – метано-воздушная смесь
 48. АТС – автотранспортное средство
 49. ДВС – двигатель внутреннего сгорания
 50. $\eta_{нд}$ – коэффициент полезного действия

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в мировом двигателестроении существует тенденция повышения эффективной мощности ДВС путем форсирования по среднему эффективному давлению. Применительно к дизелям для этой цели широко используют турбонаддув, а также промежуточное охлаждение наддувочного воздуха. Вместе с тем, возможность использования в таких дизелях вместо традиционного, дизельного топлива, альтернативных видов топлива еще недостаточно изучена и является важной задачей для научных исследований. Применение альтернативных видов топлива в настоящее время также продиктовано Концепцией развития отечественного автомобилестроения на период до 2010 г., одобренной Правительством Российской Федерации.

Среди всех альтернативных топлив важнейшее место занимает компримированный природный газ (метан). Его преимуществами являются высокая теплотворная способность, высокая полнота сгорания, вследствие простоты химической формулы, малой молекулярной массы и хорошей перемешиваемости с воздухом, низкое содержание токсичных компонентов в ОГ при сгорании в цилиндре дизеля. Эти качества улучшают процессы сгорания и тепловыделения, что приводит к повышению эффективных показателей дизеля. Природный газ также обладает низкой стоимостью (50 % от стоимости бензина АИ-80), а сеть газовых заправок в настоящее время расширяется.

Наиболее привлекательным способом перевода дизеля на ПГ является реализация газодизельного процесса работы. Результатом проведенных в мире научно-исследовательских работ стало создание ряда газодизельных ДВС. Но это, в основном, стационарные, судовые или тепловозные малооборотистые двигатели большой размерности. Количество работ по переводу дизелей малой размерности, устанавливаемых на мобильной технике, на сегодняшний день недостаточно, а имеющиеся работы направлены на исследование только возможности применения ПГ, но не затрагивают его влияния на процессы сгорания и тепловыделения в цилиндре двигателя. Следует отметить, что недостаточно данных по комплексному влиянию применения ПГ и турбонаддува с

ПОНВ на процесс сгорания, мощностные, экономические и экологические показатели дизелей.

Все это дает основание полагать, что улучшение эффективных показателей дизелей с турбонаддувом и ПОНВ при работе на ПГ путем совершенствования процессов сгорания и тепловыделения является актуальной научной задачей, имеющей важное народнохозяйственное значение и практическую значимость.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Перспективы применения природного газа в дизелях

Транспорт является одной из ключевых отраслей экономики страны. К началу XXI века в Российской Федерации создан и в целом успешно функционирует современный транспортный комплекс, обеспечивающий ее территориальную целостность и национальную безопасность. Ключевую роль в его развитии играет автомобильный транспорт: по данным Министерства транспорта РФ вклад автомобильного транспорта в перевозки грузов составляет 75...77 %, пассажиров (без учета личных легковых автомобилей) – 53...55 %. При этом автотранспорт обладает такими важнейшими преимуществами, как мобильность, способность доставлять грузы и пассажиров точно вовремя [1].

В настоящее время в мире эксплуатируется более 800 млн. автомобилей, в Европе – свыше 100 млн., в России – 33,4 млн. Из них 83...85 % составляют легковые автомобили и 15...17 % – грузовые и автобусы. Ежегодное производство легковых автомобилей в мире за последние 50 лет увеличилось в 5,5 раза и, например, в 2002 г. составило 60 млн. ед., в том числе в странах ЕС – 16,9 млн. При этом рост объемов выпуска АТС продолжается. В результате они ежегодно потребляют 2,1 млрд. т топлива и выбрасывают в атмосферу около 700 млн. т вредных веществ, т.е. 1,3 т/год на один среднестатистический автомобиль. Поэтому и доля автомобильного транспорта в общем загрязнении атмосферы в развитых странах достигла в среднем 45...50 %, России – 40 %, городах – 50...60 %, мегаполисах – до 85...90 %. А если взять загрязнения, вносимые всеми видами транспорта, то они в России распределяются следующим образом: автомобильный – 85,0 %, морской и речной – 5,3 %, воздушный – 3,7 %, железнодорожный – 3,5 %, сельскохозяйственный – 2,5 % [1].

В инфраструктуре транспортной отрасли России насчитывается около 4 тыс. крупных и средних автотранспортных предприятий, занятых пассажирскими и грузовыми перевозками. С развитием рыночных отношений появились в большом количестве коммерческие транспортные подразделения небольшой мощности [2].

Эксплуатационные показатели любого АТС в большой степени зависят от характеристик силовой установки. В настоящее время в качестве источника энергии перспективным считается применение дизеля. Дизельные силовые установки на 30 % дороже установок на основе двигателей с искровым зажиганием. Однако в связи с тем, что удельный расход топлива у них значительно меньше, затраты окупаются уже после пробега 15...20 тыс. км. Кроме того, ресурс дизеля значительно выше, поэтому двигатель реже подвергают капитальным ремонтам. Немаловажен и тот факт, что дизель по суммарным удельным выбросам токсичных веществ с ОГ практически в 2 раза чище даже оборудованного каталитическим нейтрализатором двигателя с искровым зажиганием. Таким образом, дизель на грузовых автотранспортных средствах полностью себя оправдал, в связи с чем стал привлекательным и для производителей, и для потребителей транспортных средств [3...7]. Этот тип ДВС необходимо рассматривать как наиболее перспективный практически во всех отраслях хозяйства.

Наряду с преимуществами, которые обеспечивает обществу развитый автотранспортный комплекс, его прогресс сопровождается, к сожалению, и негативным воздействием на окружающую среду и человека. В настоящее время функционирование автотранспортного комплекса усугубляет проблему истощения мировых нефтяных запасов, т.к. автомобильные ДВС являются основным потребителем МТ, и проблему загрязнения окружающей среды. Таким образом, условием дальнейшего использования автотранспорта является использование альтернативных топлив и поиск путей снижения выбросов с ОГ токсичных компонентов. Одним из основных альтернативных видов топлива в современных условиях является природный газ, мировые запасы которого примерно вдвое превышают мировые запасы нефти [6...9].

Нефтяной кризис. По мнению одного из ведущих западных экспертов в области энергетики, Рея Леонарда, к 2010 г. добыча нефтяного топлива начнет быстро сокращаться, что вступит в противоречие с постоянно растущим спросом на нефть и приведет к глобальному нефтяному кризису [10]. Seriously отличаются друг от друга объемы потребности и добычи нефти в мире. Так в 2005 году мировая потребность в нефти и ее добыча составляли

85 и 81 млн. баррелей в день, соответственно. При этом дефицит нефти составлял 4 млн. баррелей в день. К 2025 году (по прогнозам ОПЕК) мировая потребность в нефти и ее добыча составят уже 134 и 118 млн. баррелей в день соответственно, а дефицит нефти возрастет до 16 млн. баррелей в день [11].

Согласно пессимистическому прогнозу ОПЕК разведанные запасы ПГ значительно превышают запасы нефти. В Иране разведанные запасы нефти хватит до 2071 года, газа до 2383 года. В России же разведанных запасов газа хватит до 2083 года [11].

Закономерно, что с уменьшением разведанных запасов нефти наблюдается тенденция удорожания нефтяных топлив. За период с 1980 по 1990 гг. ее себестоимость в России возросла втрое и продолжает увеличиваться в настоящее время. Сокращение поставок нефтепродуктов на внутренний рынок в 2004...2005 гг. привело к небывалому в истории России росту цен – на 235 % [12]. Это обусловлено как увеличением затрат на нефтепереработку, так и удорожанием добычи нефти.

Среди альтернативных видов МТ (бензин, ДТ, пропан-бутан, диметилэфир, биогаз, водород, электричество) ПГ является наиболее чистым, безопасным и дешевым топливом. Стоимость ПГ в европейских странах значительно ниже бензина и ДТ (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Относительная стоимость ПГ [12]

Страна	Стоимость ПГ относительно	
	бензина	дизельного топлива
Норвегия	30%	32%
Польша	32%	41%
Беларусь	34%	49%
Италия	41%	50%
Австрия	53%	53%
Германия	60%	65%

Согласно Постановлению Правительства России от 15 января 1993 г. № 31 даже в условиях свободного рынка стоимость 1 м³ ПГ для транспортных средств не будет превышать 50 % стоимости 1 л бензина А-76 (АИ-80), эквивалентного ему по энергосодержанию.

Экологические проблемы. Анализ перспективности использования альтернативных видов МТ будет не полным без учета такого показателя, как экологичность топлива.

В начале этого тысячелетия нет необходимости доказывать остроту и масштабность, а значит, и опасность сложившейся в мире экологической ситуации. Сегодня автомобильный транспорт является основным источником выбросов вредных компонентов (в крупных городах доля выбросов от автотранспорта достигает 70 %). В целом, автопарк России, насчитывающий более 34 млн. единиц, выбрасывает вместе с ОГ более 14,5 млн. т вредных веществ в год, что составляет более 40 % от общего объема промышленных выбросов в атмосферу. Необходимо отметить, что с точки зрения наносимого экологического ущерба, автотранспорт лидирует во всех видах негативного воздействия: загрязнение воздуха – 95 %, шум – 49,5 %, воздействие на климат – 68 % [13].

Несмотря на проводимые работы, выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от автотранспортных средств увеличиваются в год в среднем на 3,1 %. В результате величина ежегодного экологического ущерба от функционирования транспортного комплекса России составляет более 3,5 млрд. долл. США и продолжает расти. Эмиссия токсичных компонентов в ОГ двигателей, работающих на различных видах топлива, при оптимальной регулировке топливной аппаратуры, приведена в таблице 1.2. Выбросы при сжигании бензина приняты за 100 % [13].

Если сравнить относительное содержание токсичных компонентов в ОГ двигателей внутреннего сгорания, работающих на бензине, ДТ, пропане и ПГ, то экологическая характеристика ПГ по содержанию оксида углерода, оксидов азота, суммарных углеводородов, бензапирена и сажи является наиболее «чистой» [11].

В настоящее время также постоянно увеличиваются выбросы диоксида углерода, как следствие экономического роста. Если в 2001 году выбросы диоксида углерода составляли 6,5 млрд. тонн, то к 2025 году ожидается выброс диоксида углерода на уровне 10,4 млрд. тонн в год [11].

Таким образом, один автомобиль ежегодно поглощает из атмосферы в среднем более 4 т кислорода, выбрасывая при этом с ОГ примерно 800 кг угарного газа, 40 кг оксидов азота и почти

200 кг различных углеродов. В результате по России от автотранспорта за год в атмосферу поступает огромное количество только канцерогенных веществ: 27 тыс. т бензола, 17,5 тыс. т формальдегида, 1,5 т бензапирена и 5 тыс. т свинца. В целом, общее количество вредных веществ, ежегодно выбрасываемых автомобилями, превышает цифру в 20 млн. т [13].

Таблица 1.2 – Эмиссия токсичных компонентов при использовании различных видов топлива (в %)

Вид топлива	CO	CH ₄ (без метана)	NO _x	Сажа	Оксид свинца	Бензапирен
Бензин	100	100	100	нет	100	100
Бензин (двигатель с катализатором)	25...30	10	25	нет	нет	50
Дизтопливо	10	10	50...80	100	нет	50
Дизтопливо + ПГ	8...10	8...10	50...70	20...40	нет	30...40
Пропан	10...20	50...70	30...80	нет	нет	3...10
ПГ	5...10	1...10	25...50	нет	нет	3...10

Законодательство. Экологические проблемы, связанные с использованием традиционного МТ в двигателях транспортных средств, актуальны для всех стран мира. Во многих странах мира приняты жесткие требования по экологизации автотранспорта. В результате с 1993 года по 1999 год количество вредных веществ в ОГ автомобилей за рубежом снизилось примерно в 2 раза, а всего за последние 40 лет содержание токсичных компонентов уменьшилось на 70 %. В настоящее время многие зарубежные моторостроительные фирмы взяли курс на решение задачи достижения нулевой токсичности ОГ. Их многолетний опыт показывает, что добиться этого можно только в случае использования альтернативных (не нефтяных) видов МТ. Именно поэтому практически все перспективные экологически чистые автомобили проектируются под альтернативные виды топлива [2].

В США за последнее десятилетие принят ряд законодательных актов, в которых пристальное внимание уделяется проблеме

улучшения экологической обстановки в городах и населенных пунктах. В их числе: закон «Об альтернативном моторном топливе», закон «О чистом воздухе», закон «Об энергетической политике». На основе этих законов Министерство энергетики США значительно расширило научно-исследовательские работы в секторе потребления энергоресурсов на автотранспорте и разрабатывает новые программы по ускоренному широкомасштабному внедрению альтернативных видов топлива.

Приоритетность ПГ, как наиболее перспективного экологически чистого МТ, очевидна для многих стран мира. В Канаде, Новой Зеландии, Аргентине, Италии, Голландии, Франции и других странах успешно действуют национальные программы перевода автотранспорта, в первую очередь городского, на газомоторное топливо. Для этого разработана соответствующая нормативно-законодательная база: ценовая, налоговая, тарифная, кредитная. В результате налицо явный прогресс. В Нидерландах более 50 % всего автотранспорта используют в качестве топлива газ, в Италии – более 20 %. 95 % автобусного парка Вены и 87 % парка Дании работают на газе. В странах Западной Европы для стимулирования газификации автотранспорта предусматривается существенное уменьшение налогов на автомобили, использующие газовое топливо. В среднем, эта разница составляет 1,5...2 раза, кроме того, автовладельцы после конверсии автомобиля освобождаются от налоговых выплат на 3 года. С 1996 года в Великобритании и Франции существенно уменьшены налоги на автомобили, использующие газовое топливо. В Германии эта разница составляет 1,5 раза, в Нидерландах – 1,7 раза [14].

В начале 90-х годов прошлого столетия Правительство РФ также стало принимать определенные меры по решению проблем экологизации автотранспорта. Постановлениями Правительства РФ от 15 января 1993 года № 31 «О неотложных мерах по расширению замещения моторных топлив природным газом» и от 2 ноября 1995 года № 1087 «О неотложных мерах по энергосбережению», в частности, предусмотрено осуществить замену дефицитных нефтяных видов топлива альтернативными, а также сократить объем потребления ДТ за счет увеличения выпуска АТС, работающих на газообразном топливе. В связи с этим перевод автомобильного транспорта на ПГ становится важнейшей государ-

ственной задачей для России. В 2004 году Россия ратифицировала Киотский протокол по борьбе с выбросами вредных веществ.

Основной политической составляющей является принятие решений на прошедшем в июле 2006 года в Санкт-Петербурге саммите Большой Восьмерки при обсуждении ключевого вопроса, касающегося Глобальной энергетической безопасности. Так, в разделе улучшения инвестиционного климата в энергетическом секторе особое внимание уделено «поощрению более широкого использования возобновляемых и альтернативных источников энергии» и «внедрению более экологических и эффективных технологий и методов». При обсуждении раздела повышения энергоэффективности и энергосбережения было заявлено о необходимости применения налоговых стимулов, способствующих внедрению энергоэффективных технологий, а также «поощрять диверсификацию источников энергии для транспортных средств на основе новых технологий, в том числе внедрение в значительных масштабах различных видов биотоплива для автотранспорта, а также более широкое использование сжатого и сжиженного ПГ, сжиженного попутного газа и различных видов синтетических видов топлива».

Таким образом, очевидно, что на сегодняшний день российские технические правила максимально возможно согласуются с правилами международных. Рассматриваемый технический регламент учитывает современный уровень развития отечественной автомобильной промышленности и предусматривает постепенный обязательный переход к соблюдению международных норм в отношении выбросов вредных веществ: с января 2008 г. 100 % выпускаемой автомобильной техники соответствуют нормам «Евро-3», с января 2010 г. будут соответствовать «Евро-4», а с января 2014 г. грузовые автомобили и автобусы с дизелями – «Евро-5». Как видно, регламент узаконивает определенное отставание от стран ЕС, где с января 2005 г. осуществлен полный переход на выпуск транспортных средств, соответствующих нормам «Евро-4», которые жестче норм «Евро-3» на 65...70 %. Но такое отставание – объективная необходимость [13].

Наиболее ощутимые результаты по экологизации дорожного транспорта и применению газовых МТ достигнуты в г. Москве. Московская Программа газификации транспорта основана на

совместном Постановлении Правительства Москвы и Правления РАО «Газпром» от 26.11.96 № 943/134 и Постановлении Правительства Москвы от 5 июня 2001 года № 510-ПП «О дополнительных мерах по расширению использования газа метана в качестве моторного топлива». В настоящее время проделана огромная организационная работа, к участию в Программе привлечено более 100 предприятий и коммерческих структур, среди которых ОАО «НК Лукойл», ОАО «Газпром», РАО «ЕЭС», ОАО «НК Роснефть», КБ «Автобанк», КБ «Русский Банк Развития», Тюменская нефтяная компания и др.

Следует отметить, что проблемы газификации автомобильного транспорта с успехом могут быть решены не только в Москве, но и на местном уровне в любом регионе России. Именно местные власти могут широко использовать предоставленные им законодательством налоговые и тарифные стимулы для расширения использования газомоторного топлива на транспорте. Положительные примеры такого подхода в Российской Федерации уже имеются. В Республике Татарстан, Алтайском крае, Белгородской, Брянской, Воронежской, Оренбургской, Самарской и ряде других областей утверждены региональные программы для реализации этих вопросов. Завершается подготовка программ в Вологодской, Костромской, Ленинградской, Саратовской и Тамбовской областях. В Кабардино-Балкарской Республике, Владимирской, Липецкой, Пензенской областях задачи по газификации автотранспортных средств определены правительственными постановлениями. Томской областной Думой принят закон «Об использовании природного газа в качестве моторного топлива» [13].

Во многих странах мира сегодня действуют различные меры государственного стимулирования использования альтернативных видов МТ — от создания систем преференций до введения обязательных правил. Например, в США законодательно закреплено, что федеральные министерства и ведомства при обновлении своего автопарка обязаны закупать не менее 10 % техники, работающей на альтернативном топливе. В некоторых итальянских городах строить АЗС можно только с блоком заправки ПГ. Запрет на использование нефтепродуктов муниципальными автобусами и мусороуборочными машинами действует во Франции. В

целом ряде государств перевод автомобилей на ПГ сопровождается снижением налогов и акцизов, льготным кредитованием и даже частичной компенсацией затрат его участникам. Причем постепенно этот процесс начинает выходить на межгосударственный уровень [13].

Примеры государственных мер принуждения и стимулирования перевода транспорта на газ имеют место в различных странах. В Великобритании со всех автомобилей кроме метановых взимается плата за въезд в центр Лондона. В Италии по определенным дням въезд в центр Милана разрешен только метановым машинам. В США на автострадах по полосам, зарезервированным только для такси (только при наличии пассажиров) и автобусов, разрешен проезд метановых автомобилей (вне зависимости от наличия пассажиров). В Японии, Италии в ряде городов запрещено использовать дизельные автомобили. В Пакистане рассматривается возможность запрета на использование автобусов с дизельными двигателями в городах. В США при покупке новых автомобилей государственные организации и предприятия обязаны приобрести определенное количество машин в газовом исполнении [15].

Европейская экономическая комиссия ООН разработала стратегию замещения к 2020 году пятой части потребляемых в регионе бензина и ДТ альтернативными видами топлива, в том числе метаном. Осуществлению этих планов будет способствовать реализация в Европе концепция развития «голубых коридоров», которая предполагает организацию международных перевозок с преимущественным использованием ПГ в качестве МТ. Создание таких маршрутов планируется также в Юго-Восточной Азии и Южной Америке, но в Европе эта идея уже трансформировалась в конкретный проект, который приближается к стадии практической реализации. Так, в 2007 году Европейский деловой конгресс принял решение о выделении финансовых средств на подготовку технико-экономического обоснования международного проекта «Голубой коридор», предусматривающего газификацию автотрасс на маршрутах Хельсинки—Санкт-Петербург—Москва, Москва—Минск—Варшава—Берлин и Берлин—Рим [15].

Таким образом, приведенные данные свидетельствуют о том, что в настоящее время созданы все условия для того, чтобы

ПГ стал на глобальном рынке самым динамично развивающимся видом альтернативного МТ. Как уже указывалось, на ПГ, водороде и биогазе к 2020 году по плану Евросоюза должны работать 54 миллиона автомобилей. Это наглядно показывает правоту тезиса о том, что нынешний век начинается эпоху метана.

Сегодня 50 автомобильных компаний мира уже продают более 150 модификаций автомобилей, работающих на метане. Серийное производство машин на метане освоили такие мировые лидеры, как AUDI, BMW, VOLVO, DAIMLER CHRYSLER, GENERAL MOTORS, MAN, NISSAN, RENO, CITROEN, TOYOTA, FIAT, VOLKSWAGEN, HONDA. Мировой парк автомобилей, работающих на ПГ, по различным оценкам, насчитывает 1,2...1,5 миллиона единиц. Наиболее развито использование ПГ на транспорте в Аргентине (более 600 тыс. автомобилей), Италии (более 300 тыс. единиц), США (более 80 тысяч). В Аргентине, Японии, Бразилии, Египте разработки и реализуются программы, предусматривающие перевод на ПГ по миллиону машин до 2010 года.

В Советском Союзе был свой опыт: ГАЗ, ЗИЛ, КамАЗ в 80-х гг. XX века серийно выпускали газобаллонные автомобили, но с переходом на рыночные отношения исследования в этой области были приостановлены. Рассматривая мировой парк автомобилей на ПГ можно отметить, что в Южной Америке имеется 1920000 автомобилей, в Европе – 509500 автомобилей, в России всего 40000 автомобилей. Если в ближайшее время отечественная автомобильная промышленность не возобновит производство машин, работающих на ПГ, то на российский рынок пойдут иностранные марки.

По данным Национальной газомоторной ассоциации, объем реализации ПГ в России увеличился в 2007 году на 11,5 % (до 320 млн. м³), парк техники на компримированном газе вырос на 11,8 % (до 95 тыс.), а число автомобильных газонаполнительных компрессорных станций – на 3,2 % (до 225 единиц). За минувший год в нашей стране появились семь новых станций, три из которых ввело в строй ОАО «Газпром», увеличив свою сеть АГНКС до 194. Между тем, учтенное потребление ПГ в 2007 году достигло в мире 15 млрд. м³, увеличившись на 30 % по сравнению с показателями предыдущего года. При этом мировой парк авто-

мобилей на компримированном газе вырос на 36 % и превысил 7,5 млн.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод о том, что ПГ – наиболее перспективное МТ для транспорта России в XXI веке. Производство газового МТ – это интенсивно развивающееся направление, которое уже в ближайшее время превратится в самостоятельную высокорентабельную подотрасль газовой промышленности. Имеются все предпосылки к тому, чтобы через 7...10 лет годовые объемы производства газового МТ достигли 5...6 млрд. м³, а в более отдаленной перспективе эти цифры могут достигнуть значений 20...25 млрд. м³ [2].

1.2. Особенности применения природного газа в качестве моторного топлива для дизелей

Природный газ, благодаря своим свойствам, является полноценным топливом для дизелей АТС. Тем не менее, к его качеству предъявляется ряд требований.

Основной частью ПГ являются метан и группа более сложных углеводородов (этан, пропан, бутан). Для достижения высоких мощностных показателей при применении ПГ в ДВС содержание в нем метана должно составлять не менее 90 %. В зависимости от месторождения различие в содержании метана в ПГ может достигать 23 %. Подобные отклонения для МТ крайне нежелательны. Также нужно отметить, что тяжелые углеводороды, находящиеся в ПГ, при сжатии в компрессорах конденсируются и выпадают в отстойниках или резервуарах, нарушая работу газового оборудования газонаполнительных станций и газобаллонных автомобилей. Для обеспечения нормальной работы газового оборудования содержание тяжелых углеводородов должно ограничиваться в пределах, не более: этан – 4 %; пропан – 1,5 %; бутан – 1 %; пентан – 0,3%. Существенно влияет на стабильность показателей ДВС наличие в ПГ инертных газов. Если в горючей смеси содержится 1 % инертных газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$, то удельная теплота сгорания ее составляет 33 МДж/м³. Увеличение содержания инертных газов до 10 % обедняет состав горючей смеси, а теплота ее сгорания, соответственно, уменьшается на 10 % [16].

Важным показателем, характеризующим качество газа, является степень осушки. При наличии воды в газе, при отрицательных температурах и при дросселировании образуются ледяные пробки. При наличии сернистых и цианистых соединений вода способствует образованию кислот, которые вызывают коррозию стенок баллонов и трубопроводов. Степень осушки газа характеризуется началом конденсации воды – точкой росы, которая для сжатого ПГ, используемого в качестве топлива для автомобилей в средней полосе нашей страны, должна быть не выше минус 40 °С при давлении 20 МПа [17].

Основные физико-химические и моторные свойства ПГ приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Физико-химические и моторные свойства ПГ

Показатели	Значение
Нижняя удельная теплота сгорания, МДж/м ³	32,6...36,0
Относительная плотность (по воздуху)	0,56...0,60
Объемный стехиометрический коэффициент – минимальный объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 м ³ газа, м ³ /м ³	9,6...10,2
Теплота сгорания стехиометрической смеси, МДж/м ³	3,219
Теоретически необходимый объем воздуха для сгорания топлива, м ³ /м ³	9,52
Теплоемкость газа при 15 °С, кДж/кг	2240
Пределы воспламенения в смеси с воздухом, %:	
нижний	5,0
верхний	15,0
Октановое число по исследовательскому (моторному) методу	120 (110)
Температура кипения, °С	-164,5
Температура плавления, °С	-182,5
Цвет	отсутствует
Запах	отсутствует
Температура самовоспламенения, °С	650...750
Скорость взрывного горения, м/с	500...700

При конвертации дизеля для работы на ПГ необходимо решить несколько вопросов. Прежде всего, нужно отметить, что на одном ПГ дизель без конструктивных изменений работать не

может. Принцип работы дизеля заключается в том, что в цилиндр впрыскивается топливо, самовоспламеняющееся от находящегося там воздуха, нагретого до высокой температуры (400...500 °С) в результате сжатия. ДТ самовоспламеняется при 230 °С, а ПГ при 650 °С, т.е. температура воздуха, сжатого в цилиндре дизеля, недостаточна для самовоспламенения ПГ. Тем не менее, существуют два способа перевода дизельного двигателя на ПГ – переделка дизеля в газовый двигатель и в газодизель.

Газовый двигатель. Для реализации этого способа на дизельном двигателе демонтируют топливную аппаратуру и устанавливают систему зажигания. ПГ подается при помощи дозатора во впускной трубопровод двигателя. Так как октановое число у ПГ высокое, то степень сжатия у дизеля нужно уменьшить до значения 12...14. Это осуществляется путем выборки металла на днищах поршней, в КС или установкой утолщенной прокладки под головку блока цилиндров. После подобной переделки дизель становится экологичнее и экономичнее, а ресурс его возрастает [16]. Но при этом пропадает возможность конвертации для работы на ДТ.

Газодизель. При этом способе ПГ также подается во впускной трубопровод, где смешивается с воздухом. В цилиндре дизеля в нагретый газозвушной заряд в конце такта сжатия впрыскивается небольшая запальная доза ДТ (пилотная), которая воспламеняется и поджигает газозвушную смесь. Оптимальная подача запальной дозы составляет 15...20 % от общего расхода топлива [8]. Для переделки дизеля требуется определенная доводка имеющейся топливной аппаратуры. Прежде всего, это касается топливного насоса высокого давления, который должен обеспечивать стабильную подачу небольших порций ДТ на всех режимах работы двигателя. Такой способ перевода дизеля на ПГ требует минимальных изменений конструкции двигателя, т.е. является наименее трудоемким. Преимуществом является также то, что дизель может работать и в своем обычном режиме – на ДТ.

При работе на ПГ по газодизельному процессу снижается количество жидкого топлива, попадающего в цилиндры дизеля (только небольшой объем запального ДТ), вследствие чего снижается смывание масляной пленки со стенок цилиндров. Улучшаются условия смазки деталей ЦПГ. Также снижается нагаро-

образование в цилиндре двигателя. В условиях эксплуатации это дает возможность увеличить в 1,5...2 раза сроки замены моторного масла, масляных фильтров и реже проводить регулировки двигателя и его систем. Также снижается уровень шума двигателя на 3...8 дБ [17].

При работе на ПГ у дизеля снижается содержание сажи в ОГ. Применение ПГ позволяет существенно снизить токсичность ОГ по основным контролируемым компонентам: оксиду углерода, оксидам азота. Вместе с этим, в ОГ несколько увеличивается содержание углеводородов. Но это уже не канцерогены, выбрасываемые дизелем, а незначительное количество негоревшего безводного метана [17].

Эксплуатация газового оборудования имеет свои особенности. Газовый баллон находится под высоким избыточным давлением, что требует соблюдения повышенных мер безопасности. Тем не менее, с точки зрения пожаро- и взрывобезопасности ПГ является безопасным видом топлива. Концентрационные пределы воспламенения в воздухе у ДТ 1,1...8 %, а у ПГ 5...15 %. При утечке из газового оборудования ПГ, вследствие своей малой плотности, поднимается вверх и рассеивается в атмосфере. Американская газовая ассоциация собрала статистику о 10 годах эксплуатации 2400 автомобилей, работающих на ПГ. За это время они имели суммарный пробег 280 млн. км, и с ними произошло 1360 столкновений. В 180 случаях удар приходился в зону расположения газовых баллонов высокого давления, но ни один баллон не был поврежден [11, 15].

Таким образом, переделка дизеля в газодизель предоставляет много преимуществ, поэтому такой способ использования ПГ в настоящее время нашел широкое распространение [8].

В разное время в мире были доведены до серийного производства различные типы газодизелей.

Были проведены обширные исследования по переводу дизелей на газ в 70-80-х годах XX века в США, Германии, Франции, Англии, Японии [18...30]. Были созданы и успешно испытаны дизели с наддувом и без наддува, рядные и V-образные, стационарные, судовые, тепловозные, автомобильные. Представленные двигатели при работе на ПГ сохраняли ту же мощность, что и при работе по дизельному процессу. Выпуском газодизелей занима-

лись фирмы «Нордберг», «Фербенкс-Морз», «Делаваль-Энтерпрайз», «СЕМТ-Пилстик», «Чикаго-Пневматик», «Зульцер», «МАН», «Ален», «Фужи Дизель», «Каррингтон Слипваус», «НКК», «Тойота», «Форд» и другие.

Начиная с послевоенных лет, аналогичные работы проводились и в СССР. Первоначально газодизели получили наибольшее распространение в качестве стационарных и судовых силовых установок. Так, для речных газоходов, оборудованных газогенераторными установками, выпускались газодизели 3Д6-ГД. Для стационарных и передвижных установок выпускался дизель 1Д6-ГД. Наиболее подробные исследования по переводу дизелей В2 на работу по газодизельному процессу закончились созданием газодизелей В2-300-ГД и В2-450-ГД. Для тепловозов был создан газодизель на базе дизеля Д-50 (Д-55) [31]. Для буровых установок был создан газодизель ГД-700. Кроме этого исследованы по газодизельному процессу дизели М-601, 6Ч-36/45 [32]. Также создан газовый двигатель ГД-100 [33].

Пик разработок газодизельных двигателей в СССР был в 80-х годах. Так, был переоборудован для работы на сжатом ПГ теплоходный дизель 6ЧСП 15/18 теплохода П51-Э [34, 35]. Для исследования и обработки оптимальной схемы организации газодизельного рабочего процесса на железнодорожном транспорте и стационарных мотор-генераторах был конвертирован на ПГ дизель 10-Д100 [36]. В газодизели переоборудовались дизели РАБА-МАН автобусов «Икарус» [37].

С 1986 года разработки и исследования систем питания для переоборудования находящихся в эксплуатации дизелей в газодизели велись в Киевском автомобильно-дорожном институте (КАДИ) совместно с Институтом газа Академии наук Украины. В работах [38...49] отмечается, что на ПГ были переведены 12-цилиндровые дизели ЯМЗ-240 (12Ч 13/14) и ЯМЗ-240-ОН1 (12 ЧН 13/14). Изготовлены газодизельные варианты двигателей меньшей размерности ЯМЗ-236 ГД (6Ч 13/14) и ЯМЗ-238 ГД (8Ч 13/14). Стендовые испытания газодизелей ЯМЗ-238 и ЯМЗ-236 показали отсутствие снижения мощности на газодизельном процессе, степень замещения дизельного топлива природным газом в режиме полной мощности достигала 70...75 %, значительно снижалось содержание токсичных веществ в ОГ и

практически отсутствовала дымность. Эти марки газодизельных двигателей были испытаны на грузовых автомобилях и карьерных самосвалах.

В 1987 году Камским объединением по производству большегрузных автомобилей КамАЗ было начато серийное производство автомобилей с газодизелями [16, 50...54]. Выпускалось несколько модификаций автомобилей КамАЗ с 8-цилиндровым газодизелем КамАЗ-7409.10 мощностью 147 кВт с системой питания, разработанной совместно с НАМИ, КамАЗом и ПО «Дизель-аппаратура». Параллельно велись работы по доводке турбодизеля КамАЗ-7403 для работы на бинарном топливе.

В последнее десятилетие работы по созданию газодизелей не потеряли своей актуальности. Многие мировые автомобильные компании занимаются разработкой и производством газодизелей различной размерности для оборудования автотранспортных средств.

Австрийская компания «Иенбахер» производит двухтактные газодизели размерности 124 23/34 и 24 42/56 [9].

Компания IVECO предлагает для легких грузовиков Daily S дизель объемом 2,8 л и мощностью 106 л.с., который после конвертации соответствует нормам «Евро-5». Выпускается городской автобус Agora с газовым двигателем IVECO Cursor 8CNG, представленным в двух вариантах: мощностью 209 л.с. и 272 л.с. [55].

В настоящее время компания Cummins выпускает 6-цилиндровые двигатели объемом 5,9 и 8,3 литра - B Gas Plus Euro-3 и C Gas Plus Euro-3, которые могут работать на сжатом и сжиженном ПГ и используются на автомобилях средней грузоподъемности и автобусах. Фирма MAN производит городской автобус MAN Lionis City, оборудованный двигателем, работающем на ПГ мощностью 245 л.с., который выполняет нормы «Евро-5» [9].

По всему миру эксплуатируются более 2500 автобусов MAN и Neoplan, использующих ПГ в качестве МТ. Газовый двигатель MAN E 2876 LUN 03 выполняет строгие стандарты EEFV (Enhanced Environmentally Friendly Vehicles), которые находятся в пределах норм «Евро-5». Кроме этого, указанным требованиям отвечает газовый двигатель компании VOLVO, устанавливаемый на автобусы [55].

В России на базе НАМИ были переведены на газодизельный процесс двигатели: самосвала «Татра-815С2» с дизелем Татра Т-3-929 с рабочим объемом цилиндров 15,825 л, номинальной мощностью 195 кВт; южнокорейского грузового автомобиля «К-3500» с дизелем «Kia SL-2» с рабочим объемом цилиндров 3,455 л, номинальной мощностью 63 кВт [56].

Проведены работы по переводу на ПГ 6-цилиндрового дизеля СМД-62 колесного трактора Т-150К [57]. Также приводятся данные о газодизеле 8ЧН 25/34-ЗГД газодизель-генератора ДТРА 500/500-ГД. Такие газодизели работают на стационарных морских платформах МСП-3.

Для автомобилей КраЗ был разработан газодизель СМД-31.15 [58]. Кроме этого, на ОАО «ЛАЗ» был налажен выпуск газодизельных автобусов модели 1414-03, оснащенных дизелями ЯМЗ-236А, ЯМЗ-236НЕ, ЯМЗ-236НЕ2, переоборудованных для работы по газодизельному циклу, мощностью 143...169 кВт, имеющими расход ДТ 10,4 л/100 км, газа – 24,5 м³/100 км.

В 2004 г. заводы КамАЗ, УАЗ, НефАЗ, ЗИЛ и ЯМЗ продемонстрировали автомобили и двигатели на ПГ в заводском исполнении. Объединение «Газомотор-Эксп» подготовило газодизель ГАЗ-560 ГД (на базе дизеля Штайер), предназначенный для микроавтобусов и маршрутных такси. В 2005 г. на 3-й Международной специализированной выставке «GazSUF» компания «Уралтрансгаз» представила разработанный газовый вариант автомобиля КамАЗ-5410, особенностью которого является криогенная топливная система, предназначенная для использования сжиженного ПГ [59].

В Кировском сельскохозяйственном институте (сейчас Вятская ГСХА) созданы опытные образцы тракторов с системами питания, модернизированными для работы на сжатом ПГ. Проведены работы по переводу на ПГ дизеля Д-21-А1 (2Ч 10,5/12,0), и создан опытный образец трактора Т-25А для работы на ПГ [7, 60]. Также были разработаны системы регулирования подачи газа, размещения газобаллонного оборудования и созданы газодизельные модификации тракторов «Универсал-445» (с дизелем 3Ч 9,5/10,0), самоходного шасси Т-16МГ (с дизелем 2Ч 10,5/12,0), сварочной установки АДД-4002-У1 (с дизелем 4Ч 10,5/12,0) и самоходного погрузчика 17.92 (с дизелем 4Ч 9,85/12,7) [60...67]. В

последние годы здесь были проведены исследования по переводу на ПГ дизеля Д-240 (4Ч 11,0/12,5) трактора МТЗ-80 и дизеля Д-245.12 (4ЧН 11,0/12,5) автобуса ПА3-3205 [9, 68...71].

Таким образом, в настоящее время имеется некоторый опыт по конвертации дизелей для работы на ПГ. В большинстве городов России создано и функционирует множество сервисных центров, которые производят перевод на ПГ любого ДВС: как бензинового, так и дизельного. Но также нельзя не отметить, что к автомобилям, оснащенных газодизельными двигателями, со стороны автотранспортных предприятий до сих пор проявляется повышенная настороженность. Газодизели, работающие на ПГ, гораздо менее изучены, чем газовые двигатели с искровым зажиганием или двигатели, работающие на пропано-бутановых смесях. На сегодняшний день работы по переводу на ПГ дизелей автотранспортных средств необходимо продолжать. Исследования нужно направлять на изучение особенностей рабочего процесса, улучшение эффективных и токсических показателей таких типов ДВС.

1.3. Особенности процессов воспламенения и горения природного газа в дизелях

Особенности процесса воспламенения в цилиндре газодизеля связаны в первую очередь с наличием двух видов топлива – ПГ и ДТ. В конце сжатия в цилиндре находится МВС, которая поджигается самовоспламеняющейся порцией ДТ впрыскиваемого в КС.

После попадания в цилиндр газодизеля МВС до воспламенения претерпевает совокупность сложных аэродинамических, тепловых и химических процессов. К моменту впрыскивания запальной дозы ДТ большая часть МВС насыщена активными и промежуточными продуктами окисления, представляет собой крайне неустойчивую кинетическую систему, готовую в любое мгновение при любом микроимпульсе к воспламенению и быстрейшему завершению реакции окисления [72, 73].

Из-за того, что элементарные реакции зависят от температуры, период задержки воспламенения МВС имеет сильную температурную зависимость (рисунок 1.1) [74]. Можно видеть,

что ПЗВ экспоненциально зависит от обратной температуры (закон Аррениуса):

$$\tau = A \exp(B/T), \quad (1.1)$$

где A, B – постоянные коэффициенты.

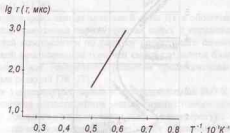


Рисунок 1.1 – Зависимость периода задержки воспламенения МВС от температуры

Возможность воспламенения МВС зависит не только от температуры, но также от давления. Это демонстрирует (p-T)-диаграмма теплового взрыва (рисунок 1.2). На этой диаграмме области, в которых происходит воспламенение смеси, разделены кривой с областями, в которых воспламенения смеси не происходит [75].

При низком давлении и температуре смесь не воспламеняется. Активные компоненты (радикалы), образующиеся в газовой фазе за счет химических реакций, диффундируют к стенкам КС, на которых они рекомбинируют с образованием стабильных продуктов.

Когда давление повышается и становится больше определенного значения (первый предел воспламенения), наблюдается спонтанное воспламенение, так как приведенная скорость диффузии радикалов к стенке КС, на которой они гибнут, становится меньше скорости образования радикалов в газовой фазе.

Второй предел воспламенения обусловлен конкуренцией процессов разветвления цепей и гибели цепей в газовой фазе, т.е. скорость прямой реакции становится меньше скорости обратной.

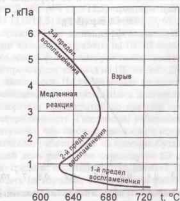
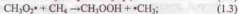


Рисунок 1.2 – Пределы воспламенения МВС

При еще более высоких давлениях наблюдается третий предел воспламенения. Он является термическим и обусловлен конкуренцией между тепловыделением в химических реакциях и потерями тепла в стенки КС. Тепловыделение в единице объема возрастает с ростом давления и при высоких давлениях наблюдается переход к тепловому взрыву. Из-за дополнительных химических процессов (например, образования перекисных соединений) третий предел воспламенения имеет более сложный характер.

Можно найти области, в которых смесь воспламеняется после воздействия коротких световых импульсов (многостадийное воспламенение) или в которых происходит горение при низких температурах (холодные пламена). В этом случае воспламенение ингибируется химическими реакциями. В МВС происходят следующие реакции:



В принципе, эти три реакции составляют разветвленно-цепной механизм, который ведет к воспламенению. Однако увеличение температуры сдвигает равновесие реакции (1.2). При более высоких температурах радикалы $\text{CH}_3\text{O}_2\bullet$ распадаются и стадия разветвления цепи (1.4) больше не подпитывается начальной реакцией (1.2) [74].

После впрыскивания запальной дозы ДТ в оболочке факела образуется гомогенная паровоздушная смесь с переменной концентрацией компонентов по радиусу поперечного сечения факела. В такой неоднородной горючей смеси создаются благоприятные условия для ускоренного развития предпламенных многостадийных реакций [76, 77].

При температурах заряда в цилиндре свыше 800 К в принципе возможно одностадийное воспламенение гомогенной смеси, однако в реальных условиях такая высокая температура горючей смеси достигается в периферийных слоях оболочки факела и в межфакельном пространстве, где концентрация паров топлива низка, а смесь обеднена, что может замедлить развитие одностадийного процесса по сравнению с многостадийным диффузионным воспламенением.

У форсированных дизелей на режимах больших нагрузок ПЗВ составляет лишь 1/3...1/5 от продолжительности впрыскивания топлива. За этот период испаряется менее 10 % цикловой порции топлива. Поэтому концентрация свободных паров в оболочке факела может оказаться недостаточной для быстрого развития диффузионного или одностадийного воспламенения. В этих условиях становится вероятным возникновение очагов воспламенения вокруг достаточно крупных заторможенных капель, вкрапленных в паровоздушную оболочку факела. При испарении подобных капель характер изменения концентраций и температур в их паровой оболочке может оказаться наиболее благоприятным для быстрого развития реакций по схеме многостадийного диффузионного воспламенения. Поскольку в рассматриваемых зонах количество таких капель велико, одновременно возникает множество точечных очагов воспламенения, поджигающих периферийную паровую оболочку факела и смесь в межфакельном пространстве. Образуется сплошной фронт пламени, охватывающий факел распыленного топлива. Пламя быстро проникает также в

глубь факела, если там имеются условия для поджигания паров топлива. В результате такого кинетического развития пламени быстро выгорает основная масса паров топлива, образовавшихся в период задержки воспламенения, наблюдается резкий и значительный рост скорости тепловыделения. Тепловой взрыв во время вспышки топлива может частично разрушить оболочку топливного факела, что облегчает проникновение пламени во внутренние зоны факела [78].

После начальной вспышки топлива сплошной фронт пламени распадается на отдельные очаги вокруг локальных скоплений топлива, а также вокруг паровых оболочек отдельных заторможенных испаряющихся капель. Местные плотные скопления капельно-жидкого топлива образуются в ядре факелов, в их переднем фронте, а также вблизи боковых стенок КС при большой дальности факелов. Внутри такого местного скопления топлива температура его паров и концентрация кислорода недостаточны для быстрого развития реакций горения, и пары топлива диффундируют с поверхности отдельных капель в общую зону пламени, охватывающую данное скопление топлива. Таким образом, скорость сгорания топлива после начальной вспышки определяется в основном скоростью испарения топлива, а также диффузии его паров и кислорода в зону пламени.

У форсированных дизелей основная масса топлива на режимах больших мощностей впрыскивается в цилиндр после вспышки и попадает в высокотемпературную активированную среду. Часть этого топлива подпигивает локальные очаги горения, часть капель быстро затормаживается и охватывается индивидуальными фронтами пламени, некоторая же часть топлива попадает в зоны с повышенной концентрацией продуктов сгорания, где оно быстро испаряется, крекируется и частично окисляется, но не выгорает из-за недостаточной концентрации кислорода. По мере развития процесса горения, особенно после окончания топливоподачи, возрастает доля капель, охваченных индивидуальными фронтами пламени или испаряющихся в среде продуктов сгорания [76, 77].

В метанотопливо-воздушных парах сразу после прохода фронтальной зоны начинаются цепные процессы окисления в условиях высоких температур. Поскольку топлива (метана) в газооб-

разном состоянии и в цилиндре, и в факеле находится больше, а кинетические процессы окисления развиваются только в газовой фазе, можно предположить, что они будут протекать значительно более интенсивно и, что более важно, в большем количестве локальных очагов. Процесс окисления углеводородов представляет сложную многозвенную цепную реакцию, в которую постепенно вовлекаются молекулы кислорода, а МВС сама по себе гомогенна, и она в условиях высоких температур и давлений может подвергаться низкотемпературному окислению еще до начала окисления жидких частиц ДТ. Поэтому возможно предположение, что процесс воспламенения будет зарождаться там, где количество продуктов окисления метана достаточно для ускорения окисления жидких частиц.

Особенностью газодизельного процесса по сравнению с дизельным является возможность диффузии метана и жидкого углеводородного топлива на поверхности капли [8]. Вполне естественно предположить, что такие капли топлива быстрее подвергнутся испарению, микровзрыву или другим процессам, происходящим в топливном факеле.

Такая МВС с исходными и промежуточными продуктами взаимодействия компонентов в элементарных актах может служить промотором воспламенения ДТ при его впрыскивании в цилиндр газодизеля в качестве запального топлива. То есть, начальные, промежуточные и конечные продукты окисления метана промотируют предпламенные реакции ДТ, вызывая его воспламенение. В этом случае оно возможно и при локальных концентрациях ниже запредельных по а [8].

Горение МВС и ДТ, впрыскиваемого в цилиндр газодизеля, после воспламенения будет происходить как процесс нестационарного турбулентного горения, протекающий по крупномасштабному механизму ускорения пламени с количественным ростом ширины зоны пламени, что приводит к качественному изменению процесса. На его протекание влияют условия формирования очага пламени вследствие особенности предпламенных процессов, происходящих в низкотемпературной зоне пламени, низкотемпературного окисления МВС, протекающего по цепному механизму с образованием радикалов, и энергетически насыщенных частиц с последующей их диффузией, физико-химические

особенности метана как основной части МВС и его промотирующее действие на углеводородное топливо [68, 76, 79...81].

Важнейшим показателем горения является нормальная скорость горения u_n , которая зависит от концентрации окислителя в смеси, давления, температуры, наличия С-Н-связи в молекуле топлива и энергии активации горения метана. Для метана максимальная скорость распространения пламени в воздухе при атмосферных условиях $u_n = 33,8$ см/с при содержании топлива в смеси 9,96 % [82].

Влияние на u_n давления и температуры при горении CH_4 очень сложное, причем последняя влияет более значительно (рисунок 1.3). Для МВС максимальное значение u_n изменяется в 9,3 раза при возрастании температуры на 660 К [83...85].

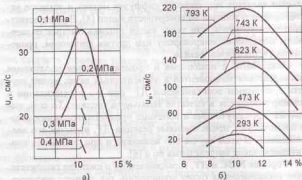


Рисунок 1.3 – Влияние давления (а) и температуры (б) на нормальную скорость распространения пламени в МВС при разной концентрации метана

Энергия активации горения метана является макрокинетическим параметром фронта пламени. Значения эффективной энергии активации реакции горения метана $E_{эфф}$ составляют: при температуре 293...953 °С – $E_{эфф} = 144,1$ кДж/моль; при 1673...1973 °С – $E_{эфф} = 51,5$ кДж/моль; при 1973...2273 °С – $E_{эфф} = 90,1$ кДж/моль. Приведенные данные свидетельствуют, что

распространение фронта пламени метана по МВС требует больших энергетических затрат. Вместе с тем, на величину $E_{эфф}$ сильное влияние оказывает наличие примесей в ингибированных и неингибированных пламенах, которые могут при определенных условиях обеспечивать распространение фронта пламени и при меньших значениях $E_{эфф}$ с учетом промотирования горения [82].

Для распространения пламени в цилиндре газодизеля характерны явления, когда в локальных объемах в определенных случаях незначительные изменения давления, температуры или концентрации способны резко изменить скорость протекания процесса [86]. От концентрации топлива в смеси и его теплотворности зависит верхний C_u и нижний C_n концентрационные пределы распространения пламени.

Увеличение давления в цилиндре особенно влияет на верхний концентрационный предел распространения пламени метана. Если при нормальных условиях для МВС стехиометрического состава $C_u = 5,0$ %, а $C_n = 15,0$ %, то при повышении давления до 40 МПа C_u возрастает до 46 %. Существенно влияет на концентрационные пределы распространения пламени метана в метано-кислородной смеси наличие кислорода. Так, при нормальных условиях $C_u = 5,1$ %, а $C_n = 61,0$ %.

Необходимой предпосылкой протекания процесса горения МВС в цилиндре газодизеля является, помимо необходимого уровня энергии активации, возможность соударения реагирующих молекул. Это условие выполнимо лишь в случае хорошего перемешивания метана, углеводородного топлива и воздуха, то есть образования гомогенной смеси. В цилиндре газодизеля в объеме топливного факела будет иметь место турбулентный газовый поток, в котором наблюдается турбулентная и молекулярная диффузия [8].

При молекулярной диффузии смешение газов определяется скоростью движения молекул и длиной их свободного пробега и оценивается коэффициентом молекулярной диффузии, который с увеличением температуры возрастает. Для метана коэффициент молекулярной диффузии при температуре 0 °С и давлении 101,3 кПа составляет $0,196 \cdot 10^{-4}$ м²/с [72, 73].

Турбулентная диффузия, имеющая место в цилиндре газодизеля, выражается в переносе молей газа в другую среду за счет

турбулентных пульсаций, вследствие чего процесс перемешивания существенно интенсифицируется [68]. Интенсивность турбулентной диффузии неизмеримо выше, чем молекулярной, поскольку масштаб турбулентности в десятки тысяч раз больше длины пробега молекулы. При турбулентной диффузии завершающим процессом является молекулярная диффузия, поскольку перемещение элементарных объемов не может обеспечить равномерное смешение на молекулярном уровне. Непосредственный контакт газов в исчезающе малых объемах приводит к огромному росту градиентов концентраций, вследствие чего заключительный процесс молекулярной диффузии протекает чрезвычайно быстро [82, 84, 87, 88].

1.4. Модели горения и воспламенения метана в цилиндре дизеля

В цилиндре газодизеля происходит воспламенение топлив, принципиально отличающихся друг от друга по физико-химическим показателям. Здесь происходит взаимодействие факела ДТ в МВС. Принимая во внимание, что в топливном факеле будет иметь место концентрационная неоднородность, можно выделить ряд зон, где условия для горения МВС и ДТ будут существенно отличаться (рисунок 1.4). Границы этих характерных зон носят условный характер и при турбулентном движении можно говорить лишь об устойчивости средних по времени границ, мгновенные же значения скоростей и концентраций непрерывно меняются [8, 79].

Зона 1 (ядро факела) характеризуется недостатком окислителя в целом по зоне и самым большим количеством локальных объемов, содержащих подготовленное к сгоранию углеводородное топливо в его смеси с метаном, но количество этого топлива, даже в локальных участках, превосходит количество метана [8].

Зона 2 (оболочка факела) представляет собой зону с недостатком окислителя в целом по зоне и большим количеством локальных объемов, где в метанотопливоздушной среде находится достаточное количество преобразованного и подготовленного к сгоранию вследствие испарения, коагуляции и теплового взрыва жидкого углеводородного топлива, подвергнутого, кроме

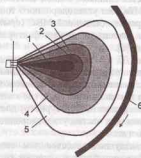


Рисунок 1.4 – Модель горения ДТ, впрыснутого в МВС цилиндра газодизеля: 1 – зона горения ядра факела; 2 – зона горения оболочки факела; 3 – зона воспламенения и горения МВС; 4 – зона горения МВС с избытком окислителя; 5 – зона догорания обедненной МВС (срыва пламени); 6 – стенка цилиндра

всего, воздействию турбулентной и молекулярной диффузии. Количество этих продуктов в зоне 2 больше, чем содержание метана, хотя локальные их соотношения могут меняться в широких пределах [8].

Зона 3 характеризуется большим количеством локальных объемов, где испытывается недостаток окислителя, где в большей степени присутствуют продукты испарения жидкого углеводородного топлива и где процесс быстрого молекулярного перемешивания в ходе турбулентной диффузии осуществился раньше [8].

Зона 4 представляет собой зону преимущественно гомогенной МВС с избытком окислителя. Концентрация паров углеводородного топлива и МВС между зонами 1 и 5 распределена неравномерно, а локальные отношения α (топливо/воздух) могут меняться от 0 до бесконечности. В зонах 4, 3 и 2 в локальных участках возможно содержание МВС и более верхнего концентрационного предела воспламенения и содержание МВС менее нижнего предела воспламенения [8].

Зона 5 отличается слишком бедной смесью, даже для поддержания горения МВС без углеводородного топлива и условно названа зоной догорания обедненной МВС (срыва бедного пламени). Размер зоны зависит от многих факторов, но в первую очередь от режимных [8].

Модель горения ДТ и МВС в цилиндре газодизеля с учетом зональной модели можно представить следующим образом [8].

Процесс воспламенения метаноопливновоздушной смеси будет зарождаться в локальных объемах, где количество продуктов окисления метана (низкотемпературного) достаточно для ускорения окисления жидких частиц углеводородного топлива при условии, что смесь богатая.

В метанопаровоздушном расщепленном топливном заряде турбулентный диффузионный поток ускоряет кинетические процессы переноса промежуточных продуктов низкотемпературного окисления метана и их активные центры инициируют процессы воспламенения метаноопливновоздушной среды в других, менее подготовленных, локальных объемах.

По подготовленности к воспламенению МВС и наличию окислителя наиболее соответствует зона 3. Именно здесь к моменту самовоспламенения находится большое количество локальных объемов метанопаровоздушной смеси, в которой присутствуют активные частицы и промежуточные продукты (химически неустойчивые) низкотемпературного разложения метана, в том числе монорадикалы CH_2 и HO_2 , радикалы OH и HCO , формальдегид H_2CO и перекись водорода H_2O_2 . В этих же локальных объемах присутствуют и продукты испарения углеводородного топлива. Причем таких локальных объемов больше на участках, примыкающих к зоне 2 (оболочке факела) и меньше на участках, примыкающих к зоне 4. То есть в зоне 3 находится достаточно много локальных объемов с крайне неустойчивой кинетической системой, готовой к самовоспламенению [79].

После воспламенения в зоне 3 пламя распространяется к ядру факела 1 через зону 2 (оболочку факела). Здесь имеется достаточное количество локальных объемов с продуктами преобразования углеводородного (жидкого) топлива, перемешанного с МВС. Возможно наличие достаточно крупных капель топлива, которые нагреваются излучением от установившегося пламени и

испаряются с еще большей скоростью. Эти капли могут испаряться полностью и сгорать в пределах богатой смеси. Горение в зоне 1 (ядро факела) также характеризуется недостатком окислителя. Горение здесь в основном зависит от локального состава смеси, что в сильной мере обусловлено взаимодействием газодинамических факторов [79].

Фронты пламени из зоны 3 будут также охватывать зону 4, где преимущественно находится однородная МВС с избытком окислителя в целом по зоне, но различными локальными соотношениями топливо/окислитель. В этой зоне процесс горения будет определяться с учетом диффузионного горения МВС при турбулентном режиме, что также характеризуется отсутствием четкого деления на зоны продуктов сгорания, смеси воздуха с продуктами сгорания и смеси газов с продуктами сгорания. В части зоны 4, приближенной к зоне 3, предполагаются участки интенсивного горения МВС, в части зоны 4, примыкающей к зоне 5, горение из-за увеличивающейся бедности смеси ухудшается и по мере охвата зоны 5 горение прекращается. По структуре турбулентное диффузионное пламя напоминает микрообъемную модель турбулентного горения [79].

Для зоны 5, в связи с большой разбавленностью смеси, скорость пламени для различных локальных объемов различна, и самое незначительное изменение состава смеси из-за температуры и давления, турбулентности движения заряда или других факторов приводит к резкому изменению нормальной скорости пламени и срыву бедного пламени. Зона 5 практически очень мало поддерживает горение, а размер зоны во многом зависит от факторов, влияющих на изменение состава смеси [8].

Если рассмотреть зонную модель горения в цилиндре газодизеля при впрыскивании ДТ через многоструйную форсунку и с учетом влияния друг на друга отдельных факелов, можно выделить дополнительно зоны 6, 7, 8, 9 (рисунок 1.5) [68].

Зоны 7 и 8 являются зонами горения и воспламенения МВС в цилиндре, и они, в свою очередь, закрыты под действием МВС. И, следовательно, зоны 7 и 8 обеспечивают воспламенение горючей смеси в менее богатых зонах КС. В зоне 6 с преобладанием свежей МВС и продуктами горения отсутствует горение углеводородного топлива, так как в данной зоне в основном содер-

жится высоко турбулизованная смесь продуктов сгорания и свежей МВС. Охват пламенем всего объема КС происходит в основном за счет горения в зонах 2 и 3, в которых находится наибольшее количество локальных объемов воспламенения углеводородного топлива и распространение очагов воспламенения за счет совместных зон влияния 7 и 8, обеспечивающих распространение активных продуктов по КС. В зоне 5 и 6 по мере обеднения смеси происходит изменение нормальной скорости распространения пламени, что в свою очередь вызывает срыв пламени и тем самым вызывает неустойчивость горения в КС газодизеля.

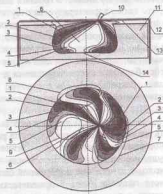


Рисунок 1.5 – Зоны горения ДТ, впрыскиваемого через многодырчатую форсунку в МВС цилиндра газодизеля: 1 – зона горения ядра факела; 2 – зона горения оболочки факела; 3 – зона воспламенения и горения МВС; 4 – зона горения обогащенной МВС; 5 – зона догорания обедненной МВС; 6 – зона с преобладанием свежей МВС и продуктами горения; 7 и 8 – зоны совместного влияния соседних факелов; 9 – зона срыва бедного пламени; 10 – сопло форсунки; 11 – поршень; 12 – стенка цилиндра; 13 – днище головки цилиндра; 14 – камера сгорания

При уменьшении запальной порции ДТ вероятность срыва пламени возрастает, так как в некоторых участках КС будет находиться недостаточное количество углеводородного горючего,

которое, в свою очередь, является основным элементом для воспламенения МВС в цилиндре газодизеля. С учетом модели процессов смесеобразования, воспламенения и горения МВС в цилиндре газодизеля изменение нормальной скорости распространения пламени и, как следствие, срыв пламени происходит в зонах 5, 6 и 9 [68].

1.5. Влияние природного газа на показатели рабочего процесса в дизелях

Результаты исследований по влиянию применения ПГ на показатели рабочего процесса дизелей, проведенные в ряде институтов бывшего СССР, отражены в работах: Д.Т. Аксенова, Ю.Н. Васильева, П.Н. Вылегжанина, Д.Н. Вырубова, К.И. Генкина, Н.А. Гуревича, И.И. Гольдבלата, Р.Р. Девятьерова, К.Е. Долганова, А.А. Кайдалова, А.А. Капустина, Я.И. Коймаха, С.И. Кеиофонтова, Л.К. Коллерова, А.П. Кудряша, С.Е. Лебедева, В.А. Лиханова, В.Н. Ложкина, О.П. Лопатина, Е.К. Мазинга, Г.Г. Мансфельда, В.П. Мараховского, О.Д. Мурашова, А.А. Муталибова, А.В. Николаенко, М.А. Олейника, Н.Е. Основенко, А.И. Пятниченко, А.А. Равкинды, А.В. Россохина, Л.В. Рудакова, Г.И. Самоля, Б.Н. Струнге, Н.И. Субоча, Е.А. Чудакова и других. Были исследованы дизели различных размерностей ЦПГ и степеней форсирования.

1.5.1. Влияние природного газа на показатели рабочего процесса безнаддувного дизеля

На рисунке 1.6, а представлены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам на номинальном режиме [68, 89]. Из графиков видно, что отрыв линии начала горения от линии сжатия-расширения при дизельном процессе происходит на линии ВМТ, а при газодизельном процессе $5,5^\circ$ после ВМТ. Максимальное давление в цилиндре при дизельном процессе достигает своего максимума при 9° после ВМТ, а при газодизельном процессе – 17° . Для дизельного процесса, период задержки воспламенения составляет – 26° , а при газодизельном процессе увеличивается до 32° .

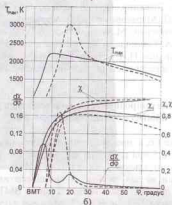
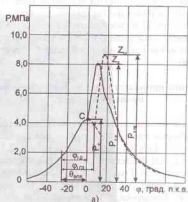
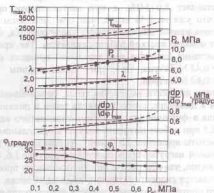


Рисунок 1.6 – Влияние подачи ПГ на индикаторные диаграммы (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля 4С11,0/12,5 при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,64 \text{ МПа}$: — дизельный процесс, - - - газодизельный процесс

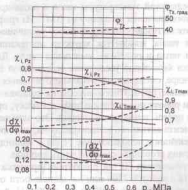
Максимальное давление в цилиндре дизеля при дизельном процессе составляет 8,0 МПа, а при газодизельном процессе – 8,4 МПа, что уже на 5 % выше, чем при дизельном процессе. Угол наклона кривой давления также увеличивается, что свидетельствует о более жесткой работе газодизеля. Так, средняя скорость нарастания давления при дизельном процессе составляет $(dp/dφ)_{ср} = 0,42 \text{ МПа/град}$, а при газодизельном процессе $(dp/dφ)_{ср} = 0,63 \text{ МПа/град}$.

Графики динамики выделения тепла, осредненной температуры газов в цилиндре, скорости отвода тепла и полезного выделения тепла в функции угла поворота коленчатого вала дизеля 4С11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам для частоты вращения 2200 мин^{-1} , установочном УОВТ 23° и номинальной нагрузке представлены на рисунке 1.6, б [68]. Из графиков видно, что при работе по газодизельному процессу резко увеличивается скорость активного выделения тепла, изменяется характер протекания кривых скорости отвода тепла и полезного выделения тепла. Для газодизельного процесса характерно увеличение осредненной температуры газов в цилиндре, смещение максимального значения в сторону от ВМТ. Из графиков видно, что при работе по газодизельному процессу увеличивается динамика выделения тепла, изменяется характер протекания кривых скорости отвода тепла и полезного выделения тепла. Для газодизельного процесса характерно увеличение осредненной температуры газов в цилиндре, смещение максимального значения в сторону от ВМТ. Увеличение процентного выгорания топлива в начальный период, при работе по газодизельному процессу, приводит к снижению доли потерь тепла в этот период. Это вызывает увеличение коэффициента активного тепловыделения, что предопределяет более эффективное использование тепла в цилиндре дизеля в начальный период сгорания основной части топлива.

Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4С11,0/12,5 при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ в зависимости от изменения нагрузки представлено на рисунке 1.7, а [90, 91]. Анализ графиков показывает, что при газодизельном процессе увеличивается максимальная осредненная температура газов в цилиндре на средних и максимальных нагрузках по сравнению с дизельным процессом. Степень повышения давления при газодизельном



а)



б)

Рисунок 1.7 – Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля 4С 11,0/12,5 при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ в зависимости от изменения нагрузки:
 — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

процессе несколько ниже дизельного процесса на малых нагрузках. Угол, соответствующий периоду задержки воспламенения при газодизельном процессе выше, чем при дизельном процессе во всем диапазоне изменения нагрузок. «Жесткость» процесса сгорания при газодизельном процессе лежит выше дизельного процесса во всем диапазоне изменения нагрузок. При газодизельном процессе «жесткость» процесса сгорания увеличивается при увеличении нагрузки. Резкое увеличение «жесткости» процесса сгорания при газодизельном процессе происходит при нагрузке свыше 0,5 МПа. При нагрузке 0,71 МПа «жесткость» процесса сгорания при газодизельном процессе составляет 0,8 МПа/градус.

На рисунке 1.7, б представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4С 11,0/12,5 при изменении нагрузки [90, 91]. Из графиков следует, что при газодизельном процессе характеристики тепловыделения несколько отличаются от характеристик дизельного процесса. Так, если при дизельном процессе максимум скорости активного тепловыделения с увеличением нагрузки снижается с 0,20 при среднем эффективном давлении 0,11 МПа до 0,10 при 0,71 МПа, то при газодизельном процессе увеличивается с 0,11 при 0,11 МПа до 0,20 при среднем эффективном давлении 0,71 МПа. Таким образом, до нагрузки 0,42 МПа максимум скорости активного тепловыделения дизельного процесса выше, чем газодизельного, а при большей нагрузке становится меньше, чем у газодизельного процесса. Такая же картина наблюдается и для значений активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре, при максимальной осредненной температуре в цилиндре. Значения угла ϕ_{max} соответствующего достижению максимальной температуры в цилиндре, для дизельного процесса лежат ниже значений газодизельного процесса во всем диапазоне изменения нагрузок.

На рисунке 1.8 представлены зависимости мощностных и экономических показателей работы дизеля 4С 11,0/12,5 при изменении нагрузки по дизельному и газодизельному процессам [92, 93], из которых следует, что величина запального (дизельного) топлива уменьшается с увеличением нагрузки. Так, при нагрузке 0,11 МПа составляет 3,0 кг/ч, или 23 % к расходу ДТ при

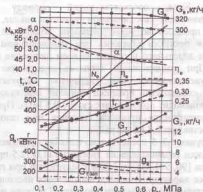


Рисунок 1.8 – Влияние применения ПГ на мощностные и экономические показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$: — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

дизельном процессе, а на номинальной нагрузке составляет 2,5 кг/ч, или 20 % к расходу при дизельном процессе. Эффективный кпд при работе на ПГ на номинальном нагрузочном режиме выше на 8,3 %, чем для дизельного процесса.

1.5.2. Влияние природного газа на показатели рабочего процесса дизеля с турбонадувом

Рассмотрим показатели рабочего процесса при работе на ПГ дизеля аналогичной размерности с турбонадувом.

Совмещенные индикаторные диаграммы дизеля с турбонадувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по газодизельному и дизельному процессам при номинальном режиме работы представлены на рисунке 1.9, а [94, 95]. При газодизельном процессе увеличивается угол, соответствующий периоду задержки воспламенения на 13,3 % по сравнению с дизельным процессом, возрастает максимальное давление в цилиндре на 9,8 % и составляет 11,2 МПа

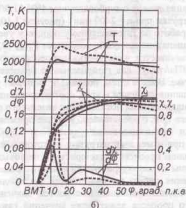
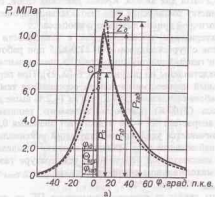


Рисунок 1.9 – Влияние применения ПГ на индикаторные диаграммы (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля с турбонадувом 4ЧН 11,0/12,5 при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,84 \text{ МПа}$: — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

против 10,2 МПа для дизеля. Кривая давления газов, соответствующая участку расширения, при газодизельном процессе лежит ниже аналогичной кривой дизельного процесса.

Характеристики тепловыделения в зависимости от угла п.к.в. дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам на номинальном режиме работы представлены на рисунке 1.9, б [9, 95]. При переходе на газодизельный процесс максимальная осредненная температура T_{max} при работе составляет 2500 К, что на 14,2 % выше дизельного процесса (2100 К). Скорость активного тепловыделения $(dx/d\varphi)_{max}$ возрастает на 44 % и достигает значения 0,13, на 3° п.к.в. увеличивается угол, соответствующий максимальной температуре, наблюдается рост величины полезного выделения теплоты при максимальной осредненной температуре газов в цилиндре и максимальном давлении в цилиндре: $\chi_{T_{max}} = 0,79$ (на 23 %), $\chi_{P_{z_{max}}} = 0,69$ (на 31 %).

Анализ графиков влияния применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 1.10, а) показывает, что при работе по газодизельному процессу увеличивается T_{max} во всем диапазоне нагрузок, возрастает $P_{z_{max}}$ [9, 96]. Одновременно увеличивается «жесткость» процесса сгорания и составляет 0,9 МПа/градус для газодизельного процесса на номинальной нагрузке. Вместе с тем, подача ПГ вызывает увеличение степени повышения давления и угла, соответствующего ПЗВ, по сравнению с аналогичными показателями дизельного процесса.

На рисунке 1.10, б представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при изменении нагрузки, из которых следует, что при газодизельном процессе характеристики тепловыделения несколько отличны от характеристик дизельного процесса [9, 96]. Законы изменения кривых тепловыделения для газодизельного и дизельного процессов несколько отличаются. Значения угла φ_{T_2} для дизельного процесса лежат ниже значений газодизельного процесса во всем диапазоне нагрузок. Аналогичная картина наблюдается и для значений активного выделения тепла при максимальной температуре в цилиндре. Максимум скорости активного тепловыделения снижается с увеличением нагрузки,

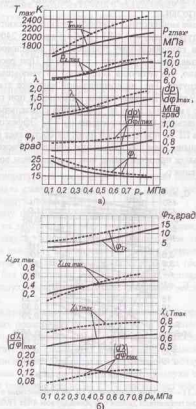


Рисунок 1.10 – Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$:
 — — — — — дизельный процесс, - - - - - газодизельный процесс

даже больше, чем теплота, отводимая через детали, образующие КС.

При равном давлении наддува и понижении температуры наддувочного воздуха на 10°C увеличение плотности воздуха составляет около 3%. На практике это сопровождается повышением эффективной мощности на 3,7% и эффективного кпд на 0,5%.

Если рассматривать термическую напряженность двигателя (характеризуемую температурой деталей, образующих КС), то иногда благодаря снижению температуры наддувочного воздуха возможно даже еще большее повышение мощности, чем это соответствует постоянному коэффициенту избытка воздуха. Так, с понижением температуры воздуха на 10°C возможно увеличение мощности на 5% при равной температуре поршня.

К этому следует добавить еще и то, что охлаждение наддувочного воздуха способствует уменьшению содержания вредных компонентов в выпускных газах двигателей. Благодаря применению наддува и ПОНВ содержание СО в ОГ дизеля снижается приблизительно вдвое и почти не зависит от устанавливаемой максимальной нагрузки, содержание NO_x снижается примерно до 75%, содержание CH_4 при использовании наддува и ПОНВ также составляет около 50% величины выбросов от двигателя без наддува [98, 99].

Таким образом, охлаждение наддувочного воздуха при равных критериях ограничения нагрузки позволяет обеспечить значительно более высокую степень наддува и является наиболее эффективным способом увеличения мощности двигателей с наддувом.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 С ПОНВ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

2.1. Модель горения запального ДТ в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на природном газе

Применение альтернативных видов топлива приводит к необходимости исследования особенностей протекания процесса сгорания в цилиндрах ДВС. При работе ДВС по газодизельному процессу эта задача осложняется наличием в КС двух видов топлива – ДТ и ПГ. Исследование распространения всего пламени невозможно без детального изучения механизма горения одной капли или частицы в атмосфере окислителя.

Рассмотрим горение капли запального ДТ в МВС. Во многих случаях, когда среднее расстояние между каплями достаточно велико, горение каждой капли можно рассматривать как горение одиночной капли. При этом заметные изменения параметров основного потока, вызванные горением капли, происходят в непосредственной близости от поверхности капли в тонком пограничном слое. Для простоты примем, что капля по сечению прогревается равномерно.

В момент воспламенения, когда плотность паров ДТ в газовой фазе невелика, диффузионное пламя образуется в непосредственной близости от поверхности капли ДТ и с течением времени удаляется от нее. Такое поведение диффузионного пламени может быть наглядно проиллюстрировано на примере нестационарного диффузионного горения плоской поверхности горячего в атмосфере окислителя (рисунок 2.1).

Рассмотрим задачу о развитии горения в предварительно не перемешанных системах, когда до зажигания плотность паров ДТ над поверхностью конденсированной фазы близка к нулю и пламя может образоваться только непосредственно у поверхности.

Введем систему координат, связанную с поверхностью разделенной фаз: координату x для газообразной фазы, \bar{x} – для конденсированной фазы. Влиянием внешних массовых сил, включая силы инерции, пренебрежем; плотность ρ_f , удельную теплоемкость c_f и коэффициент теплопроводности λ_f для конденсированной

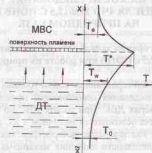


Рисунок 2.1 – Расчетная схема

фазы для упрощения примем постоянными. По мере выгорания топливо подается к поверхности раздела со скоростью $V_d(t)$ так, чтобы поверхность раздела оставалась неподвижной.

Система уравнений для описания одномерного плоского нестационарного течения смеси газов переменного состава с химическими реакциями имеет вид [100]:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = 0; \quad (2.1)$$

$$\rho v \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \dot{q}_1; \quad (2.2)$$

$$\rho c_p \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D \frac{\partial Y_i}{\partial x} \right) + \dot{q}_i; \quad (2.3)$$

$$\rho \frac{\partial H}{\partial x} + \rho \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} \sum_{i=1}^N h_i \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right); \quad (2.4)$$

$$p = \rho R T \sum_{i=1}^N \frac{Y_i}{m_i}; \quad (2.5)$$

где i – номер компонента смеси (для окислителя $i = 1$);

Y_i – массовая концентрация компонента;

ρ , p , ε , – соответственно плотность, давление, теплоемкость смеси,

$$\varepsilon_i = \sum_{j=1}^N Y_j c_{p_j}; \quad (2.6)$$

где c_{p_j} – удельная теплоемкость компонента;

v – скорость центра масс смеси;

u – скорость движения потока газа относительно капли;

μ – вязкость капли;

\dot{q}_i – массовая скорость образования компонента,

$$\dot{q}_i = \omega_i m_i (v_i'' - v_i'), \quad (2.7)$$

где ω – скорость химической реакции;

m_i – молекулярная масса компонента;

v_i' , v_i'' – стехиометрические коэффициенты компонента до и после химической реакции;

H – удельная теплота сгорания смеси,

$$H = \varepsilon_i T + \frac{u_i^2}{2} + \sum Y_i h_i^0; \quad (2.8)$$

где h_i^0 – удельная энтальпия образования компонента;

h_i – удельная энтальпия компонента,

$$h_i = c_{p_i} T + h_i^0. \quad (2.9)$$

Примем, что скорости движения газа, вызванные наличием горения, незначительны, эффектами, связанными с трением и относительно небольшими изменениями давления, можно пренебречь. В этом случае вместо уравнения количества движения (2.2) применим условие гомобаричности ($p = \text{const}$), которое часто используется при решении задач диффузионного горения [101...106].

После алгебраического преобразования получим систему уравнений (2.1...2.5) в следующем виде:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = 0; \quad (2.10)$$

$$p = \text{const}; \quad (2.11)$$

$$\rho u \frac{\partial Y_i}{\partial x} + \rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D \frac{\partial Y_i}{\partial x} \right) + \dot{q}_i; \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial \rho u_i T}{\partial x} + \rho \frac{\partial \varepsilon_i T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \sum \dot{q}_i h_i^0. \quad (2.13)$$

Введем вспомогательную функцию:

$$\beta_i = \frac{Y_i}{m_i (v_i'' - v_i')} - \frac{Y_i}{m_i (v_i'' - v_i')}. \quad (2.14)$$

Используя систему уравнений (2.10)...(2.13), определим функцию β_i :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x} + \frac{\partial \rho p}{\partial t} = 0; \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial \rho \phi_1}{\partial x} + \frac{\partial \rho \beta_1}{\partial x} = \frac{\partial \lambda}{\partial x} \frac{\partial \theta_1}{\partial x} \quad (2.16)$$

для поверхности пламени:

$$\beta_1 = \frac{\xi_1 T}{m_1(v_1' - v_1) \Delta H} = \frac{Y_1}{m_1(v_1' - v_1)} \quad (2.17)$$

для поверхности капли:

$$\beta_1 = \frac{\xi_1}{m_1(v_1' - v_1) \Delta C_p} = \frac{Y_1}{m_1(v_1' - v_1)} \quad (2.18)$$

$$\text{где } \Delta H = \frac{\sum m_i h_i'(v_1' - v_1)}{m_1(v_1' - v_1)}, \quad \Delta C_p = \frac{\sum m_i c_{p,i}(v_1' - v_1)}{m_1(v_1' - v_1)}$$

Уравнение энергии в слое топлива (рис. 2.1) имеет вид [103]:

$$v_1 \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \left(\frac{\lambda}{\rho c} \right) \quad (2.19)$$

Граничные условия для системы (2.15)...(2.19) [107]:

1) для конденсированной фазы ($\bar{x} \rightarrow +\infty$):

$$T = T_0; \quad (2.20)$$

2) для поверхности раздела фаз ($x = 0$):

$$(\rho u)_w = -P_f v_g \quad (2.21)$$

$$(\rho u)_w Y_w - (\rho D) \frac{\partial Y_w}{\partial x} = 0, \quad (\rho u)_w (Y_w - 1) - (\rho D) \frac{\partial Y_w}{\partial x} = 0; \quad (2.22)$$

$$-\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_w = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) - (\rho u)_w b_{1,1} \quad (2.23)$$

ниже поверхности пламени отсутствует окислитель ($i = 1$), а выше - горючее ($i = N$);

3) для внешней границы газа ($x \rightarrow +\infty$):

$$T = T_0, \quad Y_1 = Y_{1e}, \quad Y_{2e} = 1 - Y_{1e}, \quad Y_{ie} = 0, \quad (2.24)$$

где h_i - удельная энтальпия фазового перехода.

Начальные условия системы:

$$T = T_0 = \text{const}; \quad Y_1 = Y_{1e}; \quad Y_{2e} = 1 - Y_{1e};$$

$$Y_{ie} = 0, \quad \text{при } x > 0; \quad T = T_0 \quad \text{при } \bar{x} > 0.$$

Система уравнений (2.15)...(2.19) пригодна для интегрирования, поэтому можно записать:

$$\beta_i = (\beta_{ie} - \beta_{1e}) \beta + \beta_{1e}, \quad i = 2, \dots, N, \quad T, \quad C, \quad (2.25)$$

где $\beta = 0$ при $x = 0$ и $\beta = 1$ при $x \rightarrow +\infty$.

Введем вспомогательные переменные:

$$\xi = x / \sqrt{2\lambda}, \quad \varphi(\xi) = \rho / \rho_0, \quad \rho u = \rho_0 f(\xi) / \sqrt{2\lambda}; \quad \beta = \beta(\xi). \quad (2.26)$$

Используя число Прандтля $Pr = \mu \dot{C}_p / \lambda$, преобразуем систему (2.15), (2.16) к виду:

$$f' - \varphi' \xi = 0; \quad (2.27)$$

$$-\xi \varphi \beta' + f \beta' = \frac{1}{\rho_0 Pr} (\mu \beta'' + \mu' \beta'), \quad (2.28)$$

где штрих обозначает дифференцирование по ξ .

Предположим, что выполняется условие $\rho u = \text{const}$ во всей области [101, 107]. Из этого условия следует:

$$\varphi' \mu - \mu' \varphi = 0, \quad \mu = \mu_0 / \varphi. \quad (2.29)$$

Подставляя (2.29) в (2.28), получим:

$$a^2 \left(\frac{\beta \varphi'}{\varphi^2} - \frac{\beta'}{\varphi} \right) = \beta'(f - \xi \varphi), \quad (2.30)$$

где $a^2 = \frac{\mu_0}{\rho_0 Pr}$.

Вводя новые переменные для конденсированной фазы ($\bar{x} > 0$):

$$\xi = \bar{x} / \sqrt{2\lambda}; \quad \psi(\xi) = T / T_0, \quad (2.31)$$

учитывая условие (2.21):

$$(\rho u)_w = -\rho_0 v_g = \rho_0 f(0) / \sqrt{2\lambda},$$

преобразуем уравнение (2.16) к виду:

$$\varphi'(\xi) (\xi + k) + b^2 \varphi''(\xi) = 0, \quad (2.32)$$

где $k = \frac{\rho_0}{\rho_1} f(0)$; $b^2 = \frac{\lambda_1}{\rho_1 c_1}$.

Полученная система трех уравнений (2.27), (2.30), (2.32) содержит четыре неизвестные функции: $f(\xi)$, $\varphi(\xi)$, $\beta(\xi)$, $\psi(\xi)$. Для замыкания системы воспользуемся выражением (2.2) и с помощью выражения (2.5) получим уравнения:

$$\frac{\rho_{1,2}}{\rho_0 R} = \varphi(\xi) \left[\rho(\xi) \sum_{i=1}^N (v_i' - v_i) (\beta_{1e} - \beta_{ie}) + \sum_{i=1}^N \beta_{ie} (v_i' - v_i) \right] \frac{\beta(\xi) (\beta_{1e} - \beta_{ie}) + \beta_{1e}}{\beta(\xi) (\beta_{1e} - \beta_{ie}) + \beta_{1e}}, \quad (2.33)$$

при $\xi < \xi^*$, т.е. ниже поверхности пламени, и

$$\frac{\rho_{1,2}}{\rho_0 R} = \varphi(\xi) \left[\sum_{i=1}^N (v_i' - v_i) \beta(\xi) - \rho_0 c_p \sum_{i=1}^N \frac{\Phi_i}{m_i} \right] \frac{\beta_1(\xi) + \beta_2(\xi) \Delta H}{\beta_1(\xi) - \beta_{1e}(\xi) \Delta C_p}, \quad (2.34)$$

при $\xi > \xi^*$, т.е. выше поверхности пламени.

Из выражений (2.21)...(2.25) получим соотношения для определения концентраций и потоков тепла на поверхности раздела фаз:

$$\beta_{\infty} = \frac{\beta_0}{1 + \frac{\rho_0 f(0)}{(\rho D)_L \beta'(0)}}; \quad (2.35)$$

$$\beta_{\infty} = \frac{\beta_0 + \frac{\rho_0 f(0)}{(\rho D)_L \beta'(0)} m_{\infty} (v_{\infty}' - v_{\infty}')}{1 + \frac{\rho_0 f(0)}{(\rho D)_L \beta'(0)}}; \quad (2.36)$$

$$-\lambda_0 T_0 v'(0) = \bar{\varepsilon}_{\infty} (\rho D)_L \beta'(0) \left[\frac{\beta_{\infty} - \beta_{\infty}}{\beta_{\infty}} - \frac{\beta_{\infty} - \beta_{\infty}}{\beta_{\infty}} \beta_{\infty} - \frac{\rho_0 f(0) h_0}{L_0 \bar{\varepsilon}_{\infty} (\rho D)_L \beta'(0)} \right]; \quad (2.37)$$

Вводя безразмерный параметр массообмена $B_0 = \frac{\rho_0 f(0)}{(\rho D)_L \beta'(0)}$, получим из (2.25), (2.35)...(2.37) следующие соотношения [100]:

$$Y_{\infty} = \frac{B_0 - \Phi_0 Y_{\infty}}{1 + B_0}, \quad Y_{\infty} = \frac{B_0 - \Phi_0 Y_{\infty}}{1 + B_0}; \quad (2.38)$$

$$-\lambda_0 T_0 v'(0) = (\rho D)_L \beta'(0) [\bar{\varepsilon}_{\infty} (T_{\infty} - T_0) + Y_{\infty} Q_0 (T_{\infty} - B_0 h_0)], \quad (2.39)$$

при этом:

$$Q_0(T_{\infty}) = T_{\infty} \Delta c_p + \Phi_0 \Delta H; \quad (2.40)$$

$$\Phi_0 = \sum_{i=1}^n Y_i (h_i - T_{\infty}), \quad (2.41)$$

где s_i — удельная энтропия компонента.

Определим парциальное давление паров горючего у поверхности фазового перехода по формуле:

$$P_{\infty} = Y_{\infty} P_{\infty} \frac{m_{\infty}}{m_0}, \quad (2.42)$$

где $\frac{1}{m_0} = \sum_{i=1}^n \frac{Y_i}{m_i}$.

Подставляя соотношения (2.38) в уравнение (2.42) и воспользовавшись условием Клапейрона-Клаузиуса, определим параметр B_0 [105]:

$$B_0 = Y_{\infty} \Phi_0 + \sum_{i=1}^n (Y_{\infty} - Y_{\infty}) \frac{m_{\infty}}{m_i} \times \left[\left(\frac{T_{\infty}}{T_0} \right) \frac{\Delta c_p m_{\infty}}{R} e^{\left[\frac{m_{\infty} \Delta h_i}{R} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{\infty}} \right) \right]} - 1 \right]; \quad (2.43)$$

Из выражений (2.33, 2.34) при $\xi = 0$ получим условие:

$$\frac{\rho_0 m_{\infty}}{\rho_0 R} = \frac{\varphi(0) T_0}{1 + B_0} \left[\sum_{i=1}^n \frac{m_{\infty}}{m_i} (Y_{\infty} - \Phi_0 Y_{\infty}) + B_0 \right]. \quad (2.44)$$

Таким образом, уравнения (2.27), (2.30), (2.32)...(2.34) и соотношения (2.39), (2.43), (2.44) составляют замкнутую систему трех дифференциальных и четырех алгебраических уравнений

для определения функций $f(\xi)$, $\varphi(\xi)$, $\beta(\xi)$, $\psi(\xi)$ и параметров T_{∞} , $\varphi(0)$, B_0 .

Решение уравнения (2.32) с граничными условиями $\psi(0) = T_{\infty} / T_0$; $\psi(\infty) = 1$ запишется в виде [107]:

$$\psi(\xi) = 1 + \frac{T_{\infty} - T_0}{T_0} \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\xi + k}{b\sqrt{2}}\right)}{\operatorname{erfc}\left(\frac{k}{b\sqrt{2}}\right)}, \quad (2.45)$$

где $\operatorname{erfc}(z) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-t^2} dt$.

Из выражения (2.45) получим:

$$\psi(0) = \frac{T_{\infty} - T_0}{T_0} \frac{\sqrt{2}}{b\sqrt{\pi}} e^{\frac{k^2}{2b^2}} \left[\operatorname{erfc}\left(\frac{k}{b\sqrt{2}}\right) \right]^{-1}. \quad (2.46)$$

Уравнение (2.30) в левой части содержит полный дифференциал:

$$a^2 \left(\frac{\beta'}{\beta} \right)' - \beta'(f - \xi \varphi). \quad (2.47)$$

Из уравнения (2.27) следует:

$$(f - \xi \varphi)' = f' - \xi \varphi' - \varphi = -\varphi, \quad (2.48)$$

что позволяет переписать (2.47) в виде:

$$a^2 \left(\frac{\beta'}{\beta} \right)' = -\frac{\beta'}{\beta} (f - \xi \varphi) (f - \xi \varphi), \text{ или } a^2 z' = -zy', \quad (2.49)$$

где $z = \frac{\beta'}{\beta}$; $y = f - \xi \varphi$.

Интегрируя (2.49), получим:

$$\beta(\xi) = C \varphi(\xi) e^{\frac{\beta_0 - \beta(\xi)}{a^2}}, \text{ или } \beta(\xi) = C \varphi(\xi) e^{\frac{\xi^2}{2a^2}}. \quad (2.50)$$

Из условия (2.48) получим $dy/d\xi = -\varphi$ и, подставляя в уравнение (2.50), проинтегрируем его:

$$\beta - c = \int_0^{\xi} \varphi e^{-\frac{t^2}{2a^2}} dt. \quad (2.51)$$

Учитывая, что:

$$\int_0^{\xi} e^{-\frac{t^2}{2a^2}} dt = \frac{a\sqrt{\pi}}{\sqrt{2}} \left(\operatorname{erf}\left(\frac{f - \xi \varphi}{a\sqrt{2}}\right) - \operatorname{erf}\left(\frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right) \right), \quad (2.52)$$

константу C определим из условий на бесконечности:

$$C = \frac{\sqrt{2}}{a\sqrt{\pi} \left(1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right)} \quad (2.53)$$

Тогда из (2.51) получим еще один первый интеграл системы (2.10)...(2.13):

$$\beta = \frac{\operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}} - \operatorname{erf} \frac{f - \xi \varphi}{a\sqrt{2}}}{1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}} \quad (2.54)$$

Подставим полученное решение (2.54) в соотношения (2.33), (2.34) и выразим функцию φ :

$$\varphi = g(y). \quad (2.55)$$

Тогда из (2.48) и (2.55) получим дифференциальное уравнение:

$$dy/d\xi = -g(y); y(0) = f(0), \quad (2.56)$$

которое можно проинтегрировать численно, если известно условие $f(0)$.

Определив из (2.54), (2.55) функцию $y(\xi)$, получим функции $\beta(\xi)$, $\varphi(\xi)$, $f(\xi)$. Таким образом, для завершения решения задачи необходимо начальное условие $f(0)$ или параметр массообмена B_D .

Воспользовавшись (2.46) и (2.54), определим $\beta'(0)$ и $\psi'(0)$ и подставим в условие (2.39). Учитывая (2.44), получим

$$\frac{\lambda_r}{(\rho D)_w} \frac{(T_w - T_r)}{(1 + B_D)} \frac{\rho_r RT_w}{m_w \rho_r} \left[\sum_{i=1}^N \frac{m_{iN}}{m_i} (Y_{iN} - \Phi_i Y_{iN}) + B_D \right] \times \\ \times e^{-\frac{\rho_r \psi(0)}{1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}} - \frac{1 - \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}{1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}} \left[\xi_w (T_r - T_w) + Y_{iN} Q_{iN} (T_r) - B_D b_i \right]. \quad (2.57)$$

Из уравнений (2.44) и (2.50) получим

$$\rho_r f(0) = \frac{\sqrt{2} \cdot e^{-\frac{\rho_r \psi(0)}{1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}} (\rho D)_w B_D (1 + B_D) \rho_r m_w}{a\sqrt{\pi} \left(1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right) \left[\sum_{i=1}^N \frac{m_{iN}}{m_i} (Y_{iN} - \Phi_i Y_{iN}) + B_D \right] \rho_r RT_w}. \quad (2.58)$$

Расположение поверхности диффузионного пламени при известном решении $\beta(\xi)$ определяется из условия, что выше поверхности отсутствуют пары горячего ($Y_N = 0$), а ниже - окислитель ($Y_1 = 0$). Тогда для функции β_N имеем условие [105, 108, 109]:

$$\beta_N(\xi^*) = 0,$$

откуда, используя (2.25) и условия на межфазной границе (2.38), получим соотношение для определения координаты поверхности пламени ξ^* :

$$\beta(\xi^*) = \frac{Y_{iN}}{Y_{iN} + Y_{iN} \Phi_{iN}} = \frac{B_D - Y_{iN} \Phi_{iN}}{B_D (1 + Y_{iN} \Phi_{iN})}. \quad (2.59)$$

Рассмотрим одно из возможных приближений [110], а именно: будем предполагать, что $T_w = T_{ke}$, где T_{ke} - равновесная температура кипения топлива при давлении p_e . В этом случае из (2.43) видно, что $Y_{iN} - Y_{iN} \Phi_{iN} = 0$ при $Y_{iN} = 1$.

Тогда соотношение (2.57) упрощается, и из него можно определить параметр массообмена:

$$B_D = \frac{Y_{iN} Q_{iN}}{h_i} + \frac{\xi_w (T_r - T_w)}{h_i} \frac{\lambda_r}{(\rho D)_w} \frac{\rho_r RT_w}{m_w \rho_r} \frac{(T_w - T_r)}{1 - \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}} e^{-\frac{\rho_r \psi(0)}{1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}}. \quad (2.60)$$

Подставляя (2.60) в уравнение (2.58), получим уравнение для определения неизвестного граничного условия $f(0)$:

$$\frac{a\sqrt{\pi}}{\sqrt{2}} \rho_r f(0) = \frac{\rho_r m_w (\rho D)_w [Y_{iN} Q_{iN} + \xi_w (T_r - T_w)] \lambda_r (T_w - T_r) e^{-\frac{\rho_r \psi(0)}{1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}}}{\rho_r RT_w h_i \left(1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}\right) e^{-\frac{\rho_r \psi(0)}{1 + \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}}} \frac{1 - \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}{1 - \operatorname{erf} \frac{f(0)}{a\sqrt{2}}}. \quad (2.61)$$

Таким образом, выражения (2.43), (2.57), (2.58) представляют замкнутую систему уравнений для определения неизвестных $f(0)$, T_w и B_D .

Полученная система уравнений (2.27), (2.30), (2.32)...(2.34), (2.39), (2.43), (2.44) позволяет рассчитать основные параметры нестационарного горения поверхности топлива, контактирующей с газообразной средой, содержащей окислитель.

2.2. Модель воспламенения МВС в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на природном газе

Воспламенение и горение МВС в цилиндре после воспламенения запальной ДТ является основой рабочего процесса газодизеля. Механизм этих явлений до сих пор недостаточно изучен. Одним из направленных исследований является изучение причин повышенной «жесткости» процесса сгорания в газодизеле, т.к. «жесткость» определяет надежность и долговечность двигателя и ограничивает степень его форсирования. В настоящее время причиной повышенной «жесткости» работы газодизеля называют самовоспламенение локальных объемов в цилиндре вдали от факела ДТ [111...113]. Рассмотрим это явление подробнее.

Примем следующие условия и допущения:

- теплоемкости и молекулярные массы свежей смеси и продуктов сгорания в процессе горения остаются постоянными;
- давление постоянно по всему объему КС и изменяется только во времени;
- теплообмен со стенками КС не учитывается.

За начальное состояние системы примем момент закрытия впускного клапана в начале процесса сжатия. При этом МВС объемом V_a находится при давлении p_a и температуре T_a . К моменту впрыскивания ДТ давление и температура МВС повышаются в результате сжатия по политропе:

$$T_{ав} = T_a (V_a / V_{ав})^{\gamma-1} = T_a (\epsilon_a / \epsilon_{ав})^{\gamma-1}; \quad (2.62)$$

$$p_{ав} = p_a (V_a / V_{ав})^{\gamma} = p_a (\epsilon_a / \epsilon_{ав})^{\gamma}, \quad (2.63)$$

где $p_{ав}$, $T_{ав}$ и $V_{ав}$ – давление, температура и объем МВС в КС к моменту начала впрыскивания запальной порции ДТ;

γ – показатель политропы сжатия МВС;

ϵ_a , $\epsilon_{ав}$ – степени сжатия, соответственно, действительная и в момент начала впрыскивания запальной порции ДТ.

После впрыскивания в КС запальной порции ДТ она прогревается от начальной температуры $T_{м0}$ до температуры кипения T_k . После адиабатического сжатия с учетом прогрева ДТ параметры газотопливовоздушного заряда в цилиндре станут T_0 и p_0 . Для этого момента можно записать следующее уравнение баланса теплоты в соответствии с долей каждого компонента в смеси:

$$\left(2,5 R \frac{m_a}{M_a} + 3R \frac{m_r}{M_r} \right) T_{м0} = \left(2,5 R \frac{m_a}{M_a} + 3R \frac{m_r}{M_r} \right) T_k + C_p \frac{m_{м0}}{M_{м0}} (T_k - T_{м0}), \quad (2.64)$$

где $m_{м0}$, m_r , m_a – соответственно массы запальной порции ДТ, ПГ и воздуха, поступающие в КС за один цикл;

$M_{м0}$, M_r , M_a – соответственно молекулярные массы ДТ, ПГ и воздуха;

C_p – мольная теплоемкость ДТ;

R – газовая постоянная.

Температура и давление МВС на основании (2.64) и уравнений состояния, запишутся в виде:

$$T_0 = T_{м0} - (C_p / R) \frac{m_{м0}}{M_{м0}} (T_k - T_{м0}) \left(2,5 \frac{m_a}{M_a} + 3 \frac{m_r}{M_r} \right); \quad (2.65)$$

$$p_0 = p_{ав} T_0 / T_{ав}. \quad (2.66)$$

Температура T в момент воспламенения, без учета испарения запальной порции ДТ при адиабатическом сжатии будет:

$$T = T_0 (\epsilon_0 / \epsilon_1)^{\gamma-1}, \quad (2.67)$$

где ϵ_1 – степень сжатия в момент воспламенения запальной порции ДТ.

С учетом испарения ДТ для момента воспламенения можно записать следующее уравнение баланса:

$$\left(2,5 R \frac{m_a}{M_a} + 3R \frac{m_r}{M_r} \right) T_1 + 3R \frac{m_{дт}}{M_{дт}} T_1 = \left(2,5 R \frac{m_a}{M_a} + 3R \frac{m_r}{M_r} + 3R \frac{m_{дт}}{M_{дт}} \right) T_1 + L_{дт} \frac{m_{дт}}{M_{дт}}, \quad (2.68)$$

где $L_{дт}$ – мольное значение энтальпии испарения ДТ.

С учетом выражения (2.68) температуру в момент воспламенения можно определить по формуле:

$$T_1 = \frac{T_0 (\epsilon_0 / \epsilon_1)^{\gamma-1} (2,5 m_a / M_a + 3 m_r / M_r) + (3 T_k - L_{дт} / R) m_{дт} / M_{дт}}{2,5 m_a / M_a + 3 m_r / M_r + 3 m_{дт} / M_{дт}}. \quad (2.69)$$

Давление в цилиндре в момент воспламенения с учетом уравнения состояния можно определить по выражению:

$$p_1 = p_0 (\epsilon_0 / \epsilon_1)^{\gamma} \left[1 + (m_{дт} / M_{дт}) / (m_a / M_a + m_r / M_r) \right]. \quad (2.70)$$

После воспламенения основная масса топлива в цилиндре сгорает по уравнению:



Запишем соответствующее уравнение баланса:

$$\left(3,5 R \frac{m_a}{M_a} + 4R \frac{m_r}{M_r} \right) T_1 + \frac{m_{дт}}{M_{дт}} Q_r = \left[3,5 R \left(\frac{m_a}{M_a} - 2 \frac{m_{дт}}{M_{дт}} \right) + 12R \frac{m_{дт}}{M_{дт}} \right] T_1, \quad (2.72)$$

где Q_r – мольный тепловой эффект реакции (2.71).

Температура при этом повысится до величины T_r :

$$T_r = \frac{(3,5m_s/M_s + 4m_o/M_o)T_s + (m_i/M_i)Q_{gr}/R}{3,5m_s/M_s + 5m_o/M_o} \quad (2.73)$$

Определим максимальную температуру T_m на фронте диффузионного пламени вокруг горящей капли ДТ при расходовании оставшегося кислорода. С учетом того, что объемная концентрация кислорода в воздухе равна 0,20642 и по стехиометрии на 1 молекулу кислорода приходится 0,05 молекул ДТ и 1,35 молекул продуктов полного сгорания [114], справедливо соотношение:

$$\left[3,5R \left(\frac{m_s}{M_s} - 2 \frac{m_o}{M_o} \right) + 12R \frac{m_i}{M_i} \right] T_s + 0,05 (Q_{gr} + 4RT_s) \left(0,20642 \frac{m_s}{M_s} - 2 \frac{m_o}{M_o} \right) - \left[3,5R \left(\frac{m_s}{M_s} - 2 \frac{m_o}{M_o} - 0,20642 \frac{m_s}{M_s} + 2 \frac{m_o}{M_o} \right) + 4R \left[3 \frac{m_s}{M_s} + 1,35 \left(0,20642 \frac{m_s}{M_s} - 2 \frac{m_o}{M_o} \right) \right] \right] T_m = 0 \quad (2.74)$$

Величина T_m определится из выражения:

$$T_m = \frac{(3,54m_s/M_s + 5m_o/M_o)T_s + (0,0103m_i/M_i - 0,01m_o/M_o)Q_{gr}/R}{3,89m_s/M_s + 1,2m_o/M_o} \quad (2.75)$$

где Q_{gr} — мольный тепловой эффект химической реакции для ДТ.

Рассматриваемый локальный объем, в котором происходит самовоспламенение, можно принять равным объему несгоревшей смеси в текущий момент времени.

Рассмотрим факел ДТ, обдуваемый вихрем МВС в КС. На поверхности факела с подветренной стороны образуются микрообъемы с испарившимся топливом из мельчайших капелек. Принимаем, что капли со средним диаметром a_c сгорают в диффузионной области, когда масса капли m_{ik} изменяется по известному из теории горения жидкой капли закону [115...118]:

$$dm_{ik}/dt = Nu \ln [1 + (T_m - T_s) C_p / L_{gr}] a_c k M_{gr} / [4(1 - a_c / l_{gr}) C_p n], \quad (2.76)$$

где Nu — критерий Нуссельта;

C_p — мольная теплоемкость при постоянном давлении топливовоздушной смеси около капли;

λ — коэффициент теплопроводности топливовоздушной смеси;

l_{gr} — средний размер очага горения.

Определим средний размер очага горения капли. Считаем, что в КС образуется i топливных струй. За ПЗВ лидерные капли подлетают к стенкам КС диаметром $D_{кс}$ но из-за изменения траектории при торможении не попадают на нее. Образуется факел в

виде конуса высотой $D_{кс}/6$, где капли распределены равномерно в пространстве [78, 116]. Принимаем, что вся область факела, где находятся капли ДТ, охватывается горением одновременно. Таким образом, время горения запальной порции ДТ равно времени горения капли среднего диаметра a_c . Объем факела, приходящийся на одну каплю $V_1 = iV/N$, определит искомое среднее расстояние между каплями (средний размер очага горения капли):

$$l_{gr} = \sqrt[3]{V_1} = 0,364 D_{кс} a_c \sqrt[3]{(\rho_{gr}/m_{gr}) \sin^2 \beta \cos \beta} \quad (2.77)$$

где $V = 0,092 D_{кс}^3 \sin^2 \beta \cos \beta$ — объем, занимаемый факелом;

$N = m_{gr}/m_{ik} = 1,91 m_{gr}/(\rho_{gr} a_c^3)$ — число капель ДТ;

β — угол раскрытия факела (половина угла условного конуса факела);

ρ_{gr} — плотность ДТ.

Безразмерную скорость горения ДТ можно представить в виде:

$$\chi_{gr}/d\varphi = dm_{gr}/d\varphi / (m_{gr}/N) = 1,91 dm_{gr}/d\varphi / (\rho_{gr} a_c^3) = \Delta s \quad (2.78)$$

Одновременно с началом горения ДТ в КС образуется N зон горения МВС. Динамику сгорания ПГ в каждой из этих зон можно описать одномерным цилиндрическим фронтом пламени [119]. Тогда безразмерная скорость горения ПГ $\chi_{gr}/d\varphi$ будет в N раз больше, чем для одномерного фронта пламени при одиночном очаге горения.

При преобразовании выражений (2.62)...(2.78), в соответствии с методикой [112], получим систему уравнений, описывающую процесс воспламенения МВС.

Система включает уравнения:

- уравнения состояния локального объема:

$$\frac{p_{gr}}{\theta} = \frac{(1 - \chi) m_s/M_s + m_o/M_o - \chi_{gr} (v_{gr}/0,20642) m_s/M_s}{m_s/M_s + m_o/M_o} \quad (2.79)$$

$$d\theta/d\varphi = (1 - 1/\gamma) \theta / \pi \cdot da/d\varphi + J_{gr} / \gamma \cdot d\eta/d\varphi; \quad (2.80)$$

- уравнение динамики давления (энергии всей системы):

$$d\pi/d\varphi = -\gamma \pi / \omega \cdot da/d\varphi + (J_{gr} \chi_{gr}/d\varphi + J_{gr} d\chi_{gr}/d\varphi) / \omega; \quad (2.81)$$

- уравнения скорости выгорания заряда (ДТ и ПГ):

$$d\chi_{gr}/d\varphi = \Delta s; \quad (2.82)$$

$$d\chi_p/d\varphi = 2i D_{rS} (\pi/\theta) \sqrt{\omega - \omega_s}; \quad (2.83)$$

- уравнения объема системы и скорости его изменения:

$$\omega = [1 + (1 - \cos \varphi + (\lambda/2) \sin^2 \varphi) (\epsilon - 1) / 2] / \epsilon; \quad (2.84)$$

$$d\omega/d\varphi = \sin \varphi (1 + \lambda \cos \varphi) (\varepsilon - 1) / 2\varepsilon; \quad (2.85)$$

- уравнение макрокинетики химической реакции в локальном объеме:

$$d\eta/d\varphi = D_r (\pi / \theta)^{\varepsilon-1} e^{(\varepsilon-1)\eta/\beta}; \quad (2.86)$$

вспомогательные переменные:

$$D_r = \chi S_{0r} (\varepsilon - 1) / (4 \pi n r \varepsilon); \quad (2.87)$$

$$D_r = \frac{k_r A^{s_r/2}}{2m} \left(\frac{p_i / RT_i}{1 + (m_i / M_i) / (m_i / M_i)} \right)^{s_r} e^{-E_r / RT_i}; \quad (2.88)$$

$$\beta = RT_i / E_r; \quad (2.89)$$

$$J_{cr} = [(\gamma - 1) Q_r / R T_i] (m_r / M_r) / (m_r / M_r + m_i / M_i); \quad (2.90)$$

$$J_{cr} = [(\gamma - 1) Q_{st} / RT_i] (m_{st} / M_{st}) / (m_{st} / M_{st} + m_r / M_r + m_i / M_i); \quad (2.91)$$

где θ , π , ω , S - соответственно относительные температура, давление, объем, скорость пламени;

χ - массовая доля продуктов сгорания;

η - степень превращения смеси;

V_r, V_{st} - кислородные стехиометрические коэффициенты для ПГ и ДТ;

V_r - стехиометрический коэффициент для ПГ по воздуху;

k_r - константа скорости;

s, E - порядок химической реакции и энергия активации;

$\chi_r = S_r / S_u = 1 + u_r / S_u \approx 1 + 4,2 \pi n / S_{0r}$ - фактор турбулизации [120];

S_r - нормальная скорость турбулентного пламени;

S_u - текущая нормальная скорость пламени;

S_{0r} - нормальная скорость пламени в момент φ ;

u_r - скорость турбулентного переноса;

D, V_c - диаметр цилиндра и объем КС,

и начальные условия: $\varphi = \varphi_0, \theta = \pi = \omega = 1, \chi_{cr} = \chi_r = \eta = 0$.

При использовании системы (2.79)...(2.86) в качестве условия самовоспламенения используется выражение [119]:

$$(d \ln \theta / d\varphi) / (d \ln \pi / d\varphi) = 1. \quad (2.92)$$

При горении топливно-воздушной смеси в газодизеле давление в процессе сжатия и последующего расширения изменяется по уравнению (2.81) до тех пор, пока не будет выполнено условие самовоспламенения перед фронтом пламени в локальном объеме (2.92) и параметры смеси станут критическими (π_{cr}, θ_{cr}). В мо-

мент самовоспламенения на индикаторной диаграмме наблюдается скачок давления, равный $\Delta\pi = \pi - \pi_{cr} = (1 - \chi_{cr}) J_{cr} / \omega_{cr}$, далее процесс продолжается по закону Пуассона $\pi \omega^{\gamma} = (\pi_{cr} + \Delta\pi) (\omega_{cr})^{\gamma}$.

Моделирование процесса самовоспламенения МВС в газодизеле позволяет определить момент самовоспламенения локального объема, когда в КС возникают ударные волны, приводящие к жесткой работе газодизеля. Расчеты позволяют определить область нормальной (без самовоспламенения) работы газодизеля, а также допустимые конструктивные и термодинамические параметры двигателя и рабочего процесса.

2.3. Расчет периода задержки воспламенения при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на природном газе

Важную роль в протекании всего рабочего цикла дизеля играет ПЗВ, определяемый по индикаторной диаграмме как угол п.к.в. от момента начала впрыскивания до начала заметного повышения давления, определяемого по отрыву кривой давления при сгорании от кривой прокрутки. ПЗВ существенно влияет на динамику процесса сгорания, мощностные и экономические показатели, содержание в ОГ токсичных веществ и сажи.

К настоящему времени для расчета ПЗВ разработан ряд методик. Большинство их базируется на использовании упрощенных эмпирических зависимостей, поэтому пригодны лишь для конкретной марки двигателя и определенного режима его работы. Также в литературе отсутствуют сведения по расчету ПЗВ для газодизеля.

В основу разработанной методики для расчета ПЗВ в газодизеле положена методика, предложенная Г.М. Камфером для дизелей [121]. Разработанная методика учитывает особенности использования газообразного топлива.

Методика базируется на использовании первого закона термодинамики и учитывает следующие особенности процесса воспламенения в дизеле:

- влияние переменной скорости впрыскивания и испарения (с учетом времени и температуры) на состав реагирующей смеси;
- влияние понижения температуры в зоне воспламенения вследствие нагрева и испарения топлива на скорость химических

реакций;

- влияние продолжающегося сжатия заряда в процессе впрыскивания топлива на интенсивность физико-химических процессов;

и не учитывает:

- изменение массы заряда при испарении топлива;
- теплоотдачу в стенки;
- влияние выгорания топлива на скорость химических реакций.

Для расчета ПЗВ используем следующее выражение:

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_1}{\varphi_{\text{впр}}} = \sqrt{6 \cdot 10^{-4} \cdot \pi} \cdot \left[\frac{\ln \left[\sqrt{\rho_{\text{ДТ}}} \left(\frac{\Theta_{\text{впр}}}{K_T} - \Theta_{\text{вн}} \right) \right]}{a} + \left(\frac{\Lambda}{2 \sqrt{\rho_{\text{ДТ}}}} - \frac{\left(1 - \frac{\varphi_{\text{впр}}}{\Theta_{\text{впр}}} \right)}{K_T} \right) \cdot \frac{\sqrt{a_1 - 1}}{\psi \cdot \Theta_{\text{впр}}} \right] \quad (2.93)$$

где $\bar{\varphi}$ – относительный угол ПЗВ;

φ_1 – угол, соответствующий ПЗВ, градус п.к.в.;

$\varphi_{\text{впр}}$ – продолжительность впрыскивания, градус п.к.в.;

π – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

$\rho_{\text{ДТ}}$ – плотность ДТ, г/см³;

$\Theta_{\text{впр}}$, $\Theta_{\text{вн}}$ – угол опережения впрыскивания ДТ, соответственно, в градусах п.к.в. и радианах;

$\Theta_{\text{вн}}$ – безразмерная температура в момент начала впрыскивания;

K_ψ , Λ – коэффициенты, характеризующие свойства ДТ;

ψ – отношение характеристик выделения и стока теплоты;

a , a_1 – коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров дизеля и параметров топливopодачи.

Безразмерная температура $\Theta_{\text{вн}}$ в момент начала впрыскивания определяется из выражения:

$$\Theta_{\text{вн}} = \frac{1}{\Theta_{\text{вн}}} + 25 \left(\frac{1 - 1}{\text{ЦЧ} \cdot 100} \right); \quad (2.94)$$

$$\Theta_{\text{вн}} = RT_{\text{вн}} / E_{\text{ф}}, \quad (2.95)$$

где $E_{\text{ф}}$ – энергия активации;

ЦЧ – цетановое число ДТ.

Учитывая, что $E_{\text{ф}} \rightarrow E_{\text{фвн}} = \mu L_{\text{вн}}$, при ЦЧ $\rightarrow 100$, то можно

записать уравнение:

$$\Theta_{\text{вн}} = RT_{\text{вн}} / \mu L_{\text{вн}} \quad (2.96)$$

где $T_{\text{вн}}$ – температура заряда в момент начала впрыскивания, К;

$\mu L_{\text{вн}}$ – мольная теплота парообразования;

$$\mu L_{\text{вн}} = (8,75 + 4,57 \cdot \lg T_{\text{вн}}) T_{\text{вн}}, \quad (2.97)$$

где $T_{\text{вн}}$ – среднееобъемная температура разгонки ДТ, °С.

Принимая во внимание выражения (2.96) и (2.97), выражение (2.94) примет вид:

$$\Theta_{\text{вн}} = \frac{1}{(4,41 + 2,31 \ln T_{\text{вн}}) \frac{T_{\text{вн}}}{T_{\text{вн}}} + 25 \left(\frac{1 - 1}{\text{ЦЧ} \cdot 100} \right)}. \quad (2.98)$$

Коэффициенты, характеризующие свойства топлива, находятся из выражений:

$$K_T = \frac{1,216 \sqrt{T_{\text{вн}}}}{\rho_{\text{ДТ}}}; \quad (2.99)$$

$$\Lambda = \frac{K_T \cdot T_{\text{вн}}}{\text{ЦЧ} \cdot 273}. \quad (2.100)$$

Параметр ψ , равный отношению характеристик выделения теплоты K_ψ и стока теплоты K_ϕ (скоростей химических и физических реакций), определяется по формулам:

$$\psi = \sqrt{a} \cdot e^{2a}; \quad (2.101)$$

$$a = \varepsilon_1 (a_1 - 1); \quad (2.102)$$

$$a_1 = \frac{B_1 (n_1 - 1)}{V_{\text{вн}} \cdot K_\phi}; \quad (2.103)$$

$$B_1 = \frac{\varphi_{\text{впр}} (V_{\text{вн}} - V_{\text{с}})}{\Theta_{\text{впр}}}; \quad (2.104)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{K_\psi}{\Theta_{\text{вн}}}, \quad (2.105)$$

где n_1 – средний показатель политропы сжатия на участке от момента начала впрыскивания до ВМТ;

$V_{\text{с}}$ – объем цилиндра при положении поршня в ВМТ, см³;

$V_{\text{вн}}$ – объем цилиндра в момент начала впрыскивания, см³,

$$V_{\text{вн}} = \frac{V_{\text{с}}}{2} \left[\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2.106)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$V_{\text{в}}$ – рабочий объем цилиндра, см³.

Безразмерная характеристика стока теплоты K_{ϕ} определяется из выражения:

$$K_{\phi} = \frac{i_{v,j} \cdot q_{\text{перем,в}}}{C_v \cdot T_{\text{в}} \cdot \alpha \cdot l_0} = \frac{i_{v,j} \cdot q_{\text{перем,в}} \cdot G_{\text{ДТ}}}{C_v \cdot T_{\text{в}} \cdot G_v} \quad (2.107)$$

где $i_{v,j}$ – относительная степень испарения топлива за ПЗВ;

C_v – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

α – коэффициент избытка воздуха;

l_0 – стехиометрическое количество воздуха;

$q_{\text{перем,в}}$ – количество теплоты, необходимое для полного испарения 1 кг топлива и подогрева до температуры в момент начала впрыскивания, кДж/кг;

$\frac{G_{\text{ДТ}}}{G_v}$ – количество ДТ, приходящееся на 1 кг воздуха в цилиндре.

Для условий газодизеля выражение (2.107) запишем в виде:

$$K_{\phi} = \frac{i_{v,j} \cdot q_{\text{перем,в}} \cdot G_{\text{ДТ}}}{C_{\text{мкс}} \cdot T_{\text{мкс}} \cdot (G_v + G_{\text{ДТ}})} \quad (2.108)$$

где $\frac{G_{\text{ДТ}}}{G_v + G_{\text{ДТ}}}$ – количество ДТ, приходящееся на 1 кг МВС в цилиндре;

$C_{\text{мкс}}$ – теплоемкость МВС, кДж/(кг·К);

$$C_{\text{мкс}} = C_v \left(\frac{G_v}{G_v + G_{\text{ДТ}}} \right) + C_{\text{г}} \left(\frac{G_{\text{ДТ}}}{G_v + G_{\text{ДТ}}} \right) \quad (2.109)$$

где $C_{\text{г}}$ – теплоемкость ПГ, кДж/(кг·К).

Относительная степень испарения топлива за ПЗВ $i_{v,j}$ определяется по выражениям [122]:

$$i_{v,j} = Z_j / (1 + Z_j); \quad (2.110)$$

$$Z_j = \left[\left(\frac{i_{\text{св}}}{4} \right)^{0,5} \cdot \frac{1}{d_{\text{ж}}} \cdot e^{\left(\frac{1,5 \cdot d_{\text{ж}}}{d_{\text{ж}}^2} \right)} \right] \left[i_{\text{в}} \cdot V_{\text{в}} + i_{\text{пр}} \cdot (l - V_{\text{в}}) \cdot e^{\left(\frac{1,5 \cdot d_{\text{ж}}}{d_{\text{ж}}^2} \right)} \right] \quad (2.111)$$

где $i_{\text{св}}$ – число сопловых отверстий распылителя форсунки;

δ – приведенное вихревое отношение,

$$\delta = \omega_{\text{жс}} / \omega_{\text{жв}} (d_{\text{ж}} / d_{\text{ж}}^2); \quad (2.112)$$

$\omega_{\text{жс}}$ – угловая скорость вращения заряда в КС, с⁻¹;

$\omega_{\text{жв}}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, с⁻¹;

d – диаметр цилиндра, м;

$d_{\text{жс}}$ – диаметр КС, м;

$l_{\text{об}}, l_{\text{пр}}$ – длина топливных факелов ДТ, направляемых, соответственно, в объемную и пристеночную области, м;

$V_{\text{об}}$ – доля топлива, испаряющегося в объеме;

$T_{\text{стск}}$ – температура стенки КС, К.

Величина $q_{\text{перем,в}}$ определяется для дизельного процесса по выражению [123]:

$$q_{\text{перем,в}} = C_{\text{ДТ}} (T_{\text{ДТ}} - T_{\text{в}}) + L_v + \frac{C_{\text{п}}}{2} (T_{\text{в}} - T_{\text{в}} - 273), \quad (2.113)$$

где $C_{\text{ДТ}}, C_{\text{ДТп}}$ – теплоемкость ДТ в жидкой и паровой фазах, кДж/(кг·К);

L_v – теплота парообразования, кДж/кг;

$T_{\text{в}}$ – температура ДТ в момент начала впрыскивания, °С.

С учетом того, что в момент начала впрыскивания запальной порции ДТ природный газ в цилиндре уже нагрет до температуры $T_{\text{в}}$, т.е. не нужно затрачивать теплоту на его нагрева и испарение, выражение (2.113) для газодизельного процесса запишем в виде:

$$q_{\text{перем,в}} = \left[C_{\text{ДТ}} (T_{\text{ДТ}} - T_{\text{в}}) + L_v + \frac{C_{\text{п}}}{2} (T_{\text{в}} - T_{\text{в}} - 273) \right] \cdot \frac{G_{\text{ДТ}}}{G_v + G_{\text{ДТ}}} \quad (2.114)$$

По приведенным формулам (2.93)...(2.114) рассчитаны значения ПЗВ при работе дизеля по газодизельному процессу на различных скоростных режимах работы. Результаты расчетов представлены в таблице 2.1.

На рисунке 2.2 представлены графики расчетных и экспериментальных значений ПЗВ для дизельного и газодизельного процессов при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ.

Сравнивая экспериментальные значения ПЗВ газодизельного процесса с экспериментальными значениями ПЗВ дизельного процесса, можно отметить следующее. При газодизельном процессе ПЗВ увеличивается по сравнению с дизельным: при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ с 2,0° п.к.в. до 2,5° п.к.в., т.е. на 25%; при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ с 4,1° п.к.в. до 4,6° п.к.в., т.е. на 12,2%; при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ с 5,0° п.к.в. до 5,5° п.к.в., т.е. на 10%; при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ с 5,8° п.к.в. до 6,3° п.к.в., т.е. на 8,6%; при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ с 7,2° п.к.в. до 7,7° п.к.в., т.е. на 6,9%; при

Таблица 2.1 – Результаты расчета значений ПЗВ в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе по дизельному и газодизельному процессам

Рабочий процесс	n, мин ⁻¹	θ _{пер} , градус	φ _{пер} , градус	θ _м , град	δ	α ₁	ν	K _φ	I _φ	Q _{пер,м} кДж/град	β	φ _р , градус		φ _м , %
												расчет	ометр	
Дизельный	1400	9	18,3	0,187	0,233	2,27	0,769	0,0342	0,6187	1064	0,108	1,97	2,0	1,5
	1600	9	18,4	0,191	0,242	2,44	0,799	0,0320	0,6174	1085	0,220	4,03	4,1	1,2
	1700	9	18,4	0,192	0,246	2,53	0,811	0,0309	0,6170	1093	0,273	5,02	5,0	-0,4
	1800	9	18,4	0,194	0,249	2,61	0,821	0,0299	0,6165	1101	0,323	5,95	5,8	-2,6
	2000	9	18,6	0,196	0,253	2,69	0,835	0,0294	0,6157	1114	0,398	7,41	7,2	-2,9
	2200	9	18,8	0,197	0,254	2,68	0,837	0,0298	0,6153	1122	0,428	8,05	8,2	1,8
	2400	9	19,2	0,198	0,255	2,64	0,841	0,0309	0,6150	1127	0,456	8,76	9,0	2,7
	1400	7	4,9	0,190	0,087	32,8	3,350	0,0005	0,3665	157	0,506	2,48	2,5	0,8
Газодизельный	1600	7	5	0,193	0,087	34,2	3,51	0,0005	0,3655	174	0,886	4,43	4,6	3,7
	1700	7	5,1	0,194	0,088	33,8	3,54	0,0005	0,3651	181	1,037	5,29	5,5	3,8
	1800	7	5,2	0,195	0,089	33,1	3,57	0,0005	0,3646	189	1,160	6,03	6,3	4,3
	2000	7	5,3	0,198	0,090	33,4	3,58	0,0005	0,3639	202	1,424	7,54	7,7	2,1
	2200	7	5,4	0,200	0,090	32,8	3,60	0,0006	0,3633	210	1,586	8,56	8,7	1,6
	2400	7	5,6	0,201	0,093	30,9	3,68	0,0006	0,3631	218	1,752	9,81	9,5	-3,3

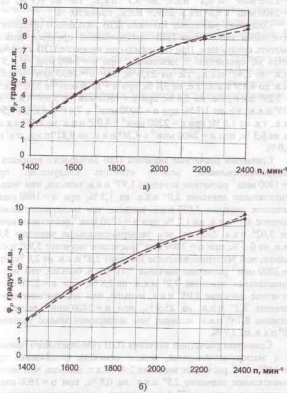


Рисунок 2.2 – Экспериментальные и расчетные значения ПЗВ дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе по дизельному (а) и газодизельному (б) процессам в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала: — — экспериментальные значения, - - - - расчетные значения

$n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ с $8,2^\circ$ п.к.в. до $8,7^\circ$ п.к.в., т.е. на 6,1 %; при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с $9,0^\circ$ п.к.в. до $9,5^\circ$ п.к.в., т.е. на 5,6 %.

Сравнивая расчетные значения ПЗВ дизельного процесса с расчетными значениями ПЗВ газодизельного процесса, можно отметить следующее. При газодизельном процессе ПЗВ увеличивается по сравнению с дизельным: при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ с $1,97^\circ$ п.к.в. до $2,48^\circ$ п.к.в., т.е. на 25,9 %; при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ с $4,05^\circ$ п.к.в. до $4,43^\circ$ п.к.в., т.е. на 9,4 %; при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ с $5,02^\circ$ п.к.в. до $5,29^\circ$ п.к.в., т.е. на 5,4 %; при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ с $5,95^\circ$ п.к.в. до $6,03^\circ$ п.к.в., т.е. на 1,3 %; при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ с $7,41^\circ$ п.к.в. до $7,54^\circ$ п.к.в., т.е. на 1,8 %; при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ с $8,05^\circ$ п.к.в. до $8,56^\circ$ п.к.в., т.е. на 6,3 %; при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с $8,76^\circ$ п.к.в. до $9,81^\circ$ п.к.в., т.е. на 12,0 %.

Сравнивая расчетные значения ПЗВ дизельного процесса с экспериментальными, можно отметить следующее: при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $1,97^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $2,0^\circ$ п.к.в. на 1,5 %; при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $4,05^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $4,1^\circ$ п.к.в. на 1,2 %; при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $5,02^\circ$ п.к.в. больше, чем экспериментальное значение $5,0^\circ$ п.к.в. на 0,4 %; при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $5,95^\circ$ п.к.в. больше, чем экспериментальное значение $5,8^\circ$ п.к.в. на 2,6 %; при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $7,41^\circ$ п.к.в. больше, чем экспериментальное значение $7,2^\circ$ п.к.в. на 2,8 %; при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $8,05^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $8,2^\circ$ п.к.в. на 25,9 %; при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $8,76^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $9,0^\circ$ п.к.в. на 2,7 %.

Сравнивая расчетные значения ПЗВ газодизельного процесса с экспериментальными, можно отметить следующее: при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $2,48^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $2,5^\circ$ п.к.в. на 0,8 %; при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $4,43^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $4,6^\circ$ п.к.в. на 3,7 %; при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $5,29^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $5,5^\circ$ п.к.в. на 3,8 %; при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $6,03^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $6,3^\circ$ п.к.в. на 4,3 %; при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $7,54^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспе-

риментальное значение $7,7^\circ$ п.к.в. на 2,1 %; при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $8,56^\circ$ п.к.в. меньше, чем экспериментальное значение $8,7^\circ$ п.к.в. на 1,6 %; при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ расчетное значение $9,81^\circ$ п.к.в. больше, чем экспериментальное значение $9,5^\circ$ п.к.в. на 3,3 %.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что предлагаемая методика подходит для количественной оценки величины ПЗВ при дизельном и газодизельном процессах, при этом отклонение расчетных значений от экспериментальных не превышает 5 %.

ВЫВОДЫ

1. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

2. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

3. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

4. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

5. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

6. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

7. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

8. При исследовании влияния частоты вращения коленчатого вала на ПЗВ в дизельном и газодизельном процессах экспериментально и расчетно установлено, что ПЗВ увеличивается с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

3. УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 С ПОНВ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ

3.1. Влияние применения природного газа на эффективные, токсические показатели и показатели рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ

3.1.1. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ

При исследовании рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ в соответствии с целью, задачами исследований и методикой были проведены стендовые испытания [124...126].

На рисунке 3.1 представлено изменение мощностей и экономических показателей дизеля в зависимости от изменения установочного УОВТ при работе на ДТ и ПГ на частотах вращения коленчатого вала 2400 мин⁻¹ (номинальный скоростной режим) и 1700 мин⁻¹ (режим максимального крутящего момента). Характеристики снимались для определения оптимального значения установочного УОВТ исходя из минимальной величины удельных эффективных расходов ДТ и ПГ. Регулировочная характеристика строилась после снятия и обработки нескольких нагрузочных характеристик, снятых на различных установочных УОВТ. При этом для построения брались точки N_e , g_e и $g_{e\Sigma}$ из нагрузочных характеристик с равными значениями часового расхода топлива G_T согласно ГОСТа.

Если рассматривать графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ДТ на номинальной частоте вращения коленчатого вала, то видно, что при постоянном значении часового расхода ДТ $G_T = 21$ кг/ч максимальная мощность $N_e = 90,0$ кВт достигается при установочном УОВТ $\Theta_{\text{ур.д}} = 9^\circ$, что совпадает с установочным УОВТ, рекомендованным заводом-изготовителем в качестве оптимального для данного двигателя. При этом значение удель-

ного расхода ДТ составляет $g_e = 227$ г/кВт·ч. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{ур.д}} = 7^\circ$, при постоянном часовом расходе ДТ G_T , эффективная мощность снижается до значения $N_e = 88,3$ кВт, при этом значение удельного расхода ДТ составляет $g_e = 232$ г/кВт·ч. Увеличение значения g_e составляет 2,2 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{ур.д}} = 11^\circ$ эффективная мощность также снижается до значения $N_e = 88,3$ кВт, при том же значении удельного расхода ДТ $g_e = 232$ г/кВт·ч.

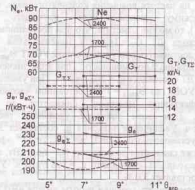


Рисунок 3.1 — Влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ: — дизельный процесс, - - - газодизельный процесс

Если рассматривать графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ на номинальной частоте вращения коленчатого вала, то можно отметить, что при постоянном суммарном часовом расходе ДТ и ПГ $G_{T\Sigma} = 18,8$ кг/ч максимальная мощность $N_e = 90,0$ кВт достигается уже при установочном УОВТ $\Theta_{\text{ур.д}} = 7^\circ$. При этом значение удельного суммарного расхода топлива составляет $g_{e\Sigma} = 208$ г/кВт·ч. Снижение значений часового расхода и удельного расхода топлива по сравнению с работой на ДТ объясняется большим значением теплоты сгорания ПГ. При

уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уртд}} = 5^\circ$, при постоянном часовом расходе суммарного топлива G_{Σ} эффективная мощность снижается до значения $N_e = 86,0$ кВт. При этом значение удельного расхода топлива $g_{e\Sigma} = 218$ г/кВт·ч. Увеличение значения $g_{e\Sigma}$ составляет 4,8 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уртд}} = 9^\circ$ эффективная мощность снижается до значения $N_e = 88,0$ кВт, а значение удельного расхода топлива повышается до $g_{e\Sigma} = 210$ г/кВт·ч. Увеличение значения $g_{e\Sigma}$ составляет 1,0 %.

Если рассматривать графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ДТ на частоте вращения коленчатого вала, соответствующей режиму максимального крутящего момента ($n=1700$ мин⁻¹), то можно отметить, что при постоянном значении часового расхода ДТ $G_T = 14,6$ кг/ч максимальная мощность $N_e = 69,5$ кВт достигается при установочном УОВТ $\Theta_{\text{урд}} = 9^\circ$, как и на режиме номинальной мощности. При этом значение удельного расхода ДТ составляет $g_e = 202$ г/кВт·ч. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{урд}} = 7^\circ$ и постоянном часовом расходе ДТ G_T эффективная мощность снижается до значения $N_e = 66,5$ кВт. При этом значение удельного расхода ДТ $g_e = 209$ г/кВт·ч. Увеличение значения g_e составляет 3,5 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{урд}} = 11^\circ$ эффективная мощность также снижается до значения $N_e = 66,0$ кВт, а величина удельного расхода ДТ составляет $g_e = 208$ г/кВт·ч. Увеличение значения g_e составляет 3,0 %.

Если рассматривать графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ на частоте вращения коленчатого вала, соответствующей режиму максимального крутящего момента ($n=1700$ мин⁻¹), то видно, что при постоянном значении часового расхода суммарного топлива $G_{\Sigma} = 13,4$ кг/ч максимальная мощность $N_e = 69,5$ кВт достигается при установочном УОВТ $\Theta_{\text{уртд}} = 7^\circ$, как и на режиме номинальной мощности. При этом значение удельного расхода суммарного топлива составляет $g_{e\Sigma} = 191$ г/кВт·ч. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уртд}} = 5^\circ$ и постоянном часовом расходе суммарного топлива G_{Σ} эффективная мощность снижается до значения $N_e = 64,5$ кВт, значение удельного расхода суммарного топлива при этом составляет $g_{e\Sigma} = 203$ г/кВт·ч. Увеличение значения $g_{e\Sigma}$ составляет 6,3 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уртд}} = 9^\circ$ эф-

фективная мощность снижается до значения $N_e = 64,5$ кВт. Значение $g_{e\Sigma}$ при этом равно 203 г/кВт·ч. Увеличение значения $g_{e\Sigma}$ относительно оптимального значения установочного УОВТ составляет 6,3 %.

Таким образом, анализируя регулировочную характеристику по установочному УОВТ (рисунок 3.1), можно отметить, что для всех режимов работы дизеля, исходя из минимального удельного расхода топлива g_e , при работе на ДТ оптимальным является установочный УОВТ $\Theta_{\text{урд}} = 9^\circ$, а при работе на ПГ $\Theta_{\text{уртд}} = 7^\circ$. Здесь также нужно отметить, что высокофорсированные дизели очень чувствительны к установочному УОВТ. При установке более ранних УОВТ, как при работе на ДТ, так и при работе на ПГ, на режиме максимальной нагрузки значительно увеличивается «жесткость» работы двигателя, что сопровождается стуками в ЦПГ. При установке более поздних УОВТ наблюдается неоптимальное повышение температуры охлаждающей жидкости двигателя, что может привести к перегреву дизеля.

3.1.2. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ

На рисунке 3.2, а представлено влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при различных установочных УОВТ на режиме номинальной мощности [127].

Анализируя графики изменения токсических показателей при работе дизеля на ДТ, можно отметить следующее. Содержание углеводородов CH_4 в ОГ дизеля при установочном УОВТ $\Theta_{\text{урд}} = 9^\circ$ составляет 0,007 %. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{урд}} = 7^\circ$ значение CH_4 повышается до 0,0085 %, т.е. на 21,4 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{урд}} = 11^\circ$ значение CH_4 уменьшается до 0,0058 %, т.е. на 17,1 %. Содержание оксидов азота NO_x в ОГ дизеля при $\Theta_{\text{урд}} = 9^\circ$ составляет 650 ppm. При уменьшении $\Theta_{\text{урд}}$ до 7° значение NO_x уменьшается до 600 ppm, т.е. на 7,7 %. При увеличении $\Theta_{\text{урд}}$ до 11° значение NO_x увеличивается до 690 ppm, т.е. на 6,2 %. Содержание CO_2 в ОГ при $\Theta_{\text{урд}} = 9^\circ$ составляет 3,75 %. При уменьшении $\Theta_{\text{урд}}$ до 7° значение CO_2 уменьшается

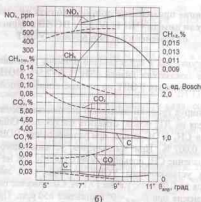
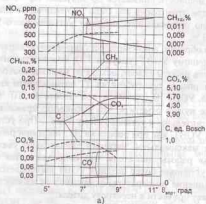


Рисунок 3.2 — Влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ:

а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,036 \text{ МПа}$;

— дительный процесс, - - - газодительный процесс

до 3,60 %, т.е. на 4,0 %. При увеличении $\Theta_{впр д}$ до 11° значение CO_2 увеличивается до 3,84 %, т.е. на 2,4 %. Содержание CO в ОГ при $\Theta_{впр д} = 9^\circ$ составляет 0,029 %. При уменьшении $\Theta_{впр д}$ до 7° значение CO уменьшается до 0,020 %, т.е. на 31,0 %. При увеличении $\Theta_{впр д}$ до 11° значение CO увеличивается до 0,035 %, т.е. на 20,7 %. Дымность ОГ (C) при $\Theta_{впр д} = 9^\circ$ составляет 1,95 ед. Bosch. При уменьшении $\Theta_{впр д}$ до 7° значение дымности уменьшается до 1,60 ед. Bosch, т.е. на 17,9 %. При увеличении $\Theta_{впр д}$ до 11° значение дымности уменьшается до 1,90 ед. Bosch, т.е. на 2,6 %.

Анализируя графики изменения токсических показателей при работе дизеля на ПГ, можно отметить следующее. Содержание углеводородов CH_x в ОГ дизеля при установочном УОВТ $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$ составляет 0,20 %. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр гд} = 5^\circ$ значение CH_x повышается до 0,25 %, т.е. на 25,0 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр гд} = 9^\circ$ значение CH_x уменьшается до 0,19 %, т.е. на 5,0 %. Содержание оксидов азота NO_x в ОГ дизеля при $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$ составляет 499 ppm. При уменьшении $\Theta_{впр гд}$ до 5° значение NO_x уменьшается до 300 ppm, т.е. на 39,9 %. При увеличении $\Theta_{впр гд}$ до 9° значение NO_x увеличивается до 525 ppm, т.е. на 5,2 %. Содержание CO_2 в ОГ при $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$ составляет 4,72 %. При уменьшении $\Theta_{впр гд}$ до 5° значение CO_2 увеличивается до 5,1 %, т.е. на 8,1 %. При увеличении $\Theta_{впр гд}$ до 9° значение CO_2 уменьшается до 4,7 %, т.е. на 0,4 %. Содержание CO в ОГ при $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$ составляет 0,10 %. При уменьшении $\Theta_{впр гд}$ до 5° значение CO уменьшается до 0,076 %, т.е. на 24,0 %. При увеличении $\Theta_{впр гд}$ до 9° значение CO увеличивается до 0,115 %, т.е. на 15,0 %. Дымность ОГ (C) при $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$ составляет 0,95 ед. Bosch. При уменьшении $\Theta_{впр гд}$ до 5° значение дымности уменьшается до 0,80 ед. Bosch, т.е. на 15,8 %. При увеличении $\Theta_{впр гд}$ до 9° значение дымности уменьшается до 0,60 ед. Bosch, т.е. на 36,8 %.

Сравнивая работу дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ на ДТ и на ПГ при различных установочных УОВТ на режиме номинальной мощности, можно отметить, что значения токсических показателей при работе на ПГ изменились, по сравнению с работой на ДТ. Содержание углеводородов CH_x в ОГ дизеля при работе на ПГ существенно больше, чем при работе на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 7^\circ$ при переходе на ПГ значение CH_x увеличивается

с 0,0085 % до 0,20 %, т.е. в 23,5 раза. При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 9^\circ$ при переходе на ПГ значение CH_x увеличивается с 0,007 % до 0,19 %, т.е. в 27,1 раза. Содержание оксидов азота NO_x в ОГ дизеля при работе на ПГ меньше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение NO_x уменьшается с 600 ppm до 499 ppm, т.е. на 16,8 %. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение NO_x уменьшается с 650 ppm до 525 ppm, т.е. на 19,2 %. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение CO_2 при переходе на ПГ увеличивается с 3,60 % до 4,72 %, или на 31,1 %. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение CO_2 увеличивается с 3,75 % до 4,70 %, или на 25,3 %. Содержание СО в ОГ дизеля при работе на ПГ значительно больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение СО увеличивается с 0,02 % до 0,10 %, т.е. в 5 раз. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение СО увеличивается с 0,029 % до 0,115 %, т.е. в 4,0 раза. Значение дымности при переходе на ПГ при $\Theta_{впр} = 7^\circ$ уменьшается от 1,60 ед. Bosch до 0,95 ед. Bosch, или в 1,7 раза. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение дымности уменьшается от 1,95 ед. Bosch до 0,60 ед. Bosch, или в 3,3 раза.

На рисунке 3.2, 6 представлено влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ при различных установочных УОВТ на режиме максимального крутящего момента [127].

Анализируя графики изменения токсических показателей при работе дизеля на ДТ, можно отметить следующее. Содержание углеводородов CH_x в ОГ дизеля при установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 9^\circ$ составляет 0,016 %. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение CH_x повышается до 0,0175 %, т.е. на 9,4 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр} = 11^\circ$ значение CH_x уменьшается до 0,0105 %, т.е. на 34,4 %. Содержание оксидов азота NO_x в ОГ дизеля при $\Theta_{впр} = 9^\circ$ составляет 700 ppm. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 7° значение NO_x уменьшается до 615 ppm, т.е. на 12,1 %. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 11° значение NO_x увеличивается до 750 ppm, т.е. на 7,1 %. Содержание CO_2 в ОГ при $\Theta_{впр} = 9^\circ$ составляет 4,5 %. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 7° значение CO_2 увеличивается до 4,7 %, т.е. на 4,4 %. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 11° значение CO_2 уменьшается до 4,48 %, т.е. на 0,4 %. Содержание СО в ОГ при $\Theta_{впр} = 9^\circ$ составляет 0,015 %. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 7° значение СО увеличивается до 0,025 %, т.е. на 66,7 %. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 11° значение СО

увеличивается до 0,023 %, т.е. на 53,3 %. Дымность ОГ (С) при $\Theta_{впр} = 9^\circ$ составляет 1,10 ед. Bosch. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 7° значение дымности увеличивается до 1,17 ед. Bosch, т.е. на 6,4 %. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 11° значение дымности уменьшается до 1,0 ед. Bosch, т.е. на 9,1 %.

Анализируя графики изменения токсических показателей при работе дизеля на ПГ можно отметить следующее. Содержание углеводородов CH_x в ОГ дизеля при установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 7^\circ$ составляет 0,105 %. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр} = 5^\circ$ значение CH_x повышается до 0,15 %, т.е. на 42,9 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение CH_x уменьшается до 0,081 %, т.е. на 22,9 %. Содержание оксидов азота NO_x в ОГ дизеля при $\Theta_{впр} = 7^\circ$ составляет 528 ppm. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 5° значение NO_x уменьшается до 430 ppm, т.е. на 18,6 %. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 9° значение NO_x увеличивается до 550 ppm, т.е. на 4,2 %. Содержание CO_2 в ОГ при $\Theta_{впр} = 7^\circ$ составляет 5,25 %. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 5° значение CO_2 увеличивается до 6,1 %, т.е. на 16,2 %. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 9° значение CO_2 уменьшается до 5,15 %, т.е. на 1,9 %. Содержание СО в ОГ при $\Theta_{впр} = 7^\circ$ составляет 0,082 %. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 5° значение СО уменьшается до 0,078 %, т.е. на 4,9 %. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 9° значение СО увеличивается до 0,12 %, т.е. на 46,3 %. Дымность ОГ (С) при $\Theta_{впр} = 7^\circ$ составляет 0,1 ед. Bosch. При уменьшении $\Theta_{впр}$ до 5° значение дымности увеличивается до 0,2 ед. Bosch, т.е. в 2 раза. При увеличении $\Theta_{впр}$ до 9° значение дымности уменьшается до 0,05 ед. Bosch, т.е. в 2 раза.

Сравнивая работу дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ на ДТ и на ПГ при различных установочных УОВТ на режиме максимального крутящего момента, можно отметить, что значения токсических показателей при работе на ПГ изменяются, по сравнению с работой на ДТ. Содержание углеводородов CH_x в ОГ дизеля при работе на ПГ, как и на режиме номинальной мощности, существенно больше, чем при работе на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 7^\circ$ при переходе на ПГ значение CH_x увеличивается с 0,0175 % до 0,105 %, т.е. в 6 раз. При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 9^\circ$ при переходе на ПГ значение CH_x увеличивается с 0,016 % до 0,081 %, т.е. в 5,1 раза. Содержание оксидов азота NO_x

в ОГ дизеля при работе на ПГ меньше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение NO_x уменьшается с 615 ppm до 528 ppm, т.е. на 14,1 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение NO_x уменьшается с 700 ppm до 550 ppm, т.е. на 21,4 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение CO_2 при переходе на ПГ увеличивается с 4,7 % до 5,25 %, или на 11,7 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение CO_2 увеличивается с 4,5 % до 5,15 %, или на 14,4 %. Содержание CO в ОГ дизеля при работе на ПГ значительно больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение CO увеличивается с 0,025 % до 0,082 %, т.е. в 3,3 раза. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение CO увеличивается с 0,015 % до 0,12 %, т.е. в 8 раз. Значение дымности при переходе на ПГ при $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ уменьшается от 1,17 ед. Bosch до 0,1 ед. Bosch, или в 11,7 раза. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение дымности уменьшается от 1,1 ед. Bosch до 0,05 ед. Bosch, или в 22 раза.

3.1.3. Влияние применения природного газа на индикаторные показатели, показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ

При исследовании влияния применения ПГ на показатели рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ было проведено индцирование и выявлены закономерности изменения давления газов в цилиндре в зависимости от изменения установочного УОВТ [128]. По полученным диаграммам проведен анализ изменения кривой давления газов по углу п.к.в. двигателя при изменении значений установочного УОВТ от оптимального установочного УОВТ при работе на ДТ и на ПГ, при одном и том же значении среднего эффективного давления газов в цилиндре.

На рисунке 3.3, а представлены совмещенные индикаторные диаграммы рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ДТ, снятые с помощью индикатора МАИ-5 при установочных УОВТ $\Theta_{\text{впр.д}} = 7^\circ, 9^\circ, 11^\circ$, при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и среднем эффективном давлении $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Как видно из графиков, при более позднем впрыскивании ДТ падают максимальное давление цикла $p_{\text{д.макс}}$ и весь процесс сгорания сдвигается на линию расширения. Если при оптимальном значении установочного УОВТ

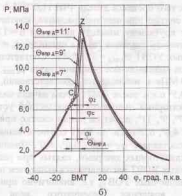
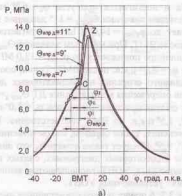


Рисунок 3.3 – Совмещенные индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ДТ при различных установочных УОВТ: а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,036 \text{ МПа}$

($\Theta_{впр.д} = 9^\circ$) максимальное значение давления газов равно $p_{z,max} = 13,8$ МПа и достигается при угле $\varphi_z = 6,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, то при большем значении $\Theta_{впр.д} = 11^\circ$ давление газов в цилиндре возрастает до $p_{z,max} = 14,0$ МПа и достигается при угле $\varphi_z = 6,3^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При меньшем значении $\Theta_{впр.д} = 7^\circ$ давление газов в цилиндре понижается до $p_{z,max} = 13,0$ МПа и достигается при угле $\varphi_z = 8,2^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Точки, соответствующие началу видимого сгорания на индикаторных диаграммах, снятых для углов опережения впрыскивания ДТ $\Theta_{впр.д} = 7^\circ, 9^\circ, 11^\circ$, лежат на линии сжатия при значениях углов $\varphi_c = 1,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, и $\varphi_c = 0^\circ, 1,5^\circ$ п.к.в. до ВМТ соответственно. Период задержки воспламенения, таким образом, соответственно составляет $\varphi_1 = 8,0^\circ, 9,0^\circ, 9,5^\circ$. Следует также отметить, что линии сжатия и расширения на индикаторных диаграммах, снятых при ранних значениях установочных УОВТ располагаются выше, чем при поздних значениях установочных УОВТ.

На рисунке 3.3, б представлены совмещенные индикаторные диаграммы рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ДТ, снятые при частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя $n = 1700$ мин⁻¹ и среднем эффективном давлении газов в цилиндре $p_e = 1,036$ МПа, при установочных УОВТ $\Theta_{впр.д} = 7^\circ, 9^\circ, 11^\circ$. Соответственно этим значениям углов максимальное давление газов $p_{z,max}$ составляет 12,6, 13,5, 14,0 МПа и наблюдается, соответственно, при углах $\varphi_z = 3,4^\circ, 2,0^\circ, 0,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Точки начала видимого сгорания на индикаторных диаграммах, снятых при установочных УОВТ $\Theta_{впр.д} = 7^\circ, 9^\circ, 11^\circ$, лежат на линии сжатия при значениях углов $\varphi_c = 2,0^\circ, 4,0^\circ, 6,0^\circ$ п.к.в. до ВМТ соответственно. ПЗВ, соответственно, составляет $\varphi_1 = 5,0^\circ, 5,0^\circ, 6,0^\circ$. Линии сжатия и расширения индикаторных диаграмм, снятых при ранних значениях установочных УОВТ располагаются выше, чем при поздних значениях установочных УОВТ, т.е. аналогично при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя ($n = 2400$ мин⁻¹).

На рисунке 3.4, а представлены совмещенные индикаторные диаграммы рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ, снятые при установочных углах опережения

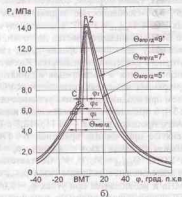
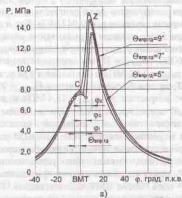


Рисунок 3.4 – Совмещенные индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ при различных установочных УОВТ: а) $n = 2400$ мин⁻¹, $p_e = 0,947$ МПа; б) $n = 1700$ мин⁻¹, $p_e = 1,036$ МПа

впрыскивания запального ДТ $\Theta_{\text{впр.гд}} = 5^\circ, 7^\circ, 9^\circ$, при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и среднем эффективном давлении $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Как и при работе дизеля на ДТ, при более позднем впрыскивании снижается максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}}$. Если при оптимальном значении установочного УОВТ ($\Theta_{\text{впр.гд}} = 7^\circ$) максимальное значение давления газов равно $p_{z \text{ max}} = 14,6 \text{ МПа}$ и достигается при угле $\varphi_z = 8,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, то при большем значении $\Theta_{\text{впр.гд}} = 9^\circ$ давление газов в цилиндре возрастает до $p_{z \text{ max}} = 15,4 \text{ МПа}$ и достигается при угле $\varphi_z = 7,8^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При меньшем значении $\Theta_{\text{впр.гд}} = 5^\circ$ давление газов в цилиндре понижается до $p_{z \text{ max}} = 13,4 \text{ МПа}$ и достигается при угле $\varphi_z = 10,3^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Точки, соответствующие началу видимого сгорания на индикаторных диаграммах, снятых при установочных УОВТ $\Theta_{\text{впр.гд}} = 5^\circ, 7^\circ, 9^\circ$, лежат на линии сжатия при значениях углов $\varphi_c = 5,0^\circ, 2,5^\circ, 0^\circ$ п.к.в. после ВМТ соответственно. Период задержки воспламенения, таким образом, соответственно составляет $\varphi_i = 10,0^\circ, 9,5^\circ, 9,0^\circ$. Особенною индикаторных диаграмм при установочных УОВТ $\Theta_{\text{впр.гд}} = 5^\circ$ и 7° в данном случае является наличие после ВМТ небольшого участка до точки, соответствующей максимальному давлению сгорания $p_{z \text{ max}}$, где текущее значение индикаторного давления уменьшается. Как и при работе дизеля на ДТ, линии сжатия и расширения индикаторных диаграмм, снятых при ранних значениях установочных УОВТ располагаются выше, чем при поздних значениях установочных УОВТ.

На рисунке 3.4, б представлены совмещенные индикаторные диаграммы рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ, снятые при частоте вращения $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и среднем эффективном давлении газов в цилиндре $p_e = 1,036 \text{ МПа}$ и установочных УОВТ $\Theta_{\text{впр.гд}} = 5^\circ, 7^\circ, 9^\circ$. Соответственно этим значениям углов максимальное давление газов $p_{z \text{ max}}$ составляет 13,6, 14,2, 15,0 МПа и наблюдается при углах $\varphi_z = 5,0^\circ, 4,5^\circ, 4,2^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Точки начала видимого сгорания на индикаторных диаграммах, снятых при установочных УОВТ $\Theta_{\text{впр.гд}} = 5^\circ, 7^\circ, 9^\circ$, лежат на линии сжатия при значениях углов $\varphi_c = 1,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ и $1,5^\circ, 3,5^\circ$ п.к.в. до ВМТ соответственно. Период задержки воспламенения, таким образом, составляет $\varphi_i = 6,0^\circ, 5,5^\circ,$

$5,5^\circ$. Линии сжатия и расширения индикаторных диаграмм при разных установочных УОВТ, как и при работе на ДТ, располагаются выше, чем при поздних значениях установочных УОВТ.

Таким образом, характер изменения давления газов на индикаторных диаграммах дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при переходе с ДТ на ПГ сохраняется. Во всех случаях увеличения установочного УОВТ повышается значение максимального давления сгорания $p_{z \text{ max}}$ и оно смещается по индикаторной диаграмме влево, ближе к ВМТ.

При работе дизеля на ДТ при чрезмерно раннем установочном УОВТ из-за сравнительно низкой температуры, давления и малой турбулентности рабочего заряда в момент начала впрыскивания топливо не может самовоспламениться. При меньшей температуре в цилиндре необходимо больше времени на прогрев, испарение капель, формирование активных радикалов. Следовательно, ПЗВ возрастает. Возрастает время нахождения топлива в КС до достижения критической температуры, при которой происходит самовоспламенение. Так как впрыскивание продолжается, в КС накапливается большое количество топлива, которое длительное время не может воспламениться. Образуется большое количество активных радикалов, инициирующих образование очагов самовоспламенения, вследствие чего с наступлением воспламенения топлива давление газов и скорость нарастания давления в цилиндре $dP/d\varphi$ возрастает. Сгорание будет происходить до ВМТ при уменьшающемся объеме. Процесс сгорания смещается относительно ВМТ таким образом, что наибольшее давление $p_{z \text{ max}}$ достигается близко к ВМТ. Это сопровождается резким увеличением работы сжатия, уменьшением работы расширения и, соответственно, снижением индикаторных показателей. Кроме того, возросшее давление сгорания негативно сказывается на надежности деталей кривошипно-шатунного механизма и ЦПГ.

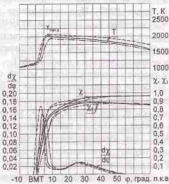
Установка позднего установочного УОВТ, при работе на ДТ, приводит к тому, что топливо впрыскивается в заряд, имеющий более высокое давление и температуру. Скорость предельных реакций увеличивается, поэтому ПЗВ уменьшается. Однако точка индикаторной диаграммы, соответствующая началу горения, все-таки смещается вправо. Скорость повышения давле-

ния $dp/d\phi$ и максимальное давление сгорания $p_{2,max}$ уменьшается. Весь процесс сгорания смещается также вправо. Большая часть топлива сгорает при нисходящем движении поршня. Большая доля теплоты, выделившейся при горении топлива, в этом случае идет на нагрев стенок цилиндра и также теряется с ОГ. Таким образом, позднее впрыскивание также ухудшает индикаторные показатели.

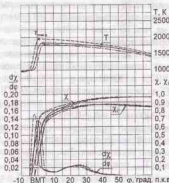
При работе на ПГ воспламенение топлива происходит несколько по другому механизму. МВС, находящаяся в цилиндре дизеля, не может ни каким образом самовоспламениться из-за слишком низкой температуры в конце сжатия. Для её воспламенения используется небольшая запальная порция ДГ. В цилиндре дизеля, при данных условиях, ДГ хорошо самовоспламеняется и становится мощным источником воспламенения МВС. Таким образом, на воспламенение МВС в большей степени влияет наличие горящего факела ДГ, а температура и давление в цилиндре – в меньшей степени. Момент самовоспламенения запальной порции ДГ, как и при работе на одном ДГ, уже зависит от установочного УОВТ, температуры, давления и турбулентности заряда. Так как воспламенение МВС связано с самовоспламенением запальной порции ДГ, то можно сказать, что при более ранних установочных УОВТ, как и при работе на одном ДГ, сгорание топлива происходит более активно, с большими скоростями и заканчивается быстрее. Это приводит к увеличению максимального давления сгорания $p_{2,max}$ и увеличению скорости нарастания давления $(dp/d\phi)_{max}$.

На рисунке 3.5, а представлены совмещенные графики изменения показателей, характеризующих тепловыделение в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ при работе на ДГ на различных установочных УОВТ в зависимости от угла п.к.в. Из рисунка видно, что характеристики тепловыделения и осредненная температура газов в цилиндре изменяются при изменении установочного УОВТ.

Как видно из рисунка, при более позднем впрыскивании падает значение максимальной осредненной температуры цикла T_{max} и этот максимум сдвигается на линию расширения. Так, максимальная осредненная температура цикла T_{max} при установочном



а)



б)

Рисунок 3.5 – Совмещенные характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ДГ на различных установочных УОВТ в зависимости от угла п.к.в.:

а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,036 \text{ МПа}$;

— — — — $\Theta_a = 7^\circ$, — — — — $\Theta_a = 9^\circ$, — — — — $\Theta_a = 11^\circ$

УОВТ $\Theta_{впр д} = 9^\circ$ составляет 2020 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 8,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 7^\circ$ значение T_{max} снижается до 1940 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 11^\circ$ значение T_{max} повышается до 2040 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 7,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ.

Анализируя графики тепловыделения, можно сделать вывод, что при работе на более ранних установочных УОВТ характерно увеличение скорости тепловыделения $dx/d\varphi$ и сдвиг максимума скорости влево вдоль оси φ . При угле $\Theta_{впр д} = 9^\circ$ максимум скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)_{max} = 0,150$ и наблюдается при угле $\varphi = 3,7^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 7^\circ$ значение $(dx/d\varphi)_{max}$ уменьшается до 0,140 и наблюдается при угле $\varphi = 5,4^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 11^\circ$ значение $(dx/d\varphi)_{max}$ увеличивается до 0,168 и наблюдается при угле $\varphi = 2,8^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Кривые относительного выделения теплоты χ и активного тепловыделения χ_a при работе на более ранних установочных УОВТ быстрее достигают своего максимума, чем на более поздних, что связано с более ранним началом сгорания и увеличением скорости тепловыделения.

На рисунке 3.5, б представлены совмещенные графики изменения показателей, характеризующих тепловыделение в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $p_c = 1,036 \text{ МПа}$ при работе на ДТ на различных установочных УОВТ в зависимости от угла п.к.в. Характер изменения кривых сходен с режимом работы дизеля при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_c = 0,947 \text{ МПа}$.

При более позднем высккивании падает значение максимальной осредненной температуры цикла T_{max} , и этот максимум сдвигается на линию расширения. Так, максимальная осредненная температура цикла T_{max} при установочном УОВТ $\Theta_{впр д} = 9^\circ$ составляет 1840 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 3,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 7^\circ$ значение T_{max} снижается до 1770 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 4,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 11^\circ$ значение T_{max} повышается до 1960 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 1,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ.

Анализируя графики тепловыделения, можно сделать вывод, что при работе на более ранних установочных УОВТ характерно увеличение скорости тепловыделения $dx/d\varphi$ и сдвиг максимума скорости влево вдоль оси φ . При угле $\Theta_{впр д} = 9^\circ$ максимум скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)_{max} = 0,135$ и наблюдается при угле $\varphi = 0,1^\circ$ п.к.в. до ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 7^\circ$ значение $(dx/d\varphi)_{max}$ уменьшается до 0,132 и наблюдается при угле $\varphi = 1,1^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 11^\circ$ значение $(dx/d\varphi)_{max}$ увеличивается до 0,150 и наблюдается при угле $\varphi = 2,0^\circ$ п.к.в. до ВМТ. Кривые относительного выделения теплоты χ и активного тепловыделения χ_a при работе на более ранних установочных УОВТ быстрее достигают своего максимума, чем на более поздних.

На рисунке 3.6, а представлены совмещенные графики изменения показателей, характеризующих тепловыделение в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_c = 0,947 \text{ МПа}$ при работе на ПГ на различных установочных УОВТ в зависимости от угла п.к.в. Характер изменения кривых при смене установочного УОВТ аналогичен работе на ПП.

При более позднем высккивании падает значение максимальной осредненной температуры цикла T_{max} , и этот максимум сдвигается на линию расширения. Так, максимальная осредненная температура цикла T_{max} при установочном УОВТ $\Theta_{впр д} = 7^\circ$ составляет 2350 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 10,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 5^\circ$ значение T_{max} снижается до 2240 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 11,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 9^\circ$ значение T_{max} повышается до 2420 К и наблюдается при угле $\varphi_{Т_{max}} = 9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ.

Анализируя графики тепловыделения, можно сделать вывод, что при работе на ПГ на более ранних установочных УОВТ, как и при работе на ДТ, характерно увеличение скорости тепловыделения $dx/d\varphi$ и сдвиг максимума скорости влево вдоль оси φ . Так, при угле $\Theta_{впр д} = 7^\circ$ максимум скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)_{max} = 0,155$ и наблюдается при угле $\varphi = 6,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр д} = 5^\circ$ значение $(dx/d\varphi)_{max}$ уменьшается до 0,150 и наблюдается при угле $\varphi = 7,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При

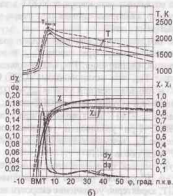
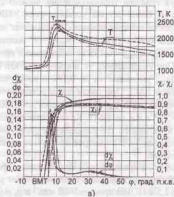


Рисунок 3.6 — Совмещенные характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ на различных установочных УОВТ в зависимости от угла п.к.в.:

а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 1,036 \text{ МПа}$;

— — — $\Theta_{\text{уст}} = 5^\circ$, — — — $\Theta_{\text{уст}} = 7^\circ$, - - - $\Theta_{\text{уст}} = 9^\circ$

увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уст}} = 9^\circ$ значение $(dy/d\phi)_{\text{max}}$ увеличивается до 0,165 и наблюдается при угле $\phi = 5,9^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Кривые относительного выделения теплоты χ и активного тепловыделения χ_i при работе на более ранних установочных УОВТ быстрее достигают своего максимума, чем на более поздних, что связано с более ранним началом сгорания и увеличением скорости тепловыделения.

На рисунке 3.6, б представлены совмещенные графики изменения показателей, характеризующих тепловыделение в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $p_c = 1,036 \text{ МПа}$ при работе на ПГ на различных установочных УОВТ в зависимости от угла п.к.в. Характер изменения кривых сходен с режимом работы на ПГ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_c = 0,947 \text{ МПа}$.

При более позднем впрыскивании падает значение максимальной средней температуры цикла T_{max} и этот максимум сдвигается на линию расширения. Так, максимальная средняя температура цикла T_{max} при установочном УОВТ $\Theta_{\text{уст}} = 7^\circ$ составляет 2240 К и наблюдается при угле $\phi_{T_{\text{max}}} = 6,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уст}} = 5^\circ$ значение T_{max} снижается до 2150 К и наблюдается при угле $\phi_{T_{\text{max}}} = 7,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уст}} = 9^\circ$ значение T_{max} повышается до 2320 К и наблюдается при угле $\phi_{T_{\text{max}}} = 5,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ.

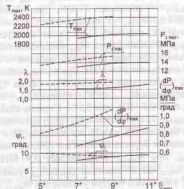
Анализируя графики тепловыделения, можно сделать вывод, что при работе на более ранних установочных УОВТ характерно увеличение скорости тепловыделения $dy/d\phi$ и сдвиг максимума скорости влево вдоль оси ϕ . При угле $\Theta_{\text{уст}} = 7^\circ$ максимум скорости тепловыделения $(dy/d\phi)_{\text{max}} = 0,160$ и наблюдается при угле $\phi = 2,3^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уст}} = 5^\circ$ значение $(dy/d\phi)_{\text{max}}$ уменьшается до 0,150 и наблюдается при угле $\phi = 4,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{уст}} = 9^\circ$ значение $(dy/d\phi)_{\text{max}}$ увеличивается до 0,180 и наблюдается при угле $\phi = 1,2^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Кривые относительного выделения теплоты χ и активного тепловыделения χ_i при работе на более ранних установочных УОВТ быстрее достигают своего максимума, чем на более поздних.

Таким образом, при работе дизеля на ПГ изменение установочного УОВТ влияет на процесс тепловыделения аналогично работе на ДТ. Т.е. при более раннем впрыскивании, как при работе на ДТ, так и на ПГ, раньше начинается тепловыделение относительно ВМТ, увеличиваются значения T_{max} и $(d\lambda/d\varphi)_{max}$ и соответствующие им точки сдвигаются влево вдоль оси φ .

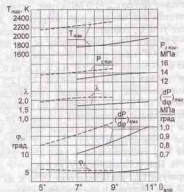
На рисунке 3.7, а представлено влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при различных установочных УОВТ на режиме номинальной мощности ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) [129].

Анализируя графики изменения показателей процесса сгорания при работе на ДТ, можно отметить следующее. Максимальная осреднённая температура газов в цилиндре дизеля T_{max} при установочном УОВТ $\Theta_{впр.д} = 9^\circ$ составляет 2020 К. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{впр.д} = 7^\circ$ температура T_{max} уменьшается до 1940 К, т.е. на 80 К или 4,0 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{впр.д} = 11^\circ$ температура T_{max} увеличивается до 2040 К, т.е. на 20 К или 1,0 %. Максимальное давление сгорания $p_{z,max}$ при $\Theta_{впр.д} = 9^\circ$ составляет 13,8 МПа. При уменьшении $\Theta_{впр.д}$ до 7° давление $p_{z,max}$ уменьшается до 13,0 МПа, т.е. на 0,8 МПа, или 5,8 %. При увеличении $\Theta_{впр.д}$ до 11° давление $p_{z,max}$ увеличивается до 14,0 МПа, т.е. на 0,2 МПа, или 1,4 %. Степень повышения давления λ при $\Theta_{впр.д} = 9^\circ$ составляет 1,60. При уменьшении $\Theta_{впр.д}$ до 7° значение λ уменьшается до 1,55, т.е. на 3,1 %. При увеличении $\Theta_{впр.д}$ до 11° значение λ увеличивается до 1,78, т.е. на 11,3 %. Значение «жесткости» процесса сгорания $(dp/d\varphi)_{max}$ при $\Theta_{впр.д} = 9^\circ$ составляет 0,78 МПа/град. При уменьшении $\Theta_{впр.д}$ до 7° значение $(dp/d\varphi)_{max}$ уменьшается до 0,68 МПа/град, т.е. на 12,8 %. При увеличении $\Theta_{впр.д}$ до 11° значение $(dp/d\varphi)_{max}$ увеличивается до 0,88 МПа/град, т.е. на 12,8 %. Значение угла φ , соответствующего ПЗВ, при $\Theta_{впр.д} = 9^\circ$ составляет $\varphi = 9,0^\circ$ п.к.в. При уменьшении $\Theta_{впр.д}$ до 7° угол φ уменьшается до $8,0^\circ$ п.к.в., т.е. на $1,0^\circ$ п.к.в. При увеличении $\Theta_{впр.д}$ до 11° угол φ увеличивается до $9,5^\circ$ п.к.в., т.е. на $0,5^\circ$ п.к.в.

Анализируя графики изменения показателей процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ, можно отметить, что основные зависимости сохраняются. Максимальная



а)



б)

Рисунок 3.7 – Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от установочного УОВТ: а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 1,036 \text{ МПа}$; — — — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

средняя температура газов в цилиндре T_{\max} при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 2350 К. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр га}} = 5^\circ$ температура T_{\max} уменьшается до 2240 К, т.е. на 110 К, или 4,7%. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр га}} = 9^\circ$ температура T_{\max} увеличивается до 2420 К, т.е. на 70 К, или 3,0%. Максимальное давление сгорания $p_{z \max}$ при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 14,6 МПа. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° давление $p_{z \max}$ уменьшается до 13,4 МПа, т.е. на 1,2 МПа, или 8,2%. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° давление $p_{z \max}$ увеличивается до 15,4 МПа, т.е. на 0,8 МПа, или 5,5%. Степень повышения давления λ при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 1,85. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° значение λ уменьшается до 1,78, т.е. на 3,8%. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° значение λ увеличивается до 1,92, т.е. на 3,8%. Значение $(dp/df)_{\max}$ при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 0,93 МПа/град. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° значение $(dp/df)_{\max}$ уменьшается до 0,82 МПа/град, т.е. на 11,8%. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° значение $(dp/df)_{\max}$ увеличивается до 1,08 МПа/град, т.е. на 16,1%, и превышает значение $(dp/df)_{\max} = 1,0$ МПа/град, установленное заводом-изготовителем как максимально допустимое для данного дизеля. Значение угла ϕ , соответствующего ПЗВ, при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет $\phi = 9,5^\circ$ п.к.в. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° угол ϕ увеличивается до $10,0^\circ$ п.к.в., т.е. на $0,5^\circ$ п.к.в. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° угол ϕ уменьшается до $9,0^\circ$ п.к.в., т.е. на $0,5^\circ$ п.к.в.

Сравнивая графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ДТ и ПГ, можно отметить, что значения показателей процесса сгорания при работе на ПГ увеличиваются, по сравнению с работой на ДТ. Максимальная средняя температура газов в цилиндре T_{\max} при работе на ПГ существенно больше, чем при работе на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе на ПГ температура T_{\max} увеличивается с 1940 К до 2350 К, т.е. на 410 К, или 21,1%. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ при переходе на ПГ температура T_{\max} увеличивается с 2020 К до 2420 К, т.е. на 400 К, или 19,8%. Максимальное давление сгорания $p_{z \max}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ давление $p_{z \max}$ увеличивается с 13,0 МПа до 14,6 МПа, т.е. на 1,6 МПа, или 12,3%. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ давление $p_{z \max}$ увеличивается с 13,8 МПа до 15,4 МПа, т.е. на 1,6 МПа, или 11,6%. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ степень повышения

давления λ при переходе на ПГ увеличивается с 1,55 до 1,85, или на 19,4%. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение λ увеличивается с 1,60 до 1,92, или на 20,0%. Значение $(dp/df)_{\max}$ при работе на ПГ значительно больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $(dp/df)_{\max}$ увеличивается с 0,68 МПа/град до 0,93 МПа/град, т.е. на 36,8%. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $(dp/df)_{\max}$ увеличивается с 0,78 МПа/град до 1,08 МПа/град, т.е. на 38,5%. Значение угла ϕ при $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ увеличивается с $8,0^\circ$ п.к.в. до $9,5^\circ$ п.к.в., или на $1,5^\circ$ п.к.в. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ углы ϕ при работе дизеля на ПГ и на ДТ равны и составляют $\phi = 9,0^\circ$ п.к.в.

На рисунке 3.7, 6 представлено влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при различных установочных УОВТ на режиме максимального крутящего момента ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$) [129].

Анализируя графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ДТ, можно отметить следующее. Максимальная средняя температура газов в цилиндре дизеля T_{\max} при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 1840 К. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр д}} = 7^\circ$ температура T_{\max} уменьшается до 1770 К, т.е. на 70 К, или 3,8%. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр д}} = 11^\circ$ температура T_{\max} увеличивается до 1960 К, т.е. на 120 К, или 6,5%. Максимальное давление сгорания $p_{z \max}$ при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 13,5 МПа. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° давление $p_{z \max}$ уменьшается до 12,6 МПа, т.е. на 0,9 МПа, или 6,7%. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° давление $p_{z \max}$ увеличивается до 14,0 МПа, т.е. на 0,5 МПа, или 3,7%. Степень повышения давления λ при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 1,80. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение λ уменьшается до 1,68, т.е. на 6,7%. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение λ увеличивается до 1,90, т.е. на 5,6%. Значение $(dp/df)_{\max}$ при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 0,94 МПа/град. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение $(dp/df)_{\max}$ уменьшается до 0,81 МПа/град, т.е. на 13,8%. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение $(dp/df)_{\max}$ увеличивается до 1,11 МПа/град, т.е. на 18,1%. Значение угла ϕ при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет $5,0^\circ$ п.к.в. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° угол ϕ не изменится и составляет $5,0^\circ$ п.к.в. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° угол ϕ увеличивается до $6,0^\circ$ п.к.в., т.е. на $1,0^\circ$ п.к.в.

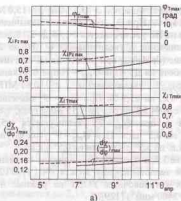
Анализируя графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ, можно отметить, что основные зависимости изменения показателей сохраняются. Максимальная осредненная температура газов в цилиндре T_{\max} при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 2240 К. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр га}} = 5^\circ$ температура T_{\max} уменьшается до 2150 К, т.е. на 90 К, или 4,0 %. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр га}} = 9^\circ$ температура T_{\max} увеличивается до 2320 К, т.е. на 80 К, или 3,6 %. Максимальное давление сгорания $p_{z \max}$ при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 14,2 МПа. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° давление $p_{z \max}$ уменьшается до 13,6 МПа, т.е. на 0,6 МПа, или 4,2 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° давление $p_{z \max}$ увеличивается до 15,0 МПа, т.е. на 0,8 МПа, или 5,6 %. Степень повышения давления λ при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 2,15. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° значение λ уменьшается до 1,90, т.е. на 11,6 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° значение λ уменьшается до 2,13, т.е. на 0,9 %. Значение $(dp/d\varphi)_{\max}$ при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет 1,02 МПа/град. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° значение $(dp/d\varphi)_{\max}$ уменьшается до 0,90 МПа/град, т.е. на 11,8 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° значение $(dp/d\varphi)_{\max}$ увеличивается до 1,15 МПа/град, т.е. на 12,7 %, и превышает значение 1,0 МПа/град, установленное заводом-изготовителем как максимально допустимое для данного дизеля. Значение угла φ_i при $\Theta_{\text{впр га}} = 7^\circ$ составляет $\varphi_i = 5,5^\circ$ п.к.в. При уменьшении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 5° угол φ_i увеличивается до 6° п.к.в., т.е. на $0,5^\circ$ п.к.в. При увеличении $\Theta_{\text{впр га}}$ до 9° угол φ_i не изменяется и составляет $5,5^\circ$ п.к.в.

Сравнивая графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ДТ и на ПГ, можно отметить, что значения показателей процесса сгорания при работе на ПГ увеличиваются, по сравнению с работой на ДТ. Максимальная осредненная температура газов в цилиндре T_{\max} при работе на ПГ существенно больше, чем на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе на ПГ температура T_{\max} увеличивается с 1770 К до 2240 К, т.е. на 470 К, или 26,6 %. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ при переходе на ПГ температура T_{\max} увеличивается с 1840 К до 2320 К, т.е. на 480 К, или 26,1 %. Максимальное давление сгорания $p_{z \max}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ давление $p_{z \max}$ увеличивается с 12,6 МПа до 14,2 МПа, т.е. на 1,6 МПа, или 12,7 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$

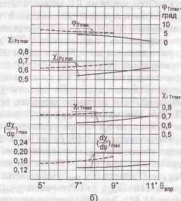
давление $p_{z \max}$ увеличивается с 13,5 МПа до 15,0 МПа, т.е. на 1,5 МПа, или 11,1 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ степень повышения давления λ при переходе на ПГ увеличивается с 1,68 до 2,15, или на 28,0 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение λ увеличивается с 1,80 до 2,13, или на 18,3 %. Значение $(dp/d\varphi)_{\max}$ при работе на ПГ значительно больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе на ПГ значение $(dp/d\varphi)_{\max}$ увеличивается с 0,81 МПа/град до 1,02 МПа/град, т.е. на 25,9 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $(dp/d\varphi)_{\max}$ увеличивается с 0,94 МПа/град до 1,15 МПа/град, т.е. на 22,3 %. Значение угла φ_i при $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ увеличивается с $5,0^\circ$ п.к.в. до $5,5^\circ$ п.к.в., или на $0,5^\circ$ п.к.в. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ угол φ_i увеличивается также с $5,0^\circ$ п.к.в. до $5,5^\circ$ п.к.в., или на $0,5^\circ$ п.к.в.

На рисунке 3.8, а представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при различных установочных УОВТ на режиме номинальной мощности ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) [129].

Анализируя работу дизеля на ДТ, можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T \max}$, соответствующий максимальной температуре цикла, при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет $8,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр д}} = 7^\circ$ значение $\varphi_{T \max}$ увеличивается до $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,5^\circ$ п.к.в. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр д}} = 11^\circ$ значение $\varphi_{T \max}$ уменьшается до $7,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $0,5^\circ$ п.к.в. Значение активного выделения теплоты $\chi_{p_{z \max}}$, соответствующее максимальному давлению сгорания, при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 0,63. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение $\chi_{p_{z \max}}$ уменьшается до 0,59, т.е. на 6,3 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение $\chi_{p_{z \max}}$ увеличивается до 0,69, т.е. на 9,5 %. Значение активного выделения теплоты $\chi_{T \max}$, соответствующее максимальной температуре цикла, при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 0,70. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение $\chi_{T \max}$ уменьшается до 0,66, т.е. на 5,7 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение $\chi_{T \max}$ увеличивается до 0,78, т.е. на 11,4 %. Значение максимума скорости активного тепловыделения $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 0,150. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ уменьшается до 0,140, т.е. на 6,7 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ увеличивается до 0,168, т.е. на 12,0 %.



а)



б)

Рисунок 3.8 — Влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от установочного УОВТ:

а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 1,036 \text{ МПа}$;

— дизельный процесс, - - - газодизельный процесс

Анализируя работу дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ, можно отметить следующее. Угол $\phi_{T \max}$ при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет $10,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр гд}} = 5^\circ$ значение $\phi_{T \max}$ увеличивается до $11,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,0^\circ$ п.к.в. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр гд}} = 9^\circ$ значение $\phi_{T \max}$ уменьшается до $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,0^\circ$ п.к.в. Значение $\chi_{Pz \max}$ при $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет 0,71. При уменьшении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 5° значение $\chi_{Pz \max}$ уменьшается до 0,69, т.е. на 2,8 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 9° значение $\chi_{Pz \max}$ увеличивается до 0,76, т.е. на 7,0 %. Значение $\chi_{T \max}$ при $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет 0,80. При уменьшении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 5° значение $\chi_{T \max}$ уменьшается до 0,79, т.е. на 1,3 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 9° значение $\chi_{T \max}$ увеличивается до 0,82, т.е. на 2,5 %. Значение $(dx/d\phi)_{\max}$ при $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет 0,155. При уменьшении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 5° значение $(dx/d\phi)_{\max}$ уменьшается до 0,150, т.е. на 3,2 %. При увеличении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 9° значение $(dx/d\phi)_{\max}$ увеличивается до 0,165, т.е. на 6,5 %.

Сравнивая работу дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ДТ и ПГ, можно отметить, что значения характеристик тепловыделения при работе на ПГ увеличиваются, по сравнению с работой на ДТ. Угол $\phi_{T \max}$ при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе на ПГ значение $\phi_{T \max}$ увеличивается с $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ до $10,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,0^\circ$ п.к.в. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ при переходе на ПГ значение $\phi_{T \max}$ увеличивается с $8,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ до $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,5^\circ$ п.к.в. Значение $\chi_{Pz \max}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $\chi_{Pz \max}$ увеличивается с 0,59 до 0,71, т.е. на 20,3 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $\chi_{Pz \max}$ увеличивается с 0,63 до 0,76, т.е. на 20,6 %. Значение $\chi_{T \max}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $\chi_{T \max}$ увеличивается с 0,66 до 0,80, т.е. на 21,2 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $\chi_{T \max}$ увеличивается с 0,70 до 0,82, т.е. на 17,1 %. Значение $(dx/d\phi)_{\max}$ при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $(dx/d\phi)_{\max}$ увеличивается с 0,14 до 0,155, т.е. на 10,7 %. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $(dx/d\phi)_{\max}$ увеличивается с 0,15 до 0,165, т.е. на 10,0 %.

На рисунке 3.8, б представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ

при различных установочных УОВТ на режиме максимального крутящего момента ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$) [129].

Анализируя работу дизеля на ДТ, можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T_{\max}}$, соответствующий максимальной температуре цикла, при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет $3,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр д}} = 7^\circ$ значение $\varphi_{T_{\max}}$ увеличивается до $4,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,0^\circ$ п.к.в. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр д}} = 11^\circ$ значение $\varphi_{T_{\max}}$ уменьшается до $1,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $2,5^\circ$ п.к.в. Значение активного выделения теплоты $\chi_{\text{Pz max}}$, соответствующее максимальному давлению сгорания, при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 0,58. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение $\chi_{\text{Pz max}}$ уменьшается до 0,54, т.е. на 6,9%. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение $\chi_{\text{Pz max}}$ увеличивается до 0,63, т.е. на 8,6%. Значение активного выделения теплоты χ_{Tmax} , соответствующее максимальной температуре цикла, при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 0,65. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение χ_{Tmax} уменьшается до 0,62, т.е. на 4,6%. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение χ_{Tmax} увеличивается до 0,70, т.е. на 7,7%. Значение максимума скорости активного тепловыделения $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ при $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$ составляет 0,135. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 7° значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ уменьшается до 0,132, т.е. на 2,2%. При увеличении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 11° значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ увеличивается до 0,150, т.е. на 11,1%.

Анализируя работу дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ, можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T_{\max}}$ при установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет $6,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При уменьшении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр гд}} = 5^\circ$ значение $\varphi_{T_{\max}}$ увеличивается до $7,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,0^\circ$ п.к.в. При увеличении установочного УОВТ до $\Theta_{\text{впр гд}} = 9^\circ$ значение $\varphi_{T_{\max}}$ уменьшается до $5,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $0,5^\circ$ п.к.в. Значение $\chi_{\text{Pz max}}$ при $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет 0,64. При уменьшении $\Theta_{\text{впр д}}$ до 5° значение $\chi_{\text{Pz max}}$ уменьшается до 0,62, т.е. на 3,1%. При увеличении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 9° значение $\chi_{\text{Pz max}}$ увеличивается до 0,67, т.е. на 4,7%. Значение χ_{Tmax} при $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет 0,72. При уменьшении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 5° значение χ_{Tmax} уменьшается до 0,71, т.е. на 1,4%. При увеличении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 9° значение χ_{Tmax} увеличивается до 0,74, т.е. на 2,8%. Значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ при $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$ составляет 0,160. При уменьшении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 5° значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ уменьшается до

0,150, т.е. на 6,3%. При увеличении $\Theta_{\text{впр гд}}$ до 9° значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ увеличивается до 0,180, т.е. на 12,5%.

Сравнивая показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ДТ и ПГ можно отметить, что значения характеристик тепловыделения при работе на ПГ увеличиваются, по сравнению с работой дизеля на ДТ. Угол $\varphi_{T_{\max}}$ на ПГ больше, чем при работе на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ при переходе на ПГ значение $\varphi_{T_{\max}}$ увеличивается с $4,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ до $6,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $1,5^\circ$ п.к.в. При установочном УОВТ $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ при переходе на ПГ значение $\varphi_{T_{\max}}$ увеличивается с $3,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ до $5,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, т.е. на $2,0^\circ$ п.к.в. Значение $\chi_{\text{Pz max}}$ на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $\chi_{\text{Pz max}}$ увеличивается с 0,54 до 0,64, т.е. на 18,5%. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $\chi_{\text{Pz max}}$ увеличивается с 0,58 до 0,67, т.е. на 15,5%. Значение χ_{Tmax} на ПГ больше. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение χ_{Tmax} увеличивается с 0,62 до 0,72, т.е. на 16,1%. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение χ_{Tmax} увеличивается с 0,65 до 0,74, т.е. на 13,8%. Значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{\text{впр}} = 7^\circ$ значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ увеличивается с 0,132 до 0,160, т.е. на 21,2%. При $\Theta_{\text{впр}} = 9^\circ$ значение $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ увеличивается с 0,135 до 0,180, т.е. на 33,3%.

3.2. Влияние применения природного газа на индикаторные показатели и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от угла поворота коленчатого вала

При исследовании особенностей протекания процесса сгорания в дизеле 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ проводилось индицирование процесса сгорания на номинальном скоростном режиме при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и на режиме максимального крутящего момента при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$. Индикаторные диаграммы снимались при оптимальных установочных УОВТ (для дизельного процесса установочный угол опережения впрыскивания ДТ составляет $\Theta_{\text{впр д}} = 9^\circ$, при работе на ПГ — $\Theta_{\text{впр гд}} = 7^\circ$). Значения нагрузки при работе на ПГ устанавливались такими же, как и при работе на ДТ, чем обеспечивалось поддержание одинаковых значений среднего эффективного давления

при работе на ПГ и ДТ, что было необходимо для сравнения этих двух процессов [130].

На рисунке 3.9, а приведены совмещенные индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ДТ и при работе на ПГ при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и среднем эффективном давлении $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Результаты индицирования показывают некоторое увеличение максимального давления сгорания $p_{z \text{ max}}$. Так, при работе на ДТ значение $p_{z \text{ max ДТ}} = 13,8 \text{ МПа}$, а при работе дизеля на ПГ значение возрастает до $p_{z \text{ max ПГ}} = 14,6 \text{ МПа}$, т.е. увеличение составляет 0,8 МПа, или 5,8 %. Соответственно значения $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ составляют при работе на ДТ 0,780 МПа/градус, а при работе дизеля на ПГ – 0,930 МПа/градус, т.е. значение $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ повышается на 19,2 %. Точка начала видимого сгорания при работе на ДТ лежит на линии сжатия индикаторной диаграммы при значении угла $\varphi_{c2} = 0^\circ$ п.к.в. от ВМТ, а при работе на ПГ при $\varphi_{c2} = 2,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Таким образом, с учетом установочного УОВТ, ПЗВ при работе на ДТ составляет $\varphi_{i2} = 9^\circ$, а при работе на ПГ – $\varphi_{i2} = 9,5^\circ$. Следует отметить, что процесс сгорания при работе дизеля на ПГ несколько сдвигается на линию расширения. Если при работе дизеля на ДТ максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}}$ достигается при значении угла $\varphi_{z2} = 6,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, то при работе дизеля на ПГ при $\varphi_{z2} = 8,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При этом, начиная с точки, соответствующей $\varphi = 17,2^\circ$ п.к.в. после ВМТ, кривая расширения газов при работе на ПГ расположена ниже кривой расширения, соответствующей работе дизеля на ДТ. Скорость уменьшения давления в цилиндре в процессе расширения при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ.

Аналогичные выводы можно сделать и из анализа индикаторных диаграмм, снятых на частоте вращения $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 1,036 \text{ МПа}$ (рисунок 3.9, б). Значение $p_{z \text{ max}}$ на этом режиме также повышается. При работе дизеля на ДТ $p_{z \text{ max ДТ}} = 13,5 \text{ МПа}$, а при работе дизеля на ПГ $p_{z \text{ max ПГ}} = 14,2 \text{ МПа}$, т.е. увеличение составляет 0,7 МПа или 5,2 %. Значение $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ при работе дизеля на ДТ составляет $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,940 \text{ МПа/градус}$, а при работе дизеля на ПГ $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 1,020 \text{ МПа/градус}$, т.е. значение $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ повышается на 8,5 %. Точка начала видимого сгорания

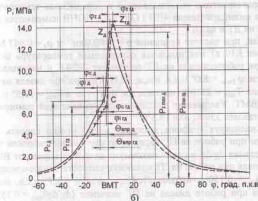
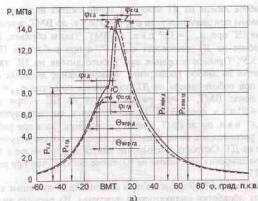


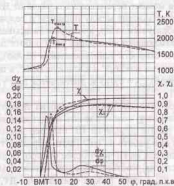
Рисунок 3.9 – Влияние применения ПГ на индикаторные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при $\Theta_{\text{всп} \alpha} = 9^\circ$, $\Theta_{\text{всп} \beta} = 7^\circ$: а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,036 \text{ МПа}$; — — — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

при работе дизеля на ДТ лежит на линии сжатия индикаторной диаграммы при значении угла $\varphi_{с.д.} = 4,0^\circ$ п.к.в. до ВМТ, а при работе на ПГ при $\varphi_{с.г.} = 1,5^\circ$ п.к.в. до ВМТ. Таким образом, ПЗВ при работе на ДТ составляет $\varphi_{i.д.} = 5^\circ$, а при работе на ПГ – $\varphi_{i.г.} = 5,5^\circ$. Процесс сгорания при работе дизеля на ПГ также сдвигается на линию расширения. Максимальное давление сгорания при работе дизеля на ДТ достигается при угле $\varphi_{з.д.} = 2,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, а при работе дизеля на ПГ – при угле $\varphi_{з.г.} = 4,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Начиная с точки, соответствующей $\varphi = 22,4^\circ$ п.к.в. после ВМТ, кривая расширения газов при работе на ПГ расположена выше кривой расширения, соответствующей работе на ДТ. Скорость уменьшения давления в цилиндре в процессе расширения при работе на ПГ также больше, чем при работе на ДТ.

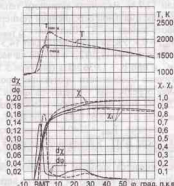
На рисунке 3.10 представлены показатели, полученные в результате обработки индикаторных диаграмм. Из рисунка видно, что характеристики тепловыделения и осредненная температура газов в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ изменяются при работе на ДТ и на ПГ.

Так, при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_c = 0,947 \text{ МПа}$ (рисунок 3.10, а) максимальная осредненная температура цикла T_{max} при работе дизеля на ДТ составляет 2020 К и наблюдается при угле $\varphi_{T_{\text{max}}} = 8,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При работе дизеля на ПГ значение $T_{\text{max}} = 2350 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{T_{\text{max}}} = 10,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Увеличение максимальной осредненной температуры составляет 330 К, или 16,3 %.

Анализируя графики тепловыделения, можно сделать вывод, что при работе на ПГ характерно увеличение скорости тепловыделения $d\chi/d\varphi$ и сдвиг максимума скорости вправо от ВМТ. Для дизеля при работе на ДТ максимум скорости тепловыделения $(d\chi/d\varphi)_{\text{max}} = 0,150$ и наблюдается при угле $\varphi = 3,7^\circ$ п.к.в. после ВМТ, а при работе дизеля на ПГ значение $(d\chi/d\varphi)_{\text{max}} = 0,155$ и достигается при угле $\varphi = 6,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Отличие $(d\chi/d\varphi)_{\text{max}}$ повышается на 0,005, или на 3,3 %. Следует отметить, что при работе дизеля как на ДТ, так и на ПГ, на кривой скорости тепловыделения $d\chi/d\varphi$ наблюдается также второй максимум,



а)



б)

Рисунок 3.10 – Влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при $\Theta_{в.д.} = 9^\circ$, $\Theta_{в.г.} = 7^\circ$ в зависимости от угла п.к.в. а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,947 \text{ МПа}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 1,036 \text{ МПа}$; — — — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

вызванный дополнительной турбулизацией рабочего заряда в цилиндре дизеля, в момент перемещения поршня от ВМТ и движения к НМТ. В этот момент между поршнем и головкой цилиндров двигателя образуется зазор, в который засасывается рабочий заряд из КС, находящейся в поршне. При работе дизеля на ДТ второй максимум скорости тепловыделения $(dy/d\varphi)_{\max 2} = 0,030$ и наблюдается при угле $\varphi = 26,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, а при работе на ПГ значение $(dy/d\varphi)_{\max 2} = 0,013$ и достигается при угле $\varphi = 29,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ.

Из графиков относительного выделения теплоты χ и активного тепловыделения χ_a можно сделать следующие выводы. Кривые χ и χ_a при работе дизеля на ПГ быстрее достигают своего максимума, чем при работе на ДТ. Таким образом, тепловыделение при работе дизеля на ПГ идет более быстро. Величина активного тепловыделения, соответствующая максимальному давлению сгорания $P_{z \max}$ при работе дизеля на ДТ, составляет $\chi_{Pz \max} = 0,63$, а при работе на ПГ $\chi_{Pz \max} = 0,71$. Увеличение составляет 0,08, или 12,7%. Величина активного тепловыделения, соответствующая максимальной осредненной температуре сгорания T_{\max} при работе дизеля на ДТ, составляет $\chi_{T \max} = 0,7$, а при работе на ПГ $\chi_{T \max} = 0,8$. Увеличение составляет 14,3%.

При работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на частоте вращения $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и при $p_c = 1,036 \text{ МПа}$ (рисунок 3.10, б) можно отметить аналогичные особенности протекания процесса сгорания. Максимальная осредненная температура цикла T_{\max} при работе дизеля на ДТ на этом режиме работы составляет 1840 К и наблюдается при угле $\varphi_{T \max} = 3,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. При работе дизеля на ПГ значение $T_{\max} = 2240 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{T \max} = 6,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Увеличение значения T_{\max} составляет 400 К, или 21,7%.

Также прослеживается характер увеличения скорости тепловыделения $dy/d\varphi$ и сдвиг максимума скорости вправо от ВМТ. При работе дизеля на ДТ максимум скорости тепловыделения $(dy/d\varphi)_{\max} = 0,135$ и наблюдается при угле $\varphi = 0,1^\circ$ п.к.в. до ВМТ, а при работе дизеля на ПГ значение $(dy/d\varphi)_{\max} = 0,160$ и достигается при угле $\varphi = 2,3^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Значение $(dy/d\varphi)_{\max}$ повышается на 0,025, или на 18,5%. На кривой скорости тепловы-

деления $dy/d\varphi$ также наблюдается второй максимум. При работе дизеля на ДТ второй максимум скорости тепловыделения $(dy/d\varphi)_{\max 2} = 0,025$ и наблюдается при угле $\varphi = 24,7^\circ$ п.к.в. после ВМТ, а при работе дизеля на ПГ значение $(dy/d\varphi)_{\max 2} = 0,015$ и достигается при угле $\varphi = 27,7^\circ$ п.к.в. после ВМТ.

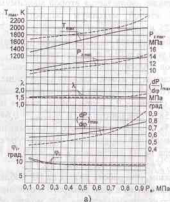
Из графиков относительного выделения теплоты χ и активного тепловыделения χ_a можно сделать следующие выводы. Величина активного тепловыделения, соответствующая максимальному давлению сгорания $P_{z \max}$ при работе дизеля на ДТ, составляет $\chi_{Pz \max} = 0,58$, а при работе на ПГ $\chi_{Pz \max} = 0,64$. Увеличение составляет 10,3%. Величина активного тепловыделения, соответствующая максимальной осредненной температуре сгорания T_{\max} при работе дизеля на ДТ составляет $\chi_{T \max} = 0,65$, а при работе на ПГ $\chi_{T \max} = 0,72$. Увеличение составляет 10,7%.

Таким образом, при работе дизеля на ПГ наблюдается более активное тепловыделение в фазе быстрого и основного горения, с большей скоростью тепловыделения. Это можно объяснить тем, что превалирует объемный механизм воспламенения. Основная часть топлива сгорает при постоянном объеме. Это приводит к повышению «жесткости» процесса сгорания, росту максимального давления сгорания и максимальной осредненной температуры газов в цилиндре дизеля.

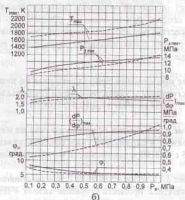
3.3. Влияние применения природного газа на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ

3.3.1. Влияние применения природного газа на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки

На рисунке 3.11, а представлены графики влияния применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки (шкала p_c) на номинальной частоте вращения коленчатого вала ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) и оптимальных установочных УОВТ [131]. Из графиков видно, что при работе на ДТ значение T_{\max} возрастает с 1310 К при



а)



б)

Рисунок 3.11 – Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки:

а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$;

— — — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

$p_c = 0,126 \text{ МПа}$ до 2020 К при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$. Рост значения температуры составляет 710 К , или $54,2 \%$. При увеличении нагрузки увеличивается значение $p_{z \text{ max}}$ от $9,8 \text{ МПа}$ при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ до $13,8 \text{ МПа}$ при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$. Увеличение $p_{z \text{ max}}$ составляет $4,0 \text{ МПа}$, или $40,8 \%$. При увеличении нагрузки степень повышения давления λ у дизеля с турбонаддувом вследствие повышения давления на впуске изменяется незначительно. Так, при работе дизеля на ДТ при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\lambda = 1,58$ и при увеличении нагрузки до максимальной при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$ значение λ составляет $1,60$. Значение $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ увеличивается с $0,55 \text{ МПа/град}$ при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ до $0,78 \text{ МПа/град}$ при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$, или на $41,8 \%$. Значение угла ϕ , соответствующего ПЗВ, при работе дизеля на ДТ с увеличением нагрузки несколько уменьшается. Так, при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\phi = 11,2^\circ \text{ п.к.в.}$, а при нагрузке $p_c = 0,947 \text{ МПа}$ — $\phi = 9,0^\circ \text{ п.к.в.}$ Снижение составляет $2,2^\circ \text{ п.к.в.}$

Из кривых, представленных на рисунке 3.11, а, видно, что при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ показатели процесса сгорания изменяются во всём диапазоне изменения нагрузки. Из графиков видно, что при работе на ПГ максимальная осреднённая температура в цилиндре дизеля T_{max} возрастает с 1680 К при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ до 2350 К при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$. Рост значения температуры составляет 670 К , или $39,9 \%$. При увеличении нагрузки увеличивается значение $p_{z \text{ max}}$ от $8,9 \text{ МПа}$ при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ до $14,6 \text{ МПа}$ при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$. Увеличение $p_{z \text{ max}}$ составляет $5,7 \text{ МПа}$, или $64,0 \%$. При увеличении нагрузки при работе дизеля на ПГ возрастает значение λ . Так, при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\lambda = 1,55$ и при увеличении нагрузки до максимальной при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$ значение $\lambda = 1,85$. Увеличение составляет $19,4 \%$. Значение $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ увеличивается с $0,55 \text{ МПа/град}$ при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ до $0,78 \text{ МПа/град}$ при $p_c = 0,947 \text{ МПа}$, или на $41,8 \%$. Значение угла ϕ , при работе на ПГ с увеличением нагрузки уменьшается. Так, при $p_c = 0,126 \text{ МПа}$ $\phi = 10,8^\circ \text{ п.к.в.}$, а при нагрузке $p_c = 0,947 \text{ МПа}$ $\phi = 9,5^\circ \text{ п.к.в.}$ Снижение составляет $1,3^\circ \text{ п.к.в.}$

Анализируя изменение значений показателей процесса сгорания в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от

изменения нагрузки при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и оптимальных установочных УОВТ при работе на ДТ и ПГ, можно отметить следующее. Максимальная осреднённая температура цикла при работе дизеля на ПГ на малых нагрузках ($p_e = 0,126 \text{ МПа}$) повышается и составляет 1680 К по сравнению с T_{max} при работе на ДТ, которая составляет 1310 К. Повышение составляет 370 К, или 28,2 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ значение T_{max} при работе дизеля на ПГ возрастает и составляет 2350 К по сравнению со значением T_{max} при работе на ДТ, которое равно 2020 К. Увеличение составляет 330 К, или 16,3 %. Максимальное давление сгорания при работе дизеля на ПГ на малых нагрузках меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ значение $p_{z\text{max}}$ снижается с 9,8 МПа при работе дизеля на ДТ до значения 8,9 МПа при работе дизеля на ПГ. Снижение составляет 0,9 МПа, или 9,2 %. С увеличением нагрузки происходит увеличение значения $p_{z\text{max}}$. Так, при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ $p_{z\text{max}} = 13,8 \text{ МПа}$ при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $p_{z\text{max}} = 14,6 \text{ МПа}$. Увеличение составляет 0,8 МПа, или 5,8 %. Степень повышения давления λ при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ составляет 1,58 при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $\lambda = 1,55$, снижение составляет 1,9 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ при работе на ДТ значение $\lambda = 1,60$, а при работе на ПГ – 1,85. Т.е. в области высокой нагрузки увеличение значения λ существенно и составляет 15,6 %. Величина «жесткости» процесса сгорания при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ при работе дизеля на ДТ составляет $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,55 \text{ МПа/град}$, а при работе дизеля на ПГ – 0,44 МПа/град. Снижение значения составляет 20,0 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ «жесткость» процесса сгорания при работе на ДТ составляет $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,78 \text{ МПа/град}$, а при работе дизеля на ПГ $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,93 \text{ МПа/град}$. Повышение составляет 19,2 %. ПЗВ при работе дизеля на ПГ изменится во всём диапазоне нагрузки. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ при работе дизеля на ПГ значение $\varphi_1 = 10,8^\circ \text{ п.к.в.}$, а при работе на ДТ $\varphi_1 = 11,2^\circ \text{ п.к.в.}$ Уменьшение составляет $0,4^\circ \text{ п.к.в.}$, или 3,6 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ значение φ_1 при работе на ПГ составляет $9,5^\circ \text{ п.к.в.}$, а при работе на ДТ $\varphi_1 = 9,0^\circ \text{ п.к.в.}$ Увеличение составляет $0,5^\circ \text{ п.к.в.}$, или 5,6 %.

На рисунке 3.11, б представлено влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения коленчатого вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и оптимальных установочных УОВТ [131]. Из графиков видно, что при работе дизеля на ДТ значение T_{max} возрастает с 1400 К при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 1840 К при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$. Рост значения T_{max} составляет 440 К, или 31,4 %. При увеличении нагрузки увеличивается значение $p_{z\text{max}}$ от 9,0 МПа при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 13,5 МПа при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$. Увеличение $p_{z\text{max}}$ составляет 4,5 МПа, или 50,0 %. При увеличении нагрузки степень повышения давления изменяется незначительно. Так, при работе дизеля на ДТ при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\lambda = 1,78$ и при увеличении нагрузки до максимальной, при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$, значение λ составляет 1,80. Кривая изменения λ при $p_e = 0,4 \text{ МПа}$ имеет максимум, равный 2,0. Значение «жесткости» процесса сгорания $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ увеличивается с 0,73 МПа/град при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 0,94 МПа/град при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$, или на 28,8 %. Значение угла φ_1 при работе дизеля на ДТ с увеличением нагрузки несколько уменьшается. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ $\varphi_1 = 8,2^\circ \text{ п.к.в.}$, а при нагрузке $p_e = 1,036 \text{ МПа}$ $\varphi_1 = 5,0^\circ \text{ п.к.в.}$ Снижение составляет $3,2^\circ \text{ п.к.в.}$

Анализируя показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ на частоте вращения $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 3.11, б), можно отметить следующее. При работе на ПГ с увеличением нагрузки значение T_{max} возрастает с 1710 К при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 2240 К при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$. Рост значения T_{max} составляет 530 К, или 31,0 %. При увеличении нагрузки увеличивается значение $p_{z\text{max}}$ от 8,4 МПа при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 14,2 МПа при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$. Увеличение $p_{z\text{max}}$ составляет 5,8 МПа, или 69,0 %. При увеличении нагрузки также возрастает степень повышения давления. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\lambda = 1,60$ и при увеличении нагрузки до максимальной, при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$, значение $\lambda = 2,15$. Увеличение составляет 34,4 %. Значение $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ увеличивается с 0,54 МПа/град при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 1,02 МПа/град при $p_e = 1,036 \text{ МПа}$, или на 88,9 %. Значение угла φ_1 при работе на ПГ с увеличением нагрузки уменьшается. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$

$\varphi_1 = 7,0^\circ$ п.к.в., а при нагрузке $p_e = 1,036$ МПа $\varphi_1 = 5,5^\circ$ п.к.в. Снижение составляет $1,5^\circ$ п.к.в.

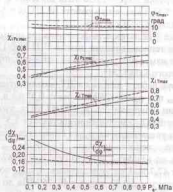
Сравнивая изменение значений показателей процесса сгорания в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения $n = 1700$ мин⁻¹ и оптимальных установочных УОВТ, можно отметить следующее. Максимальная осредненная температура цикла при работе дизеля на ПГ на малых нагрузках ($p_e = 0,126$ МПа) повышается и составляет 1710 К по сравнению с T_{max} при работе на ДТ, которая составляет 1400 К. Повышение составляет 310 К, или 22,1 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа величина T_{max} при работе дизеля на ПГ возрастает и составляет 2240 К по сравнению с T_{max} при работе на ДТ, которая равна 1840 К. Увеличение составляет 400 К, или 21,7 %. Максимальное давление сгорания при работе дизеля на ПГ на малых нагрузках меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при $p_e = 0,126$ МПа значение $p_{z,max}$ снижается с 9,0 МПа при работе дизеля на ДТ до $p_{z,max} = 8,4$ МПа при работе дизеля на ПГ. Снижение составляет 0,6 МПа, или 6,7 %. С увеличением нагрузки происходит увеличение значения $p_{z,max}$. Так, при $p_e = 1,036$ МПа $p_{z,max} = 13,5$ МПа при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $p_{z,max} = 14,2$ МПа. Увеличение составляет 0,7 МПа, или 5,2 %. Степень повышения давления при $p_e = 0,126$ МПа составляет 1,78 при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $\lambda = 1,60$, снижение составляет 10,1 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа при работе на ДТ $\lambda = 1,80$, а при работе на ПГ – 2,15. Т.е. в области высокой нагрузки увеличение значения λ существенно и составляет 19,4 %. Величина «жесткости» процесса сгорания при $p_e = 0,126$ МПа при работе на ДТ составляет $(dp/d\varphi)_{max} = 0,73$ МПа/град, а при работе на ПГ – 0,54 МПа/град. Снижение составляет 26,0 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа «жесткость» процесса сгорания при работе на ДТ составляет $(dp/d\varphi)_{max} = 0,94$ МПа/град, а при работе дизеля на ПГ $(dp/d\varphi)_{max} = 1,02$ МПа/град. Повышение составляет 8,5 %. ПЗВ при работе дизеля на ПГ изменяется во всем диапазоне нагрузки. Так, при $p_e = 0,126$ МПа при работе дизеля на ПГ значение $\varphi_1 = 7,0^\circ$ п.к.в., а при работе на ДТ $\varphi_1 = 8,2^\circ$ п.к.в. Уменьшение при работе на ПГ составляет $1,2^\circ$ п.к.в., или 14,6 %. При дальнейшем

увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа значение φ_1 при работе на ПГ составляет $5,5^\circ$ п.к.в., а при работе на ДТ $\varphi_1 = 5,0^\circ$ п.к.в. Увеличение составляет $0,5^\circ$ п.к.в., или 10,0 %.

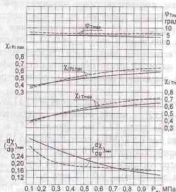
На рисунке 3.12, а представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки на номинальной частоте вращения коленчатого вала [131].

Анализируя работу дизеля на ДТ, можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T,max}$ при $p_e = 0,126$ МПа равен $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ и при увеличении нагрузки до $p_e = 0,947$ МПа уменьшается до $8,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Уменьшение составляет $1,5^\circ$ п.к.в. При работе на ДТ при увеличении нагрузки снижается максимум скорости активного тепловыделения с $(dx/d\varphi)_{max} = 0,287$ при $p_e = 0,126$ МПа до $(dx/d\varphi)_{max} = 0,150$ при $p_e = 0,947$ МПа. Снижение составляет 47,7 %. При этом значение $\chi_{Pz,max}$ повышается при увеличении нагрузки с 0,42 при $p_e = 0,126$ МПа до значения 0,63 при $p_e = 0,947$ МПа. Повышение составляет 50,0 %. Активное выделение теплоты, соответствующее максимальной температуре цикла, при увеличении нагрузки также повышается. Так, при $p_e = 0,126$ МПа $\chi_{T,max} = 0,43$ и при увеличении нагрузки до $p_e = 0,947$ МПа повышается до $\chi_{T,max} = 0,70$. Повышение составляет 62,8 %. Увеличение показателей тепловыделения $\chi_{Pz,max}$ и $\chi_{T,max}$ с ростом нагрузки можно объяснить интенсификацией процесса сгорания, вызванной повышением температуры и давления в конце впуска.

Анализируя графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ (рисунок 3.12, а), можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T,max}$ при $p_e = 0,126$ МПа равен $12,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ и при увеличении нагрузки до $p_e = 0,947$ МПа уменьшается до $10,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Уменьшение составляет $2,0^\circ$ п.к.в. При работе на ПГ при увеличении нагрузки снижается величина $(dx/d\varphi)_{max}$ с 0,177 при $p_e = 0,126$ МПа до $(dx/d\varphi)_{max} = 0,155$ при $p_e = 0,947$ МПа. Снижение составляет 12,4 %. При этом значение $\chi_{Pz,max}$ повышается при увеличении нагрузки с 0,38 при $p_e = 0,126$ МПа до значения 0,71 при $p_e = 0,947$ МПа. Повышение составляет 86,8 %. Активное выделение теплоты, соответствующее максимальной температуре цикла, при увеличении нагрузки также повышается. Так, при $p_e = 0,126$ МПа $\chi_{T,max} = 0,45$ и при увеличении нагрузки до



а)



б)

Рисунок 3.12 — Влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки: а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; — дизельный процесс, - - - газодизельный процесс.

$p_e = 0,947 \text{ МПа}$ повышается до $\chi_{i T_{\max}} = 0,80$. Повышение составляет 77,8 %.

Из кривых, представленных на рисунке 3.12, а, видно, что при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ характеристики тепловыделения несколько отличаются от характеристик, полученных при работе на ДТ. Угол $\phi_{r \max}$ при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ равен $9,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ при работе дизеля на ДТ и $12,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 3° п.к.в. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ значение угла $\phi_{r \max}$ составляет $8,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ, а при работе дизеля на ПГ значение угла составляет $10,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Увеличение составляет $2,5^\circ$ п.к.в. Максимум скорости активного тепловыделения при работе на ПГ на малых нагрузках меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ значение $(dy/d\phi)_{\max}$ снижается с $0,287$ при работе на ДТ до $(dy/d\phi)_{\max} = 0,177$ при работе на ПГ. Снижение составляет 38,3 %. На больших нагрузках, при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ значение $(dy/d\phi)_{\max} = 0,150$ при работе на ДТ, а при работе на ПГ $(dy/d\phi)_{\max} = 0,155$. Увеличение составляет 3,3 %. Величина $\chi_{i Pr \max}$ на малых нагрузках при работе дизеля на ПГ ниже, чем при работе на ДТ. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\chi_{i Pr \max} = 0,42$ при работе на ДТ и $\chi_{i Pr \max} = 0,38$ при работе на ПГ. Снижение составляет 9,5 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ величина активного тепловыделения при $P_{e \max}$ увеличивается и составляет $\chi_{i Pr \max} = 0,63$ при работе на ДТ и $\chi_{i Pr \max} = 0,71$ при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 12,7 %. Значения $\chi_{i T_{\max}}$ на малых нагрузках при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ составляют $0,43$ при работе на ДТ и $0,45$ при работе на ПГ. Увеличение составляет 4,7 %. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ величина $\chi_{i T_{\max}}$ увеличивается и составляет $0,70$ при работе дизеля на ДТ и $\chi_{i T_{\max}} = 0,80$ при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 14,3 %.

На рисунке 3.12, б представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки на частоте вращения коленчатого вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ [131].

Анализируя графики работы дизеля на ДТ, можно отметить следующее. Угол $\phi_{r \max}$ при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ равен $5,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ и при увеличении нагрузки до $p_e = 1,036 \text{ МПа}$ уменьшается

до $3,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Уменьшение составляет $2,0^\circ$ п.к.в. При работе на ДТ при увеличении нагрузки снижается величина $(dy/d\varphi)_{\max}$ с $0,345$ при $p_e = 0,126$ МПа до $0,135$ при $p_e = 1,036$ МПа. Снижение составляет $60,9\%$. При этом значение $\chi_{Pz \max}$ повышается при увеличении нагрузки с $0,38$ при $p_e = 0,126$ МПа до значения $0,58$ при $p_e = 1,036$ МПа. Повышение составляет $52,6\%$. Активное выделение теплоты, соответствующее максимальной температуре цикла, при увеличении нагрузки также повышается. Так, при $p_e = 0,126$ МПа $\chi_{T \max} = 0,40$ и при увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа повышается до $\chi_{T \max} = 0,65$. Повышение составляет $62,5\%$.

Анализируя графики работы дизеля на ПГ (рисунок 3.12, б) можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T \max}$ при $p_e = 0,126$ МПа равен $7,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ и при увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа уменьшается до $6,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Уменьшение составляет $1,0^\circ$ п.к.в. При работе дизеля на ПГ при увеличении нагрузки снижается величина $(dy/d\varphi)_{\max}$ с $0,3$ при $p_e = 0,126$ МПа до $0,16$ при $p_e = 1,036$ МПа. Снижение составляет $46,7\%$. При этом значение $\chi_{Pz \max}$ повышается при увеличении нагрузки с $0,35$ при $p_e = 0,126$ МПа до значения $0,64$ при $p_e = 1,036$ МПа. Повышение составляет $82,9\%$. Активное тепловыделение, соответствующее T_{\max} , при увеличении нагрузки также повышается. Так, при $p_e = 0,126$ МПа $\chi_{T \max} = 0,38$ и при увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа повышается до $\chi_{T \max} = 0,72$. Повышение составляет $89,5\%$.

Из кривых, представленных на рисунке 3.12, б, видно, что при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ при частоте вращения $n = 1700$ мин⁻¹ характеристики тепловыделения несколько отличаются от характеристик, полученных при работе на ДТ. Угол $\varphi_{T \max}$ при $p_e = 0,126$ МПа равен $5,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ при работе на ДТ и $7,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ при работе на ПГ. Увеличение составляет $1,5^\circ$ п.к.в. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа значение угла $\varphi_{T \max}$ при работе на ДТ, составляет $3,5^\circ$ п.к.в. после ВМТ, а при работе дизеля на ПГ значение угла $\varphi_{T \max}$ составляет $6,0^\circ$ п.к.в. после ВМТ. Увеличение составляет $2,5^\circ$ п.к.в. Максимум скорости активного тепловыделения при работе на ПГ на малых нагрузках меньше, чем при работе на ДТ. Так, при $p_e = 0,126$ МПа значение $(dy/d\varphi)_{\max} = 0,345$ при работе на

ДТ и $(dy/d\varphi)_{\max} = 0,3$ при работе на ПГ. Снижение составляет $13,0\%$. На больших нагрузках, при $p_e = 1,036$ МПа значение $(dy/d\varphi)_{\max} = 0,135$ при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $(dy/d\varphi)_{\max} = 0,160$. Увеличение составляет $18,5\%$. Величина $\chi_{Pz \max}$ на малых нагрузках при работе дизеля на ПГ ниже, чем при работе на ДТ. Так, при $p_e = 0,126$ МПа значение $\chi_{Pz \max} = 0,38$ при работе на ДТ и $\chi_{Pz \max} = 0,35$ при работе на ПГ. Снижение составляет $7,9\%$. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа при работе на ПГ по сравнению с работой на ДТ значение $\chi_{Pz \max}$ увеличивается от $0,58$ до $0,64$. Увеличение составляет $10,3\%$. Значение $\chi_{T \max}$ на малых нагрузках при $p_e = 0,126$ МПа составляет $0,40$ при работе на ДТ и $0,38$ при работе дизеля на ПГ. Уменьшение значения $\chi_{T \max}$ составляет $5,0\%$. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа величина активного тепловыделения при T_{\max} при работе дизеля на ДТ составляет $\chi_{T \max} = 0,65$, а при работе дизеля на ПГ $\chi_{T \max} = 0,72$. Увеличение составляет $10,8\%$.

3.3.2. Влияние применения природного газа на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала

На рисунке 3.13, а представлено влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при оптимальных установочных УОВТ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала [131]. Из графиков видно, что при работе на ДТ максимальная среднѐнная температура газов в цилиндре дизеля T_{\max} возрастает с 1730 К при $n = 1400$ мин⁻¹ до 2020 К при $n = 2400$ мин⁻¹. Рост значения температуры составляет 290 К, или $16,8\%$. При увеличении частоты вращения увеличивается величина $p_{z \max}$ от $12,9$ МПа при $n = 1400$ мин⁻¹ до $13,8$ МПа при $n = 2400$ мин⁻¹. Увеличение $p_{z \max}$ составляет $0,9$ МПа, или $7,0\%$. При этом на частоте вращения $n = 2000$ мин⁻¹ кривая $p_{z \max}$ имеет максимум, равный $14,4$ МПа, наличие которого свойственно для дизелей с турбонаддувом. При увеличении частоты вращения степень повышения давления λ уменьшается. Так, при работе дизеля на ДТ при $n = 1400$ мин⁻¹ значение $\lambda = 1,92$, а при $n = 2400$ мин⁻¹ значение λ составляет $1,60$.

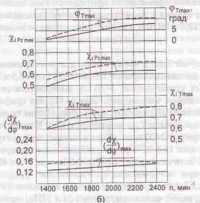
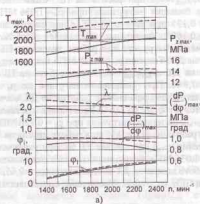


Рисунок 3.13 – Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания (а) и характеристики теплообразования (б) дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала: — — — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

Уменьшение λ составляет 16,7%. Значение «жесткости» процесса сгорания $(dp/d\phi)_{max}$ уменьшается с 0,90 МПа/град при $n = 1400$ мин⁻¹ до 0,78 МПа/град при $n = 2400$ мин⁻¹, или на 13,3%. При этом на частоте вращения $n = 1700$ мин⁻¹ наблюдается максимум, равный 0,94 МПа/град. Значение угла ϕ при работе на ДТ с увеличением частоты вращения увеличивается. Так, при $n = 1400$ мин⁻¹ $\phi_1 = 2,0^\circ$ п.к.в., а при частоте $n = 2400$ мин⁻¹ $\phi_1 = 9,0^\circ$ п.к.в. Увеличение составляет $7,0^\circ$ п.к.в.

Из кривых, представленных на рисунке 3.13, а видно, что при работе дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ показатели процесса сгорания изменяются во всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала. При работе на ПГ значение T_{max} возрастает с 2150 К при $n = 1400$ мин⁻¹ до 2350 К при $n = 2400$ мин⁻¹. Рост значения температуры составляет 200 К, или 9,3%. При увеличении частоты вращения увеличивается значение $r_{z,max}$ от 14,0 МПа при $n = 1400$ мин⁻¹ до 14,6 МПа при $n = 2400$ мин⁻¹. Увеличение $r_{z,max}$ составляет 0,6 МПа, или 4,3%. При увеличении частоты вращения при работе дизеля на ПГ уменьшается степень повышения давления λ . Так при $n = 1400$ мин⁻¹ значение $\lambda = 2,26$ и при увеличении частоты до $n = 2400$ мин⁻¹ $\lambda = 1,85$. Уменьшение составляет 18,1%. Значение $(dp/d\phi)_{max}$ уменьшается с 1,01 МПа/град при $n = 1400$ мин⁻¹ до 0,93 МПа/град при $n = 2400$ мин⁻¹, или на 7,9%. Значение угла ϕ при работе на ПГ с увеличением частоты вращения увеличивается. Так, при $n = 1400$ мин⁻¹ $\phi_1 = 2,5^\circ$ п.к.в., а при нагрузке $n = 2400$ мин⁻¹ $\phi_1 = 9,5^\circ$ п.к.в. Увеличение составляет $7,0^\circ$ п.к.в.

Анализируя изменение значений показателей процесса сгорания в цилиндре дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ при оптимальных установочных УОВТ в зависимости от изменения частоты вращения при переходе с ДТ на ПГ, можно отметить следующее. Максимальная средняя температура цикла при работе дизеля на ПГ на малой частоте вращения $n = 1400$ мин⁻¹ составляет 2150 К и повышается по сравнению с максимальной температурой при работе на ДТ, которая составляет 1730 К. Повышение составляет 420 К, или 24,3%. При увеличении частоты вращения до $n = 2400$ мин⁻¹ значение T_{max} при работе дизеля на ПГ возрастает и составляет 2350 К по сравнению с T_{max} при работе на ДТ, кото-

рая равна 2020 К. Увеличение составляет 330 К, или 16,3 %. Максимальное давление сгорания при работе дизеля на ПГ больше, чем при работе на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение $p_{z \max}$ повышается с 12,9 МПа при работе на ДТ до 14,0 МПа при работе дизеля на ПГ. Повышение составляет 1,1 МПа, или 8,5 %. С увеличением частоты вращения происходит увеличение значения $p_{z \max}$. Так, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при работе дизеля на ДТ $p_{z \max} = 13,8 \text{ МПа}$, а при работе дизеля на ПГ $p_{z \max} = 14,6 \text{ МПа}$. Увеличение составляет 0,8 МПа, или 5,8 %. Степень повышения давления при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 1,92 при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $\lambda = 2,26$, повышение составляет 17,7 %. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ $\lambda = 1,60$, а при работе на ПГ $\lambda = 1,85$. Повышение составляет 15,6 %. Величина «жесткости» процесса сгорания при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,90 \text{ МПа/град}$ при работе на ДТ, а при работе на ПГ – 1,01 МПа/град. Увеличение значения составляет 12,2 %. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ «жесткость» процесса сгорания при работе на ДТ составляет $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,78 \text{ МПа/град}$, а при работе дизеля на ПГ $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,93 \text{ МПа/град}$. Повышение составляет 19,2 %. ПЗВ при работе дизеля на ПГ незначительно повышается. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ при работе дизеля на ПГ значение $\varphi_i = 2,5^\circ \text{ п.к.в.}$, а при работе на ДТ $\varphi_i = 2,0^\circ \text{ п.к.в.}$ Увеличение по сравнению с работой на ДТ составляет $0,5^\circ \text{ п.к.в.}$ При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение φ_i при работе дизеля на ПГ составляет $9,5^\circ \text{ п.к.в.}$, а при работе на ДТ $\varphi_i = 9,0^\circ \text{ п.к.в.}$ Увеличение составляет $0,5^\circ \text{ п.к.в.}$, или 5,6 %.

На рисунке 3.13, б представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала [131].

Анализируя характеристики тепловыделения при работе дизеля на ДТ, можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T \max}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ равен $1,0^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ и при увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ увеличивается до $8,0^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ. Увеличение составляет $7,0^\circ \text{ п.к.в.}$ При работе на ДТ при увеличении частоты вращения повышается величина $(dx/d\varphi)_{\max}$ с

$0,128$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до $0,150$ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Повышение составляет 17,2 %. При этом значение $\chi_{i p_{z \max}}$ повышается при увеличении частоты вращения с $0,49$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до значения $0,63$ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Повышение составляет 28,6 %. Активное выделение теплоты, соответствующее максимальной температуре цикла, при увеличении частоты вращения также повышается. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ $\chi_{i T_{\max}} = 0,6$ и при увеличении нагрузки до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ повышается до $\chi_{i T_{\max}} = 0,7$. Повышение составляет 16,7 %.

Анализируя характеристики тепловыделения при работе дизеля на ПГ (рисунок 3.13, б), можно отметить следующее. Угол $\varphi_{T \max}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ равен $1,5^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ и при увеличении нагрузки до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ увеличивается до $10,5^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ. Повышение составляет $9,0^\circ \text{ п.к.в.}$ При работе на ПГ при увеличении частоты вращения максимум скорости активного тепловыделения незначительно изменяется с $(dx/d\varphi)_{\max} = 0,152$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до $(dx/d\varphi)_{\max} = 0,155$ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Изменение составляет 2,0 %. При этом значение $\chi_{i p_{z \max}}$ повышается при увеличении частоты вращения с $0,55$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до значения $0,71$ при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Повышение составляет 29,1 %. Активное выделение теплоты, соответствующее максимальной температуре цикла, также повышается. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ $\chi_{i T_{\max}} = 0,61$ и при увеличении частоты до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ повышается до $\chi_{i T_{\max}} = 0,80$. Повышение составляет 31,1 %.

Из кривых, представленных на рисунке 3.13, б, видно, что при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ характеристики тепловыделения несколько отличаются от характеристик, полученных при работе на ДТ. Угол $\varphi_{T \max}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ равен $1,0^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ при работе на ДТ и $1,5^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ при работе на ПГ. Увеличение составляет $0,5^\circ \text{ п.к.в.}$ При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение угла $\varphi_{T \max}$ при работе на ДТ составляет $8,0^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ, а при работе дизеля на ПГ значение угла составляет $10,5^\circ \text{ п.к.в.}$ после ВМТ. Увеличение составляет $2,5^\circ \text{ п.к.в.}$ Максимум скорости активного тепловыделения при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ величина $(dx/d\varphi)_{\max}$ повышается с $0,128$ при работе на ДТ до $0,152$ при работе на ПГ. Повышение составляет 18,8 %. На большой частоте вращения, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение

$(dx/d\varphi)_{\max} = 0,150$ при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $(dx/d\varphi)_{\max} = 0,155$. Увеличение составляет 3,3 %. Величина $\chi_{Pz \max}$ при работе на ПГ выше, чем при работе на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение $\chi_{Pz \max} = 0,49$ при работе на ДТ и $\chi_{Pz \max} = 0,55$ при работе на ПГ. Повышение составляет 12,2 %. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ величина $\chi_{Pz \max}$ увеличивается и составляет 0,63 при работе на ДТ и 0,71 при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 12,7 %. Значения $\chi_{T \max}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляют 0,6 при работе на ДТ и 0,61 при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 1,7 %. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ величина $\chi_{T \max}$ увеличивается и составляет 0,7 при работе дизеля на ДТ и 0,8 при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 14,3 %.

3.4. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ

3.4.1. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки

На рисунке 3.14, а представлено влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки на номинальной частоте вращения коленчатого вала ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) и при оптимальных установочных УОВТ [126, 132].

Анализируя графики работы дизеля на ДТ, видно, что при увеличении нагрузки увеличивается часовой расход ДТ G_T от 6,8 кг/ч при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ (малая нагрузка) до 21,0 кг/ч при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ (максимальная нагрузка). Увеличение составляет 14,2 кг/ч, или в 3,1 раза. Удельный эффективный расход топлива g_e с ростом нагрузки уменьшается. Так, при $p_e = 0,3 \text{ МПа}$ $g_e = 328 \text{ г/(кВт·ч)}$, а при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ $g_e = 227 \text{ г/(кВт·ч)}$. Значение η_e при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ равно 0,162, а при нагрузке, соответствующей $p_e = 0,947 \text{ МПа}$, $\eta_e = 0,380$. Часовой расход воздуха G_B при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ составляет 455 кг/ч и увеличивается до 591 кг/ч при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Увеличение составляет 136 кг/ч, или 29,9 %. Коэффициент избытка воздуха α при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$

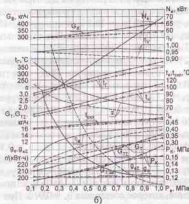
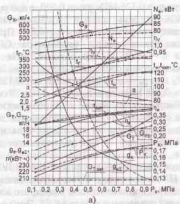


Рисунок 3.14 – Влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки:

а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$;

— — дизельный процесс, - - - газодизельный процесс

равен 4,86, а при $p_c = 0,947$ МПа составляет 2,0. Коэффициент наполнения η_v при $p_c = 0,126$ МПа равен 0,940, а при $p_c = 0,947$ МПа составляет 0,938, при этом при $p_c = 0,6$ МПа достигается максимальное значение, которое составляет $\eta_v = 0,977$. При увеличении нагрузки также увеличивается температура ОГ. Так, при $p_c = 0,126$ МПа $t_r = 197$ °С, а при $p_c = 0,947$ МПа - $t_r = 430$ °С. Увеличение температуры составляет 233 °С, или 118,3 %. Давление наддува P_K при $p_c = 0,126$ МПа составляет 0,133 МПа и увеличивается до 0,178 МПа при $p_c = 0,947$ МПа. Температура во впускном трубопроводе на выходе из турбокомпрессора t_{in} при $p_c = 0,126$ МПа составляет 77 °С и увеличивается до 121 °С при $p_c = 0,947$ МПа. Температура на выходе из охладителя $t_{охл}$ при $p_c = 0,126$ МПа составляет 46 °С и увеличивается до 69 °С при $p_c = 0,947$ МПа.

Анализируя графики работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ на номинальной частоте вращения коленчатого вала (рисунок 3.14, а), можно сделать вывод, что характер изменения показателей аналогичен работе на ДТ. При увеличении нагрузки увеличивается часовой расход суммарного топлива $G_{T\Sigma}$ от 9,6 кг/ч при $p_c = 0,126$ МПа до 18,8 кг/ч при $p_c = 0,947$ МПа. Увеличение составляет 9,2 кг/ч, или 95,8 %. При этом часовой расход запального ДТ с изменением нагрузки остается постоянным и составляет $G_{T_{зап}} = 3,6$ кг/ч. Удельный эффективный расход топлива $g_{e\Sigma}$ с ростом нагрузки уменьшается. Так, при $p_c = 0,3$ МПа $g_{e\Sigma} = 430$ г/(кВт·ч), а при $p_c = 0,947$ МПа $g_{e\Sigma} = 208$ г/(кВт·ч). Значение η_e при $p_c = 0,126$ МПа равно 0,102, а при нагрузке, соответствующей $p_c = 0,947$ МПа, $\eta_e = 0,363$. Часовой расход воздуха G_B при $p_c = 0,126$ МПа составляет 455 кг/ч и увеличивается до 533 кг/ч при $p_c = 0,947$ МПа. Увеличение составляет 78 кг/ч, или 17,1 %. Коэффициент избытка воздуха α при $p_c = 0,126$ МПа равен 3,03, а при $p_c = 0,947$ МПа составляет 1,69. Коэффициент наполнения η_v при $p_c = 0,126$ МПа равен 0,907, а при $p_c = 0,947$ МПа составляет 0,909, при этом при $p_c = 0,6$ МПа достигается максимальное значение, которое составляет $\eta_v = 0,910$. При увеличении нагрузки также увеличивается температура ОГ. Так, при $p_c = 0,126$ МПа $t_r = 181$ °С, а при $p_c = 0,947$ МПа - $t_r = 367$ °С. Увеличение температуры составляет 186 °С, или 102,8 %. Давление наддува P_K при $p_c = 0,126$ МПа составляет 0,138 МПа и уве-

личивается до 0,172 МПа при $p_c = 0,947$ МПа. Температура во впускном трубопроводе на выходе из турбокомпрессора t_{in} при $p_c = 0,126$ МПа составляет 81 °С и увеличивается до 119 °С при $p_c = 0,947$ МПа. Температура во впускном трубопроводе на выходе из охладителя $t_{охл}$ при $p_c = 0,126$ МПа составляет 47 °С и увеличивается до 68 °С при $p_c = 0,947$ МПа.

Сравнивая работу дизеля на ДТ и ПГ на номинальной частоте вращения (рисунок 3.14, а), можно отметить следующее. При переходе на ПГ мощностные показатели дизеля полностью сохраняются. При этом значение эффективной мощности N_e при $p_c = 0,126$ МПа составляет 12 кВт и линейно увеличивается до 90 кВт при $p_c = 0,947$ МПа. Часовой расход топлива G_T в области больших нагрузок ($p_c > 0,77$ МПа) при работе дизеля на ПГ меньше, чем при работе на ДТ, а на малой и средней нагрузке часовой расход больше. Так, при $p_c = 0,947$ МПа часовой расход топлива G_T при переходе на ПГ снижается с 21 кг/ч до 18,8 кг/ч, или на 10,5 %, а при $p_c = 0,126$ МПа часовой расход топлива повышается с 6,8 кг/ч до 9,6 кг/ч, или на 41,1 %. Так как расход запального ДТ при работе на ПГ составляет 3,6 кг/ч, т.е. 17 % от расхода топлива при работе только на ДТ при $p_c = 0,947$ МПа, то экономия ДТ при переходе на ПГ в этом случае составляет 83 %. Значения удельного расхода $g_{e\Sigma}$ при работе на ПГ в области больших нагрузок ниже, чем g_e при работе на ДТ, а на малой и средней нагрузке удельный расход больше. Так, при $p_c = 0,3$ МПа g_e при переходе на ПГ повышается с 328 г/(кВт·ч) до 430 г/(кВт·ч), или на 31,1 %, а при $p_c = 0,947$ МПа g_e снижается с 227 г/(кВт·ч) до 208 г/(кВт·ч), или на 8,4 %. Значение η_e при работе на ПГ во всем диапазоне изменения нагрузки меньше, чем при работе на ДТ. При $p_c = 0,126$ МПа значение η_e снижается с 0,162 до 0,102, а при нагрузке, соответствующей $p_c = 0,947$ МПа, снижается с 0,380 до 0,363. Часовой расход воздуха при переходе на ПГ при $p_c = 0,126$ МПа равен расходу при работе на ДТ - $G_B = 455$ кг/ч, а при $p_c = 0,947$ МПа снижается с 591 кг/ч до 533 кг/ч, или на 9,8 %. Снижение происходит вследствие того, что часть воздуха на впуске замещается ПГ. Подача ПГ таким же образом влияет на коэффициент наполнения η_v и коэффициент избытка воздуха α . Так, при переходе на ПГ при $p_c = 0,126$ МПа значение η_v снижается с 0,940 до 0,907, или на 3,5 %, а при

$p_e = 0,947$ МПа с 0,938 до 0,909, или на 3,1 %. При $p_e = 0,126$ МПа значение α снижается с 4,86 до 3,03, а при $p_e = 0,947$ МПа с 2,0 до 1,69. При переходе на ПГ уменьшается температура ОГ. Так, при $p_e = 0,126$ МПа значение t_e снижается с 197 °С до 181 °С, а при $p_e = 0,947$ МПа с 430 °С до 367 °С. Уменьшение температуры ОГ свидетельствует об уменьшении давления и скорости в выпускном трубопроводе, что влияет на степень увеличения частоты вращения ротора турбокомпрессора. Поэтому давление наддува P_K и температура на выходе из турбокомпрессора t_{t1} при работе на ПГ также снижаются. При $p_e = 0,126$ МПа на ПГ значение давления наддува P_K повышается с 0,133 МПа до 0,138 МПа, а при $p_e = 0,947$ МПа снижается с 0,178 МПа до 0,172 МПа. При $p_e = 0,126$ МПа значение температуры на выходе из турбокомпрессора t_{t1} повышается с 77 °С до 81 °С, а при $p_e = 0,947$ МПа снижается с 121 °С до 119 °С. Значение температуры на выходе из охладителя t_{cool} при переходе на ПГ практически не изменяется, т.е. при $p_e = 0,126$ МПа значение t_{cool} повышается с 46 °С до 47 °С, а при $p_e = 0,947$ МПа снижается с 69 °С до 68 °С.

На рисунке 3.14, б представлено влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей режиму максимального крутящего момента ($n = 1700$ мин⁻¹), и при оптимальных установочных УОВТ [126, 132].

Анализируя графики работы дизеля на ДТ, видно, что при увеличении нагрузки увеличивается часовой расход ДТ G_T от 4,0 кг/ч при $p_e = 0,126$ МПа до 14,6 кг/ч при $p_e = 1,036$ МПа. Увеличение составляет 10,6 кг/ч, или в 3,7 раза. Удельный эффективный расход топлива $g_{e\tau}$, как и на номинальном скоростном режиме, с ростом нагрузки уменьшается. Так, при $p_e = 0,3$ МПа $g_{e\tau} = 271$ г/(кВт·ч), а при $p_e = 1,036$ МПа $g_{e\tau} = 202$ г/(кВт·ч). Значение η_e при $p_e = 0,126$ МПа равно 0,176, а при нагрузке, соответствующей $p_e = 1,036$ МПа, $\eta_e = 0,415$. Часовой расход воздуха G_B при $p_e = 0,126$ МПа составляет 300 кг/ч и увеличивается до 414 кг/ч при $p_e = 1,036$ МПа. Увеличение составляет 114 кг/ч, или 38,0 %. Коэффициент избытка воздуха α при $p_e = 0,126$ МПа равен 5,25, а при $p_e = 1,036$ МПа составляет 2,02. Коэффициент наполнения η_v при $p_e = 0,126$ МПа равен 0,950, а при $p_e = 1,036$ МПа

составляет 0,955, при этом при $p_e = 0,5$ МПа достигается максимальное значение, которое составляет $\eta_v = 0,973$. При увеличении нагрузки также увеличивается температура ОГ. Так, при $p_e = 0,126$ МПа $t_e = 156$ °С, а при $p_e = 1,036$ МПа — $t_e = 380$ °С. Увеличение температуры составляет 224 °С, или 143,6 %. Давление наддува P_K при $p_e = 0,126$ МПа составляет 0,116 МПа и увеличивается до 0,165 МПа при $p_e = 1,036$ МПа. Температура во впускном трубопроводе на выходе из турбокомпрессора t_{t1} при $p_e = 0,126$ МПа составляет 61 °С и увеличивается до 104 °С при $p_e = 1,036$ МПа. Температура во впускном трубопроводе на выходе из охладителя t_{cool} при $p_e = 0,126$ МПа составляет 41 °С и увеличивается до 56 °С при $p_e = 1,036$ МПа.

Анализируя графики работы дизеля на ПГ (рисунок 3.14, б), можно сделать вывод, что характер изменения показателей аналогичен работе на ДТ. При увеличении нагрузки увеличивается часовой расход суммарного топлива $G_{T\Sigma}$ от 5,1 кг/ч при $p_e = 0,126$ МПа до 13,4 кг/ч при $p_e = 1,036$ МПа. Увеличение составляет 8,3 кг/ч, или в 2,6 раза. При этом часовой расход запального ДТ с изменением нагрузки остается постоянным и составляет $G_{T_{зап}} = 2,2$ кг/ч. Удельный эффективный расход топлива $g_{e\Sigma}$ с ростом нагрузки уменьшается. Так, при $p_e = 0,3$ МПа $g_{e\Sigma} = 352$ г/(кВт·ч), а при $p_e = 1,036$ МПа $g_{e\Sigma} = 191$ г/(кВт·ч). Значение η_e при $p_e = 0,126$ МПа равно 0,135, а при нагрузке, соответствующей $p_e = 1,036$ МПа, $\eta_e = 0,391$. Часовой расход воздуха G_B при $p_e = 0,126$ МПа составляет 300 кг/ч и увеличивается до 340 кг/ч при $p_e = 1,036$ МПа. Увеличение составляет 40 кг/ч, или 13,3 %. Коэффициент избытка воздуха α при $p_e = 0,126$ МПа равен 3,71, а при $p_e = 1,036$ МПа составляет 1,51. Коэффициент наполнения η_v при $p_e = 0,126$ МПа равен 0,950, а при $p_e = 1,036$ МПа составляет 0,905. При увеличении нагрузки также увеличивается температура ОГ. Так, при $p_e = 0,126$ МПа $t_e = 142$ °С, а при $p_e = 1,036$ МПа $t_e = 336$ °С. Увеличение температуры составляет 194 °С, или 136,6 %. Давление наддува P_K при $p_e = 0,126$ МПа составляет 0,115 МПа и увеличивается до 0,148 МПа при $p_e = 1,036$ МПа. Температура во впускном трубопроводе на выходе из турбокомпрессора t_{t1} при $p_e = 0,126$ МПа составляет 58 °С и увеличивается до 95 °С при $p_e = 1,036$ МПа. Температура t_{cool} при

$p_c = 0,126$ МПа составляет 40°C и увеличивается до 54°C при $p_c = 1,036$ МПа.

Сравнивая графики работы дизеля на ДТ и ПГ на частоте вращения, соответствующей режиму максимального крутящего момента (рисунок 3.14, 6), можно отметить, что при переходе на ПГ эффективные показатели дизеля, как и на номинальном скоростном режиме, полностью сохраняются. Так, значение эффективной мощности N_e для обоих процессов при $p_c = 0,126$ МПа составляет $8,7$ кВт и с ростом нагрузки линейно увеличивается до $69,5$ кВт при $p_c = 1,036$ МПа. Часовой расход топлива $G_{T\pm}$ в области больших нагрузок ($p_c > 0,840$ МПа) при работе на ПГ ниже, чем при работе на ДТ, а на малой и средней нагрузке часовой расход выше. Так, при $p_c = 1,036$ МПа часовой расход топлива $G_{T\pm}$ при переходе на ПГ снижается с $14,6$ кг/ч до $13,4$ кг/ч, или на $8,2\%$, а при $p_c = 0,126$ МПа часовой расход топлива повышается с $4,0$ кг/ч до $5,1$ кг/ч, или на $27,5\%$. Так как расход запального ДТ при работе на ПГ составляет $2,2$ кг/ч, то, как и на номинальном скоростном режиме, достигается значительная экономия ДТ. Значения удельного расхода $g_{e\pm}$ при работе на ПГ в области больших нагрузок ниже, чем g_e при работе на ДТ, а на малой и средней нагрузке удельный расход больше. Так, при $p_c = 0,3$ МПа $g_{e\pm}$ при переходе на ПГ повышается с 271 г/(кВт·ч) до 352 г/(кВт·ч), или на $29,9\%$, а при $p_c = 1,036$ МПа $g_{e\pm}$ снижается с 202 г/(кВт·ч) до 191 г/(кВт·ч), или на $5,4\%$. Значение η_e при работе на ПГ во всем диапазоне изменения нагрузки меньше, чем при работе на ДТ. При $p_c = 0,126$ МПа значение η_e снижается с $0,176$ до $0,135$, а при нагрузке соответствующей $p_c = 1,036$ МПа, снижается с $0,415$ до $0,391$. Часовой расход воздуха при переходе на ПГ при $p_c = 0,126$ МПа равен расходу при работе на ДТ $G_{B\pm} = 300$ кг/ч, а при $p_c = 1,036$ МПа снижается с 414 кг/ч до 340 кг/ч, или на $17,9\%$. Значение η_v при переходе с ДТ на ПГ при $p_c = 0,126$ МПа не меняется и составляет $0,950$, а при $p_c = 1,036$ МПа уменьшается с $0,955$ до $0,905$, или на $5,2\%$. При $p_c = 0,126$ МПа значение α снижается с $5,25$ до $3,71$, а при $p_c = 1,036$ МПа с $2,02$ до $1,51$. При переходе на ПГ уменьшается температура ОГ. Так, при $p_c = 0,126$ МПа значение t_c снижается с 156°C до 142°C , а при $p_c = 1,036$ МПа с 380°C до 336°C . При $p_c = 0,126$ МПа при работе дизеля на ПГ значение давления наддува P_K равно значению P_K

при работе на ДТ, т.е. $P_K = 0,116$ МПа, а при $p_c = 1,036$ МПа снижается с $0,165$ МПа до $0,148$ МПа. При $p_c = 0,126$ МПа значение температуры на выходе из турбокомпрессора t_H снижается с 61°C до 58°C , а при $p_c = 1,036$ МПа снижается с 104°C до 95°C . Значение температуры на выходе из охладителя $t_{\text{охла}}$ при переходе на ПГ практически не изменяется, т.е. при $p_c = 0,126$ МПа значение $t_{\text{охла}}$ снижается с 41°C до 40°C , а при $p_c = 1,036$ МПа снижается с 56°C до 54°C .

3.4.2. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля с ПОНВ 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала

На рисунке 3.15 представлено влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала при оптимальных установочных УОВТ [126].

Анализируя графики работы дизеля на ДТ, видно, что при увеличении частоты вращения коленчатого вала увеличивается часовой расход ДТ G_T от $11,8$ кг/ч при $n = 1400$ мин⁻¹ до $21,0$ кг/ч при $n = 2400$ мин⁻¹. Увеличение составляет $9,2$ кг/ч, или $78,0\%$. Удельный эффективный расход топлива g_e при $n = 1400$ мин⁻¹ равен 209 г/(кВт·ч), а при $n = 2400$ мин⁻¹ составляет 227 г/(кВт·ч). Минимальное значение удельного расхода топлива достигается при $n = 1700$ мин⁻¹ и составляет $g_e = 202$ г/(кВт·ч). Значение η_e при $n = 1400$ мин⁻¹ равно $0,410$, а при $n = 2400$ мин⁻¹ $\eta_e = 0,380$. Часовой расход воздуха G_B при $n = 1400$ мин⁻¹ составляет 300 кг/ч и увеличивается до 591 кг/ч при $n = 2400$ мин⁻¹. Увеличение составляет $97,0\%$. Коэффициент избытка воздуха α при $n = 1400$ мин⁻¹ равен $1,75$, а при $n = 2400$ мин⁻¹ составляет $2,0$, при этом максимальное значение достигается при $n = 2000$ мин⁻¹ и составляет $2,12$. Коэффициент наполнения η_v при $n = 1400$ мин⁻¹ равен $0,920$, при $n = 2400$ мин⁻¹ составляет $0,938$, при этом максимальное значение достигается при $n = 2000$ мин⁻¹ и составляет $0,980$. При увеличении частоты вращения увеличивается температура ОГ. Так, при $n = 1400$ мин⁻¹ $t_c = 375^\circ\text{C}$, а при $n = 2400$ мин⁻¹ $t_c = 430^\circ\text{C}$. Увеличение составляет 55°C , или $14,7\%$. Давление наддува P_K при $n = 1400$ мин⁻¹ составляет $0,147$ МПа и

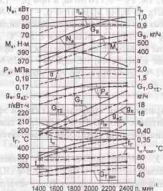


Рисунок 3.15 – Влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала:

— — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

увеличивается до 0,178 МПа при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Наличие горизонтального участка на кривой P_K в области 2000...2400 мин^{-1} связано со срабатыванием регулировочного клапана турбокомпрессора, который ограничивает максимальное давление наддува на уровне $P_K = 0,178 \text{ МПа}$. Температура во впускном трубопроводе на выходе из турбокомпрессора t_H при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 84°C и увеличивается до 121°C при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Температура во впускном трубопроводе на выходе из охладителя $t_{ох}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 45°C и увеличивается до 69°C при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$.

Анализируя графики работы дизеля на ПГ, видно, что при увеличении частоты вращения коленчатого вала увеличивается часовой расход суммарного топлива $G_{Т\Sigma}$ от 11,0 кг/ч при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 18,8 кг/ч при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Увеличение составляет 7,8 кг/ч, или 70,9 %. С увеличением частоты вращения повышается часовой расход запального топлива $G_{Т\text{ зап}}$ от 1,6 кг/ч

при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 3,6 кг/ч при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Удельный эффективный расход суммарного топлива $g_{e\Sigma}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 200 г/(кВт·ч), а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 208 г/(кВт·ч). Минимальное значение удельного расхода топлива достигается при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и составляет $g_{e\Sigma} = 189 \text{ г/(кВт·ч)}$. Значение η_e при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ равно 0,385, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ $\eta_e = 0,363$. Часовой расход воздуха G_B при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 228 кг/ч и увеличивается до 533 кг/ч при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Увеличение составляет 133,8 %. Коэффициент избытка воздуха α при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ равен 1,16, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 1,69, при этом максимальное значение достигается при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и составляет 1,74. Коэффициент наполнения η_v при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ равен 0,820, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 0,909. При увеличении частоты вращения увеличивается температура ОГ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ $t_c = 335^\circ\text{C}$, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — $t_c = 367^\circ\text{C}$. Увеличение составляет 32°C , или 9,6 %. Давление наддува P_K при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 0,130 МПа и увеличивается до 0,172 МПа при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Температура t_H при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 76°C и увеличивается до 119°C при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Температура $t_{ох}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 45°C и увеличивается до 68°C при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$.

Сравнивая графики работы дизеля на ДТ и ПГ (рисунок 3.15), можно отметить следующее. Кривые эффективной мощности N_e и крутящего момента M_k при работе на ДТ и ПГ совпадают, т.е. при переходе на ПГ мощностные показатели дизеля полностью сохраняются. При этом значение эффективной мощности при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 55 кВт и увеличивается до 90 кВт при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Значение крутящего момента M_k при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 381 Н·м, увеличивается до 390 Н·м при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, затем уменьшается до 358 Н·м при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Часовой расход топлива $G_{Т\Sigma}$ на всем скоростном диапазоне работы при работе на ПГ меньше часового расхода топлива при работе на ДТ вследствие того, что ПГ имеет большую теплоту сгорания. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ часовой расход топлива при переходе на ПГ снижается с 11,8 кг/ч до 11,0 кг/ч, или на 6,8 %. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ часовой расход топлива снижается с 21 кг/ч до 18,8 кг/ч, или на 10,5 %. Аналогично значение удельного расхода $g_{e\Sigma}$ при работе дизеля на ПГ ниже g_e работы на ДТ.

Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ $g_{e\tau}$ при переходе на ПГ снижается с 209 г/(кВт·ч) до 200 г/(кВт·ч) , или на 4,3 %. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ $g_{e\tau}$ снижается с 227 г/(кВт·ч) до 208 г/(кВт·ч) , или на 8,4 %. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение η_e снижается с 0,410 до 0,385, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ снижается с 0,380 до 0,363. Часовой расход воздуха G_D при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ при переходе на ПГ снижается с 300 кг/ч до 228 кг/ч , или на 24 %, и при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 591 кг/ч до 533 кг/ч , или на 9,8 %. Снижение происходит вследствие того, часть воздуха на впуске замещается ПГ. Податка ПГ таким же образом влияет на коэффициент наполнения η_v и коэффициент избытка воздуха α . Так, при переходе на ПГ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение η_v снижается с 0,920 до 0,820, или на 10,9 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 0,938 до 0,909, или на 3,1 %. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение α снижается с 1,75 до 1,16, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 2,0 до 1,69. При переходе на ПГ уменьшается температура ОГ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение t_c снижается с $375 \text{ }^\circ\text{C}$ до $335 \text{ }^\circ\text{C}$, или на 10,7 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с $430 \text{ }^\circ\text{C}$ до $367 \text{ }^\circ\text{C}$, или на 14,7 %. Уменьшение температуры ОГ свидетельствует об уменьшении давления и скорости в выпускном трубопроводе, что влияет на степень увеличения частоты вращения ротора турбокомпрессора. Поэтому давление наддува P_K и температура на выходе из турбокомпрессора $t_{\text{н}}$ при работе на ПГ также снижаются. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение P_K снижается с 0,147 МПа до 0,130 МПа, или на 11,6 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 0,178 МПа до 0,172 МПа, или на 3,4 %. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение $t_{\text{н}}$ снижается с $84 \text{ }^\circ\text{C}$ до $76 \text{ }^\circ\text{C}$, или на 9,5 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с $121 \text{ }^\circ\text{C}$ до $119 \text{ }^\circ\text{C}$, или на 1,7 %. Значение температуры на выходе из охладителя $t_{\text{ох}}$ при переходе на ПГ практически не изменяется, т.е. при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ и на ПГ значение $t_{\text{ох}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при переходе на ПГ снижается с $69 \text{ }^\circ\text{C}$ до $68 \text{ }^\circ\text{C}$.

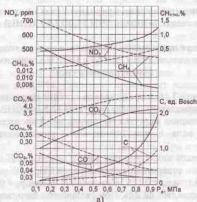
3.5. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ

3.5.1. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки

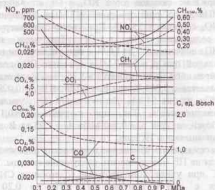
На рисунке 3.16, а представлено влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки на номинальной частоте вращения коленчатого вала и при оптимальных установочных УОВТ [133...135].

Из графиков видно, что при работе дизеля на ДТ при увеличении нагрузки содержание углеводородов CH_x в ОГ уменьшается с 0,0185 % при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 0,007 % при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Снижение составляет 62,2 %. При увеличении нагрузки увеличивается содержание оксидов азота NO_x в ОГ от 480 ppm при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 650 ppm при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Увеличение содержания NO_x составляет 35,4 %. При увеличении нагрузки повышается содержание CO_2 в ОГ. Так, при нагрузке $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\text{CO}_2 = 1,0 \%$ и при увеличении нагрузки до максимальной при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ значение CO_2 составляет 3,75 %. Содержание CO_2 повышается в 3,75 раза. Содержание CO в ОГ уменьшается с 0,063 % при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 0,029 % при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$, или на 54,0 %. Дымность ОГ (С) с увеличением нагрузки увеличивается. Так, при нагрузке $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ $C = 0,1$ ед. Bosch, а при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ $C = 1,95$ ед. Bosch, т.е. дымность повышается в 19,5 раз.

Если рассматривать изменение токсических показателей при работе дизеля на ПГ можно сделать следующие выводы. При работе на ПГ при увеличении нагрузки содержание CH_x в ОГ уменьшается с 1,49 % при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 0,20 % при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Уменьшение составляет 86,6 %. При увеличении нагрузки увеличивается содержание NO_x в ОГ от 360 ppm при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 499 ppm при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$. Увеличение содержания NO_x составляет 38,6 %. При увеличении нагрузки повышается содержание CO_2 в ОГ. Так, при нагрузке $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ значение $\text{CO}_2 = 2,55 \%$ и при увеличении нагрузки



а)



б)

Рисунок 3.16 – Влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки:
а) $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$;

— дизельный процесс, - - - газодизельный процесс

до максимальной, при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$, значение CO_2 составляет 4,72 %. Содержание CO_2 повышается на 85,1 %. Содержание СО в ОГ уменьшается с 0,348 % при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ до 0,1 % при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$, или на 71,3 %. Дымность ОГ (С) с увеличением нагрузки увеличивается. Так, при нагрузке $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ $C = 0,1$ ед. Bosch, а при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ $C = 0,95$ ед. Bosch, т.е. дымность повышается в 9,5 раз.

Анализируя изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при переходе с ДТ на ПГ в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и при оптимальных установочных УОВТ, можно отметить следующее. Содержание CH_x в ОГ при работе на ПГ на малых нагрузках ($p_e = 0,126 \text{ МПа}$) повышается и составляет 1,49 % по сравнению с содержанием CH_x при работе на ДТ, которое составляет 0,0185 %, т.е. в 80,5 раз. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ содержание CH_x в ОГ при работе дизеля на ПГ также возрастает и составляет 0,2 % по сравнению с содержанием CH_x при работе на ДТ, которое равно 0,007 %, т.е. в 28,6 раз. Содержание NO_x в ОГ при работе дизеля на ПГ меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ содержание NO_x снижается с 480 ppm при работе дизеля на ДТ до 360 ppm при работе дизеля на ПГ. Снижение составляет 25 %. На большой нагрузке также происходит снижение содержания NO_x . Так, при $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ содержание NO_x при работе на ДТ составляет 650 ppm, а при работе дизеля на ПГ составляет 499 ppm. Снижение равно 23,2 %. Содержание CO_2 в ОГ при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ составляет 1,0 % при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ – 2,55 %, т.е. повышается в 2,55 раза. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ содержание CO_2 в ОГ при работе на ДТ равно 3,75 %, а при работе на ПГ – 4,72 %, т.е. увеличение содержания CO_2 составляет 25,9 %. Содержание СО в ОГ при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$ при работе на ДТ составляет 0,063 %, а при работе на ПГ – 0,348 %. Содержание СО увеличивается в 5,5 раз. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947 \text{ МПа}$ содержание СО в ОГ при работе на ДТ составляет 0,029 %, а при работе дизеля на ПГ 0,1 %, т.е. увеличивается в 3,4 раза. Дымность ОГ (С) при работе дизеля на ПГ изменяется с увеличением нагрузки. Так, при $p_e = 0,126 \text{ МПа}$, как при работе на ДТ, так и при работе на ПГ, значение дымности

составляет 0,1 ед. Bosch. При увеличении нагрузки до $p_e = 0,947$ МПа значение дымности при работе на ДТ составляет 1,95 ед. Bosch, а при работе на ПГ – 0,95 ед. Bosch, т.е. дымность снижается в 2,1 раза.

На рисунке 3.16, б представлено влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки на частоте вращения коленчатого вала $n = 1700$ мин⁻¹ и при оптимальных установочных УОВТ [133...135].

Из графиков видно, что при работе на ДТ при увеличении нагрузки содержание CH_x в ОГ дизеля уменьшается с 0,033 % при $p_e = 0,126$ МПа до 0,016 % при $p_e = 1,036$ МПа. Уменьшение составляет 51,5 %. При увеличении нагрузки увеличивается содержание NO_x в ОГ от 310 ppm при $p_e = 0,126$ МПа до 700 ppm при $p_e = 1,036$ МПа. Увеличение содержания NO_x составляет 125,8 %. При увеличении нагрузки повышается содержание CO_2 в ОГ. Так, при нагрузке $p_e = 0,126$ МПа значение $CO_2 = 2,35$ % и при увеличении нагрузки до максимальной при $p_e = 1,036$ МПа значение CO_2 составляет 4,5 %. Содержание CO_2 повышается в 1,9 раза. Содержание CO в ОГ уменьшается с 0,0395 % при $p_e = 0,126$ МПа до 0,015 % при $p_e = 1,036$ МПа, или на 62,0 %. Дымность ОГ (С) с увеличением нагрузки увеличивается. Так, при $p_e = 0,126$ МПа $C = 0,1$ ед. Bosch, а при нагрузке $p_e = 1,036$ МПа $C = 1,1$ ед. Bosch, т.е. дымность повышается в 11 раз.

Если рассматривать изменение токсических показателей при работе дизеля на ПГ, можно сделать следующие выводы. При работе на ПГ при увеличении нагрузки содержание CH_x в ОГ уменьшается с 0,62 % при $p_e = 0,126$ МПа до 0,105 % при $p_e = 1,036$ МПа. Уменьшение составляет 83,1 %. При увеличении нагрузки увеличивается содержание NO_x в ОГ от 275 ppm при $p_e = 0,126$ МПа до 528 ppm при $p_e = 1,036$ МПа. Увеличение содержания NO_x составляет 92,0 %. При увеличении нагрузки повышается содержание CO_2 в ОГ. Так, при нагрузке $p_e = 0,126$ МПа значение $CO_2 = 3,05$ % и при увеличении нагрузки до максимальной, при $p_e = 1,036$ МПа, значение CO_2 составляет 5,25 %. Содержание CO_2 повышается на 72,1 %. Содержание CO в ОГ уменьшается с 0,19 % при $p_e = 0,126$ МПа до 0,082 % при

$p_e = 1,036$ МПа, или на 43,2 %. Дымность ОГ (С) с увеличением нагрузки не изменяется и составляет 0,1 ед. Bosch.

Анализируя изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля 4СН 11,0/12,5 с ПОНВ при переходе с ДТ на ПГ в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения $n = 1700$ мин⁻¹ и оптимальных установочных УОВТ, можно отметить следующее. Содержание CH_x в ОГ при работе на ПГ на малых нагрузках ($p_e = 0,126$ МПа) повышается и составляет 0,62 % по сравнению с содержанием CH_x при работе на ДТ, которое составляет 0,033 %, т.е. в 18,8 раз. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа содержание CH_x в ОГ при работе дизеля на ПГ также возрастает и составляет 0,105 % по сравнению с содержанием CH_x при работе на ДТ, которое равно 0,016 %, т.е. в 6,6 раз. Содержание NO_x в ОГ при работе дизеля на ПГ меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при $p_e = 0,126$ МПа содержание NO_x снижается с 310 ppm при работе дизеля на ДТ до 275 ppm при работе дизеля на ПГ. Снижение составляет 11,3 %. На большой нагрузке также происходит снижение содержания NO_x . Так, при $p_e = 1,036$ МПа содержание NO_x при работе на ДТ составляет 700 ppm, а при работе дизеля на ПГ составляет 528 ppm. Снижение равно 24,6 %. Содержание CO_2 в ОГ при $p_e = 0,126$ МПа составляет 2,35 % при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ 3,05 %, т.е. повышается в 1,3 раза. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа содержание CO_2 в ОГ при работе на ДТ равно 4,50 %, а при работе на ПГ – 5,25 %, т.е. увеличение содержания CO_2 составляет 16,7 %. Содержание CO в ОГ при $p_e = 0,126$ МПа при работе на ДТ составляет 0,0395 %, а при работе на ПГ – 0,19 %. Содержание CO увеличивается в 4,8 раза. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа содержание CO в ОГ при работе на ДТ составляет 0,015 %, а при работе дизеля на ПГ – 0,082 %, т.е. увеличивается в 5,5 раза. Дымность ОГ (С) при работе дизеля на ПГ изменяется с увеличением нагрузки. Так, при $p_e = 0,126$ МПа, как при работе на ДТ, так и при работе на ПГ, значение дымности составляет 0,1 ед. Bosch. При увеличении нагрузки до $p_e = 1,036$ МПа значение дымности при работе на ДТ составляет 1,1 ед. Bosch, а при работе на ПГ – 0,1 ед. Bosch, т.е. дымность снижается в 11 раз.

Таким образом, анализируя изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при переходе с ДТ на ПГ, можно отметить следующее. При работе на ПГ по сравнению с работой дизеля на ДТ на различных режимах работы увеличивается содержание таких компонентов, как CO, CO₂, существенно возрастает содержание суммарных углеводородов CH_x, но при этом значительно снижается содержание гораздо более токсичного компонента NO_x и уменьшается дымность ОГ.

3.5.2. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля с ПОНВ 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала

На рисунке 3.17 представлено влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при оптимальных установочных УОВТ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала [133...135].

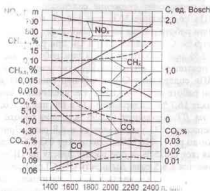


Рисунок 3.17 – Влияние применения ПГ на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала: — — — дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

Из графиков видно, что при работе на ДТ при увеличении частоты вращения коленчатого вала содержание углеводородов CH_x в ОГ уменьшается с 0,016 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 0,007 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Уменьшение составляет 56,3 %. При увеличении частоты вращения уменьшается содержание оксидов азота NO_x в ОГ от 750 ppm при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 650 ppm при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Уменьшение содержания NO_x составляет 13,3 %. При увеличении частоты вращения уменьшается содержание CO₂ в ОГ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение CO₂ = 5,50 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение CO₂ составляет 3,75 %. Содержание CO₂ уменьшается на 31,8 %. Содержание CO в ОГ повышается с 0,006 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 0,029 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, или 4,8 раза. Дымность ОГ (C) с увеличением частоты вращения увеличивается. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ C = 0,8 ед. Bosch, а при частоте $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ C = 1,95 ед. Bosch, т.е. дымность повышается в 2,4 раза.

Если рассматривать изменение токсических показателей при работе дизеля на ПГ можно сделать следующие выводы. При работе на ПГ при увеличении частоты вращения коленчатого вала содержание CH_x в ОГ повышается с 0,1 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 0,2 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Увеличение составляет в 2 раза. При увеличении частоты вращения уменьшается содержание NO_x в ОГ от 583 ppm при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 499 ppm при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Уменьшение содержания NO_x составляет 14,4 %. При увеличении частоты вращения понижается содержание CO₂ в ОГ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение CO₂ = 5,78 % и при увеличении частоты вращения до максимальной, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, значение CO₂ составляет 4,72 %. Содержание CO₂ понижается на 18,3 %. Содержание CO в ОГ повышается с 0,06 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до 0,1 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, или на 66,7 %. Дымность ОГ (C) с увеличением частоты вращения увеличивается. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ C = 0,1 ед. Bosch, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ C = 0,95 ед. Bosch, т.е. дымность повышается в 9,5 раза.

Анализируя изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при переходе с ДТ на ПГ при оптимальных установочных УОВТ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала, можно отметить следующее. Содержание CH_x в ОГ при работе на ПГ на малой частоте враще-

ния ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$) повышается и составляет 0,1 % по сравнению с содержанием CH_4 при работе на ДТ, которое составляет 0,016 %, т.е. в 6,3 раза. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ содержание CH_4 в ОГ при работе дизеля на ПГ также возрастает и составляет 0,2 % по сравнению с содержанием CH_4 при работе на ДТ, которое равно 0,007 %, т.е. в 28,6 раза. Содержание NO_x в ОГ при работе дизеля на ПГ меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ содержание NO_x снижается с 750 ppm при работе дизеля на ДТ до 583 ppm при работе дизеля на ПГ. Снижение составляет 22,3 %. На большой частоте вращения коленчатого вала также происходит снижение содержания NO_x . Так, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ содержание NO_x при работе на ДТ составляет 650 ppm, а при работе дизеля на ПГ составляет 466 ppm. Снижение равно 23,2 %. Содержание CO_2 в ОГ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 5,5 % при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ – 5,78 %, т.е. повышается на 5,1 %. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ содержание CO_2 в ОГ при работе на ДТ равно 7,75 %, а при работе на ПГ – 4,72 %, т.е. увеличение содержания CO_2 составляет 25,9 %. Содержание CO в ОГ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ на ДТ составляет 0,006 %, а при работе на ПГ – 0,06 %. Содержание CO увеличивается в 10 раз. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ содержание CO в ОГ при работе на ДТ составляет 0,029 %, а при работе дизеля на ПГ – 0,1 %, т.е. увеличивается в 3,4 раза. Дымность ОГ (С) при работе дизеля на ПГ, по сравнению с работой на ДТ изменяется с увеличением частоты вращения. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение дымности при работе на ДТ составляет 0,8 ед. Bosch, а при работе на ПГ – 0,1 ед. Bosch, т.е. дымность снижается в 8 раз. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение дымности при работе на ДТ составляет 1,95 ед. Bosch, а при работе на ПГ – 0,95 ед. Bosch, т.е. дымность снижается в 2,1 раза.

Анализируя изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при переходе с ДТ на ПГ отметим, что при работе на ПГ на всем скоростном диапазоне увеличивается содержание в ОГ дизеля оксида углерода CO, диоксида углерода CO_2 , в несколько раз возрастает содержание суммарных углеводородов CH_4 . При этом значительно снижается содержание оксидов азота NO_x , и уменьшается дымность ОГ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Все представленные в данной работе материалы посвящены исследованию процессов сгорания и тепловыделения, происходящих в цилиндрах дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ.

На основании проведенных на кафедре ДВС Вятской ГСХА экспериментальных стендовых исследований рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ установлена возможность улучшения эффективных показателей дизеля путем оптимизации параметров процесса сгорания и тепловыделения. Определена минимальная величина запального ДТ при работе на ПГ, которая составляет 15...20 % от расхода топлива при работе дизеля только на ДТ. Этим достигается экономия ДТ 80...85 %. Определен оптимальный установочный угол опережения впрыскивания запального ДТ при работе на ПГ, исходя из условия минимального удельного суммарного расхода топлива и обеспечения допустимого значения «жесткости» процесса сгорания, равный 7° п.к.в. до ВМТ. При этом установлена возможность сохранения мощностных показателей на уровне серийного дизеля.

На основании теоретических исследований предложены:

- модель горения запального ДТ в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ;
- модель воспламенения МВС в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ;
- расчет ПЗВ при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на ПГ.

Экспериментальными исследованиями рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ определены значения показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения на номинальном режиме работы дизеля: T_{max} возрастает на 16,3 % и составляет 2350 К (на ДТ $T_{\text{max}} = 2020 \text{ К}$); $p_{z, \text{max}}$ возрастает на 5,8 % и составляет 14,6 МПа (на ДТ $p_{z, \text{max}} = 13,8 \text{ МПа}$); $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ повышается на 19,2 % и составляет 0,93 МПа/град (на ДТ $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,78 \text{ МПа/град}$); угол ϕ_i увеличивается на 5,6 % и составляет 9,5° п.к.в. (на ДТ $\phi_i = 9,0^\circ \text{ п.к.в.}$); $(dz/d\phi)_{\text{max}}$ возрастает на 3,3 % и составляет 0,155, (на ДТ $(dz/d\phi)_{\text{max}} = 0,150$); $\chi_i p_{z, \text{max}}$

увеличивается на 12,7 % и составляет 0,71, $\chi_{T_{max}}$ увеличивается на 14,3 % и составляет 0,80 (на ДТ $\chi_{Pz_{max}} = 0,63$, $\chi_{T_{max}} = 0,70$).

Исследованиями показател работы рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала установлено: увеличение T_{max} на 16,3 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и на 24,3 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; увеличение $P_{z_{max}}$ на 5,8 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и на 8,5 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; увеличение $(dp/d\phi)_{max}$ на 19,2 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и на 12,2 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; увеличение угла ϕ_i на 5,6 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и на 25,0 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; увеличение $(dy/d\phi)_{max}$ на 3,3 % при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и на 18,8 % при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ увеличение $\chi_{Pz_{max}}$ на 12,7 %, а $\chi_{T_{max}}$ на 14,3 %; при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ увеличение $\chi_{Pz_{max}}$ на 12,2 %, а $\chi_{T_{max}}$ на 1,7 %.

Экспериментальными исследованиями определены значения основных эффективных показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ на номинальном режиме: суммарный расход топлива снижается на 10,5 % и составляет 18,8 кг/ч (при работе дизеля на ДТ – 21,0 кг/ч); суммарный расход топлива при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ снижается на 10,5 %, а при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ снижается на 6,7 %; расход запального ДТ составляет 3,6 кг/ч, экономия ДТ составляет 83 %; значение η_e снижается на 4,5 % и составляет 0,363 (при работе дизеля на ДТ – 0,380).

Анализ ОГ дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на ПГ на номинальном режиме показывает увеличение объемного содержания CO в 3,4 раза, CO₂ на 25,9 %, CH₄ в 28,6 раза и снижение содержания NO_x на 23,2 % и дымности ОГ в 2,1 раза.

Для осуществления рабочего процесса 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при использовании в качестве основного топлива ПГ необходимо соблюдать следующие рекомендации:

- минимальная величина запальной порции ДТ на номинальной частоте вращения должна составлять не менее 12,5 мг/цикл из условия отсутствия неустойчивой работы дизеля и пропусков воспламенения МВС в цилиндре;

- при работе на ПГ для достижения наименьшего удельного расхода топлива и снижения «жесткости» процесса сгорания необходимо снизить установочный УОВТ до $\Theta_{впр,гд} = 7^\circ$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ясенков Е.П. Элементы автотранспортного комплекса и их воздействие на окружающую среду // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 8. – С. 4-6.
2. Кириллов Н.Г. А воз и ныне там – проблема экологизации автомобильного транспорта // Промышленность сегодня. – 2001. – № 11. – С. 13.
3. Некрасов В.Г. Некоторые пути совершенствования отечественных ДВС // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 10. – С. 9-12.
4. Кутенев В.П., Свиридов Ю.Б. Экологические проблемы автомобильного двигателя и путь оптимального решения их // Двигателестроение. – 1990. – № 10. – С. 55-62.
5. Гетьманец Г.В., Лиханов В.А. Социально-экологические проблемы автомобильного транспорта. – М.: Асплол, 1993. – 340 с.
6. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с.
7. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Колос, 1994. – 224 с.
8. Лиханов В.А. Природный газ как моторное топливо для тракторных дизелей. – Киров: Вятская ГСХА, 2002. – 280 с.
9. Лиханов В.А., Лопарев А.А., Рудаков Л.В. Исследование процессов сгорания и тепловыделения в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – 129 с.
10. Леонард Р. Истощение нефтяных запасов и грядущая эпоха природного газа // Нефтегазовая вертикаль. – 2001. – № 9. – С. 50-59.
11. Лиханов В.А. Использование природного газа в качестве моторного топлива // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – Вып. 4. – С. 16-21.
12. Кириллов Н.Г. Что Россия может предложить «Большой восьмерке» // Энергетика и промышленность России. – 2005. – № 11. – С. 6-7.
13. Кириллов Н.Г. Моторное топливо XXI века // Энергия. – 2007. – № 8. – С. 2-5.
14. С.Н. Жуков. Природный газ – моторное топливо XXI века // Промышленность сегодня. – 2001. – № 2. – С. 12.
15. Девятьяров Р.Р. Природный газ для автотранспорта // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – Вып. 4. – С. 92-102.
16. Газобаллонные автомобили / Е.Г. Григорьев, Б.Д. Колубаев, В.И. Ерохов и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 206 с.
17. Махаров В.В., Лоскутов А.С. Газобаллонные автомобили. – Йошкар-Ола: Мар ГТУ, 2001. – 100 с.

18. Whitehouse H.D. Advances in British dual fuel and gas engines // Diesel Eng. and Esers Assoc. - 1973. - № 353. - P. 1-11.
19. Witzry Julius E. Ein schichtgelandener Gasmotor // MTZ. - 1974. - № 8. - P. 251-254.
20. Дизели: Справочник / Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. - Л.: Машиностроение, 1977. - 480 с.
21. Chen T.N., Alford R.N. Combustion characteristics of large gas engines // Pap. ASME. - 1971. - P. 6-8.
22. Silzer participation in ZNG transport systems // Shipp. World and Ship-Build. - 1974. - V. 167. - № 3889. - P. 144-146.
23. Daugas M. Pielstick tests on fuel biogas diesels give promising results // Mod. Power Syst. - 1983. - № 2. - P. 43-45.
24. 6LG32X marine gas diesel developed by Fuji Diesel // Zosen. - 1982. - № 4. - P. 32-33.
25. Natural gas will fuel bulk carter // Mot. Ship. - 1980. - № 725. - P. 35.
26. Gasmotorenautub // Schiff-Ing. - 1982. - № 161. - P. 41-42.
27. Ramsey David. Propane for diesel fuel system // Diesel Progr. N. Amer. - 1983. - № 3. - 27 p.
28. Karim G.A., Amoozegar N. Determination of the performance of a dual fuel diesel engine with the addition of various liquid fuels to the intake charge // SAE Techn. Pap. Ser. - 1983. - № 830265. - P. 9.
29. Karim G.A., Amoozegar N. Examination of the performance of a Dual Fuel Diesel Engine with Particular Reference to the Presence of Some Inert Diluents in the Engine Intake Charge // SAE Techn. Pap. Ser. - 1982. - № 821222. - P. 8.
30. Miles J.A. Power unit modification to accomodate interruptible flow of natural gas // Trans. ASAE. - 1977. - № 3. - P. 406-407.
31. Колеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа. - Л.: Машиностроение, 1968. - 247 с.
32. Равакинд А.А. Унифицированные газовые дизельные двигатели. - М.: Недра, 1976. - 196с.
33. Генкин К.И., Аксенов Д.Т., Струнзе Б.Н. Газовые двигатели ГД-100 и агрегаты на их базе. - Л.: Недра, 1970. - 238 с.
34. Толпин В.И., Епифанов В.С., Фомина А.А. Снижение выбросов оксидов азота газодизеля путем рециркуляции охлажденных отработавших газов // Двигателестроение. - 1988. - № 2. - С. 38-40.
35. Хлюпин Л.Х., Иванов Д.Г. Пассажирский теплоход, работающий на газе // Наука и техника на речном транспорте: Инф. сб. - 1995. - № 12. - С. 12-16.
36. Самсонов Р.О. Комплексное исследование совмещенного дизельного и газодизельного рабочих процессов на базе одностороннего отсека ОГД-100 // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 69.

37. Долганов К.Е. Автомобильные газодизели // Двигателестроение. - 1995. - С. 6-10.
38. Разработка и исследование системы питания и регулирования газодизеля ЯМЗ-240ГД / К.Е. Долганов, В.С. Вербовский, Г.В. Кулеч, С.Б. Кубенко // Химическая технология. - 1988. - № 5. - С. 13-15.
39. Разработка и исследование системы питания и регулирования газодизеля ЯМЗ-240Н1-ГД / К.Е. Долганов, В.С. Вербовский, А.И. Питвичко, С.Б. Кубенко // Химическая технология. - 1989. - № 6. - С. 45-47.
40. Разработка и исследование системы питания и регулирования газодизеля ЯМЗ-240Н1-ГД / К.Е. Долганов, В.С. Вербовский, А.И. Питвичко и др. // Химическая технология. - 1988. - № 5. - С. 8-13.
41. Газобаллонный БелАЗ / К.Е. Долганов, Н.Е. Основенко, А.И. Питвичко и др. // Промышленный транспорт. - 1988. - № 5. - С. 12-13.
42. Сун С., Хилл Р.С. Двухтопливный режим работы предкамерного дизельного двигателя на природном газе // Тр. Амер. общ-ва инженеров-механиков. - 1985. - № 4. - С. 60-68.
43. Кудряш А.П., Мараховский В.П., Кайдалов А.А. Исследования рабочего процесса газодизеля // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 75.
44. Михайлов И.Д., Шаповалов М.Э., Каграмян А.А. Экспериментальное и аналитическое определение заваляной дозы дизельного топлива для осуществления газодизельного цикла // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 79.
45. Матвеевский Д.Д., Свистула А.Е. Исследование системы питания дизеля для работы на газообразном и жидком топливе // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 80.
46. Фучкин С.В., Гадлев С.А., Иванов Ю.В. Совершенствованные системы газового питания 8-ми цилиндрового автомобильного газодизеля мощностью 12/12 с целью улучшения его показателей // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 82.
47. Строков А.П., Киякченко В.В., Красников Н.С. Особенности регулирования топливного насоса газодизеля // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 89.
48. Долганов К.Е., Сянко Ю.В. Переоборудование автомобильных дизелей ЯМЗ-236, -238 в газодизели // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 76-77.
49. Долганов К.Е., Вербовский В.С., Кубенко С.Б. Перевод на газодизельный процесс двигателей ЯМЗ-240, -240Н // Альтернативные топлива в дви-

- гатахх внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – Киров, 1988. – С. 78.
50. Карницкий В.В., Валеев Д.Х., Фучкин С.В. Опыт эксплуатации газодизельных КамАЗов // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 8. – С. 20-21.
51. Тринов В., Паденко С., Фучкин С. Газодизель для КамАЗов // Автомобильный транспорт. – 1988. – № 11. – С. 39-43.
52. Егоров А.В. Газобаллонный КамАЗ. – М.: Машиностроение, 1992. – 250 с.
53. Газодизельные автомобили КамАЗ моделей 53208, 53218, 53219, 54118, 55118, 53217: Дополнение к руководству по эксплуатации автомобилей КамАЗ-5320 / Под ред. Д.Х. Валеева. – М.: Машиностроение, 1988. – 60 с.
54. Автомобили с бензогозовыми двигателями и газодизелями: особенности конструкции и технического обслуживания / К.Е. Долганов, А.Г. Гонору, А.И. Питиченко, А.М. Мансуров, А.П. Левковский. – К.: Техника, 1991. – 123 с.
55. Ильява И. Всемирная автобусная выставка // Автомобильный транспорт. – 2006. – № 2. – С. 29-33.
56. Минкин И.М., Карницкий В.В. Газодизель – силовая установка XXI века // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 5. – С. 4-8.
57. Долганов К.Е., Лисовал А.А., Колесник Ю.И. Система питания и регулирование для переоборудования дизелей в газодизели // Двигателестроение. – 1999. – № 1. – С. 37-40.
58. Быков В.И., Пареданов И.В., Виноград С.Л. Дизель СМД-31.15 для автомобилей КраЗ // Автошахковик Украин. – 1995. – №4. – С. 27-29.
59. Васильев В. Криогенный КамАЗ // Автомобильный транспорт. – 2006. – № 1. – С. 50-54.
60. Создание макетного образца трактора Т-25А для работы на газе в качестве моторного топлива: Отчет о НИР (заключительный) / Киров. с.х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. № ГР 0186.0037397. – Киров, 1987. – 57 с.; прилож.
61. Создание газодизеля Д-144 для работы на сжатом природном газе: Отчет о НИР / Киров. с.х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. – № ГР 0188.0059777. – Киров, 1988. – 54 с.; прилож.
62. Создание макетного образца трактора «Универсал-445» для работы на сжатом природном газе: Отчет о НИР / Киров. с.х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. – № ГР 0188.0059778. – Киров, 1990. – 65 с.; прилож.
63. Создание макетного образца погрузчика для работы на сжатом природном газе: Отчет о НИР / Киров. с.х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. – Киров, 1991. – 68 с.; прилож.
64. Лиханов В.А. Вмест. дизельного топлива - природный газ // Сельский механизатор. – 1996. – № 11. – С. 28.
65. Лиханов В.А. Мощностные, экономические и токсические показатели дизеля Д-3900 при работе на природном газе // Технические средства для

- ресурсосберегающих технологий в растениеводстве и животноводстве: Сб. науч. тр. НИИСХ Северо-Востока. – Киров, 1997. – С. 210-218.
66. Лиханов В.А. Результаты исследований работы дизелей сельскохозяйственных тракторов на сжатом природном газе // Энергосберегающие технологии и технические средства механизации животноводства Северо-Востока России: Сб. тр. науч.-практ. конф. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 1999. – Т. 2. – С. 145-152.
67. Лиханов В.А. Разработка и создание семейства газобаллонных тракторов и погрузчиков для работы на сжатом природном газе // Машинные технологии и новая сельскохозяйственная техника для условий Евро-Северо-Востока России: Сб. науч. тр. Материалы II-ой Междунар. науч.-практ. конф.: В 3 т. – Киров, 2001. – Т. 3. – С. 98-108.
68. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р., Лопатин О.П., Вылежанин П.Н. Исследование рабочих процессов в цилиндре газодизеля 4Ч 11,0/12,5: Монография. – Киров: Вятская ГСХА, 2004. – 330 с.
69. Создание макетного образца трактора МТЗ-80 для работы на сжатом природном газе / В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров, П.Н. Вылежанин, О.П. Лопатин // Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных двигателей внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. – Чебоксары: Чебоксарский институт МГОУ, 2002. – С. 21-24.
70. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р. Результаты исследований применения природного газа в качестве моторного топлива для сельскохозяйственного трактора МТЗ-80/82 // Улучшение технико-эксплуатационных показателей мобильной техники. Материалы 13-ой науч.-практ. конф. вузов Поволжья и Предуралья: Сб. науч. тр. – Н. Новгород: НГСХА, 2003. – С. 99-104.
71. Улучшение экологических показателей дизеля с турбовалдувом путем применения природного газа / В.А. Лиханов, А.В. Россохин, М.А. Олейник, Л.В. Рудаков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 9. – С. 8-9.
72. Михеев В.П., Медников Ю.П. Сжигание природного газа. – Л.: Недра, 1975. – 391 с.
73. Михеев В.П. Газовое топливо и его сжигание. – Л.: Недра, 1966. – 327 с.
74. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 352 с.
75. Талантов А.И. Основы теории горения. – Казань, 1975. – 252 с.
76. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. – Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.
77. Свиридов Ю.Б., Малиянский Л.В., Вихерт М.М. Топливо и топливно-поддача автотракторных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1979. – 248 с.
78. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Випа школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 169 с.

79. Лиханов В.А. Сгорание и сажеобразование в цилиндре газодизеля. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2000. – 104 с.: ил.
80. Семенов Н.Н. Цепные реакции. – Л.: ОНТИ, Госхимтехиздат, 1934. – 555 с.
81. Семенов Н.Н. Развитие теории цепных реакций и теплового воспламенения. – М.: Знание, 1969. – 95 с.
82. Ксандопуло Г.И., Дубинин В.В. Химия газофазного горения. – М.: Химия, 1987. – 240 с.
83. Хитрин Л.И. Физика горения и взрыва. – М.: Изд-во МГУ, 1957. – 576 с.
84. Основы практической теории горения / Под ред. В.В. Померанцева. – Л.: Энергия, 1973. – 264 с.: ил.
85. Лариков Н.Н. Теплотехника. – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.
86. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович, Г.М. Махвиладзе. – М.: Наука, 1980. – 478 с.
87. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Физматгиз, 1960. – 715 с.
88. Гиневский А.С. Теория турбулентных струй и следов. – М.: Наука, 1969. – 222 с.
89. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р., Вылегжанин П.Н. Исследование процессов сгорания в цилиндре дизеля при работе на сжатом природном газе // Здоровье – Питание – Биологические ресурсы: Международная науч.-практ. конф.: В 2 т. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2002. – Т. 2. – С. 259-263.
90. Девятьяров Р.Р. Анализ показателей процесса сгорания тракторного дизеля 4С11,0/12,5 при работе на природном газе // Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных двигателей внутреннего сгорания: Междуз. сб. науч. тр. – Чебоксары: Чебоксарский институт МГОУ, 2002. – С. 113-117.
91. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р. Влияние применения природного газа на показатели процесса сгорания и тепловыделения тракторного дизеля 4С11,0/12,5 // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: Междуз. сб. науч. тр. – С.-Петербург-Киров: Российская Академия транспорта, Вятская ГСХА, 2003. – С. 53-57.
92. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р., Калинин Т.В. Нагруженные характеристики дизеля 4С11,0/12,5 при работе на сжатом природном газе // Улучшение эксплуатационных показателей мобильной энергетики: Сб. науч. тр.: Материалы 12-ой науч.-практ. конф. вузов Поволжья и Предуралья. – Киров, 2001. – С. 25-28.
93. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р. Улучшение эксплуатационных показателей дизеля 4С11,0/12,5 путем применения сжатого природного газа // Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации

- автотранспортных средств: Материалы 9-ой Международ. науч.-практ. конф. – Владимир, 2002. – С. 270-272.
94. Рудаков Л.В. Индикаторные диаграммы автомобильного дизеля 4СН11,0/12,5 при использовании природного газа в качестве моторного топлива // Улучшение эксплуатационных показателей ДВС: Междуз. сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская академия транспорта, Вятская ГСХА, 2006. – Вып. 4. – С. 111-118.
95. Рудаков Л.В. Влияние использования природного газа в качестве моторного топлива на индикаторные показатели автомобильного дизеля 4СН11,0/12,5 // Науке нового века – знания молодых: Материалы 6-й науч. конф. аспирантов и соискателей. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – Ч. 1. – С. 138-141.
96. Лиханов В.А., Рудаков Л.В., Лопатин О.П. Влияние применения природного газа на индикаторные показатели, характеристики сгорания и тепловыделения автомобильного дизеля 4СН11,0/12,5 // Повышение эффективности использования автотракторной и сельскохозяйственной техники: Междуз. сб. науч. трудов XVI региональной науч.-практ. конференции вузов Поволжья и Предуралья. – Пенза: ПГСХА, 2005. – С. 203-207.
97. Рудаков Л.В. Изменение эффективных показателей дизеля 4СН11,0/12,5 при работе на природном газе путем оптимизации процессов сгорания и тепловыделения // Науке нового века – знания молодых: Материалы 6-й науч. конф. аспирантов и соискателей. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – Ч. 1. – С. 141-144.
98. Ценнер К. Наддув двигателя внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд.-ние, 1978. – 264 с.
99. Иващенко Н.Н., Красовский О.Г., Соколов С.С. Высокий наддув дизелей. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд.-ние, 1983. – 198 с.
100. Зверев И.Н., Смирнов Н.Н. Газодинамика горения. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1987. – 307 с.
101. Вильямс Ф.А. Теория горения. – М.: Наука, 1971. – 615 с.
102. Бояркинов Б.Ф., Волчков Э.П., Терехов В.И. Турбулентный пограничный слой со вдувом реагирующих веществ // Физика горения и взрыва. – 1981. – Т. 17. – № 6. – С. 21-28.
103. Marxman G.A., Gilbert M. Turbulent boundary layer combustion in the hybrid rocket // 9-th Sympos. (Internat.) on Combust. – N.Y.: Academic Press, 1963. – P. 371-379.
104. Смирнов Н.Н. Горение слоя топлива при обдувании поверхности потоком окислителя // Физика горения и взрыва. – 1982. – Т. 18. – № 5. – С. 63-70.
105. Смирнов Н.Н., Плотников С.А. Поверхностное диффузионное горение гетерогенных систем с жидким топливом // Вести. Моск. ун-та. Серия матем., механ. – 1983. – № 5. – С. 60-69.

106. Lees L. Combustion and Propulsion // Third AGARD Colloquium. – N. Y., 1958. – P. 451-498.
107. Зверев Н.И., Смирнов Н.Н. Межфазный тепломассообмен при детонации гетерогенных систем // Вест. Моск. ун-та. Серия матем., механ. – 1981. – № 3. – С. 57-62.
108. Быков А.М., Прозоров А.Н. Возможность возникновения сильных взрывов угольной пыли в тугоплавких выработках большой протяженности // ФГВ. – 1980. – Т. 16. – № 1. – С. 153-155.
109. Smirnov N.N. Heat and mass transfer in a multi-component chemically reactive gas above liquid fuel layer // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1985. – V. 28. – № 5. – P. 929-938.
110. Смирнов Н.Н. Диффузионное горение жидкого топлива в потоке с распределенными параметрами // Физика горения и взрыва. – 1984. – Т. 20. – № 3. – С. 26-35.
111. Бабкин В.С., Сеначин П.К., Крахтинова Т.В. Особенности динамики сгорания газа в закрытых сосудах при разных законах изменения поверхности пламени // Физика горения и взрыва. – 1982. – Т. 18. – № 6. – С. 14-20.
112. Матиевский Д.Д., Сеначин П.К., Толстов В.Т. Задача самовоспламенения локального объема в газодизеле, работающем на сжатом природном газе // Рабочие процессы дизелей: Учебное пособие / Под ред. В.А. Вагнера, Н.А. Иващенко, Д.Д. Матиевского. – Барнаул: Изд-во АлтайГУ им. И.И.Ползунова, 1995. – С. 80-87.
113. Сеначин П.К., Матиевский Д.Д., Сивстула А.Е. Моделирование жесткой работы газодизеля как задачи о самовоспламенении локального объема // Двигателестроение. – 1998. – № 4. – С. 16-18.
114. Гаврилов Б.Г. Химизм предпламенных процессов в двигателях. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1970. – 190 с.
115. Кумаган С. Горение / Пер. с япон. – М.: Химия, 1980. – 256 с.
116. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – 2-е изд., перераб. в доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. – 352 с.
117. Воинов А.Н. Сгорание в бистроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.
118. Свондинг Д.Б. Горение и массообмен / Пер. с англ. под ред. В.Е. Дорошенко. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.
119. Сеначин П.К., Бабкин В.С. Самовоспламенение газа перед фронтом пламени в закрытом сосуде // Физика горения и взрыва. – 1982. – Т. 18. – № 1. – С. 3-8.
120. Beretta G.P., Rachdi M., Keck J.C. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines // Combust. Flame. – 1983. – V. 52. – № 3. – P. 217-245.

121. Камфер Г.М., Назаров В.П., Афан И.Ш. Расчет периода задержки воспламенения в дизелях с объемно-пристеночным смесеобразованием // Рабочие процессы автотракторных двигателей и их агрегатов: Сб. науч. тр. МАДИ. – М., 1983. – С. 20-29.
122. Гуреев А.А., Камфер Г.М. Испаряемость топлив для поршневых двигателей. – М.: Химия, 1982. – 135 с.
123. Камфер Г.М. Расчет закона испарения топлива в дизеле по характеристике впрыска // Рабочие процессы автотракторных двигателей внутреннего сгорания. – М., 1981. – С. 24-34.
124. Гребнев А.В., Бузмаков Ю.Г. Методика проведения стендовых испытаний по улучшению эффективных показателей дизеля 4Ч 11,0/12,5 с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха // Наука и промежуточное охлаждение наддувочного воздуха // Науче молодых – знания молодых: Тез. докл. 5-ой науч. конф. аспирантов и соискателей. – Киров: Вятская ГСХА, 2005. – С. 120-123.
125. Бузмаков Ю.Г., Гребнев А.В. Методика проведения стендовых испытаний по улучшению экологических показателей дизеля 4Ч 11,0/12,5 с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха путем применения компримированного природного газа // Наука нового века – знания молодых: Тез. докл. 5-ой науч. конф. аспирантов и соискателей. – Киров: Вятская ГСХА, 2005. – С. 114-117.
126. Гребнев А.В., Бузмаков Ю.Г., Скрибин М.Л. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская Академия транспорта – Вятская ГСХА, 2008. – Вып. 5. – С. 184-188.
127. Влияние установочного угла опережения впрыскивания топлива на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 / О.П. Лопатин, М.Л. Скрибин, А.В. Гребнев и др. // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская Академия транспорта – Вятская ГСХА, 2008. – Вып. 5. – С. 201-205.
128. Гребнев А.В. Индикаторные диаграммы дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская Академия транспорта – Вятская ГСХА, 2008. – Вып. 5. – С. 116-119.

129. Гребнев А.В. Влияние применения природного газа на показатели рабочего процесса дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от угла опережения впрыскивания топлива // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская Академия транспорта - Вятская ГСХА, 2008. – Вып. 5. – С. 194-197.
130. Гребнев А.В. Влияние применения природного газа на индикаторные показатели, показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля с турбонадувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская Академия транспорта - Вятская ГСХА, 2008. – Вып. 5. – С. 113-116.
131. Гребнев А.В. Изменение показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения дизеля Д-245.7 при работе на природном газе // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская Академия транспорта - Вятская ГСХА, 2008. – Вып. 5. – С. 188-193.
132. Улучшение эффективных показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха при работе на природном газе / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, Ю.Г. Бузмаков и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 6. – С. 19-21.
133. Улучшение токсических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха при работе на природном газе / В.А. Лиханов, А.В. Гребнев, Ю.Г. Бузмаков и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 7. – С. 6-7.
134. Скрабин М.Л., Гребнев А.В., Бузмаков Ю.Г. Снижение содержания токсичных компонентов в отработавших газах дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сб. науч. тр. – СПб. – Киров: Российская Академия транспорта - Вятская ГСХА, 2008. – Вып. 5. – С. 209-215.
135. Бузмаков Ю.Г., Гребнев А.В., Скрабин М.Л. Влияние применения природного газа на токсичность отработавших газов двигателя 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха // Науке нового века – знания молодых: Сб. статей 8-й науч. конф. аспирантов и соискателей: В 2 ч. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – Ч. 2. – С. 41-45.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	3
ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	7
1.1. Перспективы применения природного газа в дизелях.....	7
1.2. Особенности применения природного газа в качестве моторного топлива для дизелей.....	17
1.3. Особенности процессов воспламенения и горения природного газа в дизелях.....	24
1.4. Модели горения и воспламенения метана в цилиндре дизеля.....	32
1.5. Влияние природного газа на показатели рабочего процесса в дизелях.....	37
1.5.1. Влияние природного газа на показатели рабочего процесса безнаддувного дизеля.....	37
1.5.2. Влияние природного газа на показатели рабочего процесса дизеля с турбонадувом.....	42
1.5.3. Влияние промежуточного охлаждения наддувочного воздуха на показатели рабочего процесса дизелей.....	47
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 С ПОНВ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ.....	49
2.1. Модель горения запального ДТ в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на природном газе.....	49
2.2. Модель воспламенения МВС в цилиндре дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ при работе на природном газе.....	58
2.3. Расчет периода задержки воспламенения при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ на природном газе.....	63
3. УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 С ПОНВ ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОЫДЕЛЕНИЯ.....	72
3.1. Влияние применения природного газа на эффективные, токсические показатели и показатели рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ.....	72
3.1.1. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ.....	72
3.1.2. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ.....	75

3.1.3. Влияние применения природного газа на индикаторные показатели, показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ.....	80
3.2. Влияние применения природного газа на индикаторные показатели и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от угла поворота коленчатого вала.....	101
3.3. Влияние применения природного газа на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ ...	107
3.3.1. Влияние применения природного газа на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки.....	107
3.3.2. Влияние применения природного газа на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала.....	117
3.4. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ.....	122
3.4.1. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки.....	122
3.4.2. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала.....	129
3.5. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ.....	133
3.5.1. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения нагрузки.....	133
3.5.2. Влияние применения природного газа на токсические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала.....	138
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	141
ЛИТЕРАТУРА.....	143

Научное издание

Лиханов Виталий Анатольевич,
Гребнев Алексей Владимирович

**УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ДИЗЕЛЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ
НАДДУВЧОГО ВОЗДУХА 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ
НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ**

Монография

Редактор Окушова И.В.

Заказ № 207. Подписано к печати 12.05.2008 г.
Тираж 500 экз. Усл. печ. л. 9,69. Формат 60x84^{1/16}.
Бумага офсетная. Цена договорная. Отпечатано с оригинал-макета.

Отпечатано в типографии ФГОУ ВПО Вятская ГСХА
610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133