

**Г. М. Кухарёнок
В. И. Березун**

**УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ**

Минск
БНТУ
2019

УДК 621.436.068.4

Кухарёнок, Г. М.

Улучшение экологических показателей дизеля / Г. М.

Кухарёнок, В. И. Березун. – Минск: БНТУ, 2019. – 149 с. – ISBN 978-985-583-368-1.

Разработаны новые теоретические положения, позволяющие улучшить экологические показатели дизеля путем выбора конструктивных и регулировочных параметров, определяющих протекание рабочего процесса. Предложены способы организации рабочего процесса, учитывающие форму индикаторной диаграммы, получены зависимости для определения выбросов вредных веществ и температуры отработавших газов после турбокомпрессора. Даны рекомендации по улучшению экологических показателей дизеля.

Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, занимающихся исследованиями, проектированием и эксплуатацией двигателей внутреннего сгорания, а также для аспирантов и студентов вузов.

Табл. 13. Ил. 62. Библиогр. 114 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом
Белорусского национального технического университета
(протокол № 2 от 15 февраля 2019 г.)

Рецензенты:

профессор кафедры «Тракторы»

Белорусского национального технического университета,

доктор технических наук, профессор *В.В. Гуськов*;

профессор, заведующий кафедрой «Тракторы, автомобили
и машины для природообустройства» Белорусской государственной
сельскохозяйственной академии, доктор технических наук,
профессор *А.Н. Карташевич*

ISBN 978-985-583-368-1

© Г. М. Кухарёнок, В. И. Березун, 2019

© Белорусский национальный
технический университет, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Перечень сокращений и условных обозначений	6
Введение	8
Глава 1 Состояние развития и направления улучшения экологических и топливно-экономических показателей дизеля	10
1.1 Современное представление о нормировании выбросов и направления развития дизеля.....	10
1.1.1 Требования к выбросам вредных веществ	10
1.1.2 Стратегия снижения выбросов вредных веществ..	13
1.1.2.1 Снижение выбросов вредных веществ за счет систем очистки отработавших газов	15
1.1.2.2 Улучшение экологических показателей дизеля применением альтернативных процессов сгорания	17
1.2 Анализ работ по совершенствованию рабочего процесса.....	19
1.2.1 Размеры и форма камеры сгорания в поршне.....	19
1.2.2 Вихревое отношение.....	20
1.2.3 Характеристики системы топливоподачи	22
1.2.3.1 Количество, диаметр и расположение сопловых отверстий распылителя, ориентация топливных факелов.....	22
1.2.3.2 Давление и угол опережения впрыска топлива.....	25
1.2.4 Рециркуляция отработавших газов	28
1.2.5 Параметры, оказывающие определяющее воздействие на выбросы вредных веществ.....	30
1.3 Анализ существующих и выбор базовой модели рабочего процесса	31
Глава 2 Математическое моделирование рабочего процесса	35
2.1 Математическая модель рабочего процесса с учетом рециркуляции отработавших газов.....	35
2.1.1 Определение параметров газов в процессах сжатия, сгорания и расширения	35
2.1.2 Определение выбросов оксида азота.....	43
2.1.3 Зависимости для определения дисперсных частиц, температуры отработавших газов после	

турбокомпрессора и расчетных коэффициентов	43
2.1.3.1 Определение выбросов дисперсных частиц.....	43
2.1.3.2 Зависимость для определения температуры отработавших газов в системе выпуска дизеля	55
2.1.3.3 Уточнение коэффициентов зависимостей для расчета процесса сгорания.....	56
2.1.4 Программа моделирования.....	58
2.2 Проверка адекватности модели.....	59
2.2.1 Индикаторная диаграмма	64
2.2.2 Выброс оксидов азота.....	67
2.2.3 Выброс дисперсных частиц.....	67
2.2.4 Температура отработавших газов после турбокомпрессора	68
Глава 3 Результаты расчетных исследований.....	70
3.1 Режимы и параметры моделирования.....	70
3.2 Способы организации рабочего процесса.....	70
3.3 Исследование выбросов оксидов азота.....	76
3.4 Определение выбросов дисперсных частиц	78
3.5 Определение топливной экономичности	79
3.6 Определение температуры отработавших газов после турбокомпрессора	81
3.7 Регрессионные зависимости для оценки совершенствования рабочего процесса	82
Глава 4 Экспериментальная установка. Объект исследования	87
4.1 Объект исследования.....	87
4.2 Экспериментальная установка	89
4.2.1 Тормозной стенд.....	89
4.2.1 Система индицирования.....	97
4.2.2 Оборудование для определения экологических показателей.....	98
4.3 Выбор конструктивных параметров дизеля.....	104
4.3.1 Камера сгорания	104
4.3.2 Распылитель.....	106
4.3.3 Головка блока цилиндров и система РОГ	107
4.3.4 Фазы ГРМ	109
4.3.5 Разработанные элементы конструкции дизеля	110

Глава 5 Оценка направлений снижения выбросов вредных веществ	111
5.1 Анализ регрессионных зависимостей	111
5.2 Проработка способов улучшения экологических показателей.....	113
5.3 Сравнение расчетных и экспериментальных данных..	117
Библиографический список.....	119
Приложение А	130
Приложение Б.....	140
Приложение В.....	146

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

СОКРАЩЕНИЯ:

ВВВ – выбросы вредных веществ;

NO_x – оксиды азота;

PM – дисперсные частицы;

РОГ – рециркуляция отработавших газов;

РП – рабочий процесс;

ОГ – отработавшие газы;

ТКР – турбокомпрессор;

СО – оксиды углерода;

ТНС – углеводороды;

ВМТ – верхняя мертвая точка;

ИД – индикаторная диаграмма;

ESC – стационарный испытательный цикл токсичности дизелей для автомобильной техники;

ETC – динамический испытательный цикл токсичности дизелей для автомобильной техники;

ELR – испытательный цикл для оценки дымности отработавших газов;

NRSC – стационарный испытательный цикл токсичности дизелей для внедорожной техники;

NRTC – динамический испытательный цикл токсичности дизелей для внедорожной техники;

«сырой» выброс – выброс вредных веществ без обработки отработавших газов системой очистки;

ОНВ – охладитель наддувочного воздуха;

ГБЦ – головка блока цилиндров;

КПД – коэффициент полезного действия;

град ПКВ – градус поворота коленчатого вала;

ВСХ – внешняя скоростная характеристика.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

V_h – рабочий объем, л;

θ – угол опережения впрыска топлива, град ПКВ;

$p_{впр}$ – давление впрыска топлива, МПа;

ρ_p – степень рециркуляции отработавших газов;
 T_r' – температуры отработавших газов после турбокомпрессора, К;
 g_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч;
 k – коэффициент поглощения, м⁻¹;
 n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;
 n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;
 M_k – крутящий момент, Н·м;
 M_{max} – максимальный крутящий момент, Н·м;
 H – вихревое отношение;
 ε – степень сжатия;
 i_c – количество сопловых отверстий распылителя;
 d_c – диаметр сопловых отверстий распылителя, мм;
 FSN – дымность, определенная по методу анализа степени затемнения пятна на фильтрующей ленте;
 μ_F – пролив распылителя, мм³;
 N – дымность, % HSU;
 p_z – максимальное давление сгорания, МПа;
 p_c – давление конца сжатия, МПа.

ВВЕДЕНИЕ

Климатические изменения на планете и загрязнение атмосферы вызывают обеспокоенность мирового сообщества, ввиду чего повсеместно на законодательном уровне вводятся ограничительные экологические нормы по ВВВ. Учитывая, что одним из значимых источников загрязнения является транспорт, вектор развития промышленности главным образом нацелен в область двигателестроения [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

Законодательно ВВВ в Республике Беларусь ограничиваются техническими регламентами Таможенного союза [9], которые базируются на европейских подходах и Правилах ЕЭК ООН, что гармонизирует направления развития отечественных предприятий с международными. Для дизеля из нормируемых ВВВ наибольшую трудность представляет снижение выбросов NO_x и PM .

Отечественными и иностранными предприятиями постоянно проводятся работы по поиску технических решений, позволяющих повысить технический уровень выпускаемой продукции с учетом технологических возможностей и целевых параметров [1, 2, 3, 6, 8]. Одним из концептуальных решений в двигателестроении стало внедрение аккумуляторных систем топливоподачи и систем РОГ. Однако открытие новых возможностей управления РП дизеля поставило дополнительные вопросы по выбору численных значений регулировочных параметров. Адаптация современных систем к дизелю представляет собой длительный процесс, ввиду чего во главу угла ставится вопрос сокращения времени доводочных работ. С другой стороны, проведение экспериментальных исследований связано со значительными материальными затратами, снизить которые можно за счет разработки математической модели РП, учитывающей параметры топливоподачи и РОГ и позволяющей прогнозировать ВВВ с учетом современных представлений о процессе сгорания.

С учетом доступных на текущий момент технологий улучшение экологических показателей дизеля обусловлено нахождением компромисса между степенью усложнения конструкции дизеля и эффективностью очистки ОГ. Достичь одних и тех же показателей по ВВВ можно за счет различных сочетаний конструктивных и регулировочных параметров, а с учетом наложения экономической составляющей, нацеленной на повышение конкурентоспособности, снижении

себестоимости продукции и затрат в полном жизненном цикле, вопрос технического обоснования выбора конструктивных решений становится едва ли не самым актуальным в двигателестроении. Работ, посвященных обоснованию выбора параметров управления рабочим процессом, недостаточно для решения современных технических задач, что свидетельствует о необходимости проведения подобных исследований. Потенциал совершенствования рабочего процесса дизеля на сегодняшний момент не исчерпан и является основным инструментом достижения современных регламентируемых экологических показателей, что делает настоящее исследование востребованным и актуальным.

ГЛАВА 1

СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

1.1 Современное представление о нормировании выбросов и направления развития дизеля

1.1.1 Требования к выбросам вредных веществ

Дизели, применяемые на автомобильном транспорте, внедорожной технике, в качестве энергетических установок и т.д. являются одним из основных источников загрязнения окружающей среды. В связи с этим во всем мире на законодательном уровне ограничивают выбросы вредных компонентов ОГ: CO , THC , NO_x , и PM [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

Нормы выбросов загрязняющих веществ для транспортных средств и внедорожной техники в Республике Беларусь гармонизированы с европейским и международным законодательствами. В их основе заложены требования Правил ЕЭК ООН №№ 24, 49 и 96.

Ввиду особенности эксплуатации транспортных средств, циклы испытаний и нормы выбросов в ОГ дизелей для автомобильной (таблица 1.1) и внедорожной техники (таблица 1.2) различны.

Таблица 1.1. – Нормы ВВВ дизелей для грузовых автомобилей и автобусов

Экологический класс	Испытательный цикл	CO	THC	NO_x	PM	k
		г/(кВт·ч)				
1	2	3	4	5	6	7
Евро 3	ESC	2,1	0,66	5,0	0,1	0,8
	ETC	5,45	0,78	5,0	0,16	
	ELR					
Евро 4	ESC	1,5	0,46	3,5	0,02	
	ETC	4,0	0,55	3,5	0,03	

Окончание таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7
	ELR					0,5
Евро 5	ESC	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
	ETC	4,0	0,55	2,0	0,03	
	ELR					
Евро 6	WHSC	1,5	0,13	0,4	0,01	–
	WHTC	4,0	0,16	0,46	0,01	

Таблица 1.2. – Нормы ВВВ дизелей для внедорожной техники

Экологический класс	Испытательный цикл	Мощность, кВт	CO	THC	NO _x	PM
			г/(кВт·ч)			
Stage 3A	NRSC	19 ≤ N _e < 37	5,5	7,5	0,6	
		37 ≤ N _e < 75	5,0	4,7	0,4	
		75 ≤ N _e < 130	5,0	4,0	0,3	
		130 ≤ N _e < 560	3,5	4,0	0,2	
Stage 3B	NRSC NRTC	37 ≤ N _e < 56	5,0	4,7	0,025	
		56 ≤ N _e < 75	5,0	0,19	3,3	
		75 ≤ N _e < 130	5,0	0,19	3,3	
		130 ≤ N _e < 560	3,5	0,19	2,0	
Stage 4	NRSC NRTC	56 ≤ N _e < 130	5,0	0,19	0,4	0,025
		130 ≤ N _e ≤ 560	3,5		0,4	

Законодательством предусмотрены испытательные циклы как на установившихся (рисунок 1.1), так и на неустановившихся режимах (рисунок 1.2). Режимы испытаний дизеля рассчитываются исходя из заявленной внешней скоростной характеристики. Для учета влияния конкретного режима на итоговый результат в методике расчета ВВВ предусмотрены весовые коэффициенты, числовые значения которых указаны на рисунке 1.1 для циклов токсичности ESC и NRSC. Рисунки построены на основании методик определения режимов испытания согласно Правил ЕЭК ООН №№ 49 и 96 для дизеля с одной внешней скоростной характеристикой.

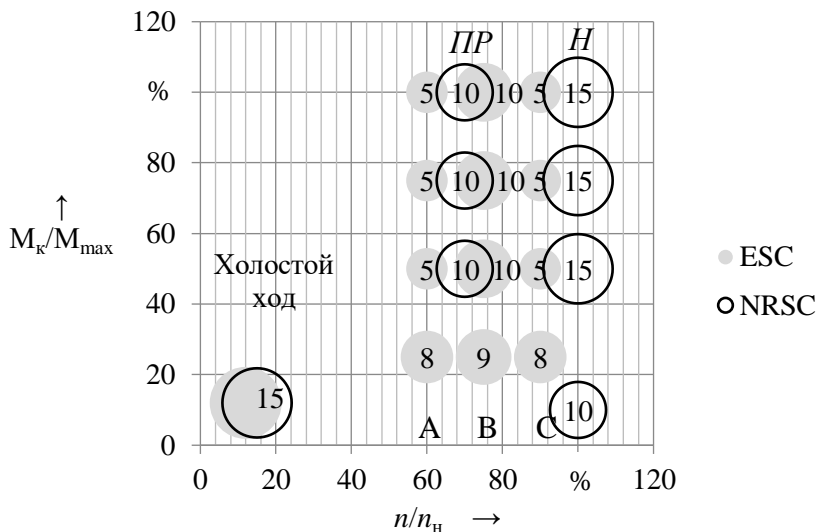


Рис. 1.1. – Сопоставление режимов установившихся циклов испытания ESC и NRSC

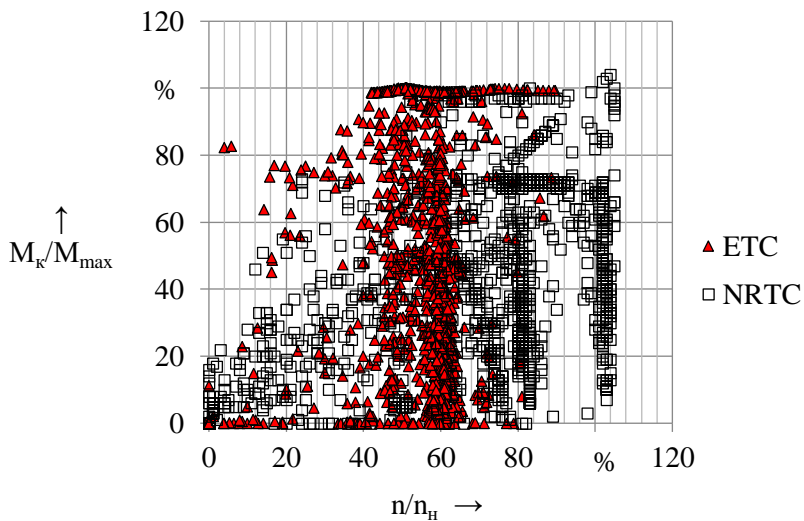


Рис. 1.2. – Сопоставление режимов неустойчивых циклов испытания ETC и NRTC

Несмотря на отличие величин нормируемых параметров и различный подход к расчету режимов испытаний, не позволяющие адекватно сравнивать итоговые результаты измерений, методика расчета ВВВ остается сопоставимой и позволяет производить сравнение выбросов на одинаковых установившихся режимах работы дизеля.

На более ранних этапах по срокам введения норм ВВВ для автомобильных дизелей особое внимание уделялось выбросам PM , а у дизелей для внедорожной техники выбросам NO_x [1, 3, 7, 9, 10]. Это вызывало применение отличающихся направлений снижения ВВВ. Ограничивающие пределы выбросов дизелей высоких экологических классов являются сопоставимыми, что в конечном итоге определило использование похожих концепций по доводке дизелей различного назначения.

1.1.2 Стратегия снижения выбросов вредных веществ

Постоянно ужесточающиеся требования экологической безопасности определили появление ряда направлений достижения ВВВ, совокупность которых представляет собой стратегию снижения выбросов (рисунок 1.3) [3, 11].

С учетом того, что достижение современных экологических норм, помимо рассмотрения средств совершенствования РП, необратимо связано с использованием систем очистки ОГ, выделяют три основных направления стратегии:

- доводка РП в сторону снижения выбросов NO_x , а возрастающие при этом выбросы PM снижают за счет применения технологии сажевых фильтров (СФ);

- доводка РП в сторону снижения выбросов PM , а возрастающие при этом выбросы NO_x снижают за счет применением технологии селективно-каталитического восстановления (СКВ);

- комбинированный.

Выбор между подходами зависит от области применения и режимов эксплуатации транспортного средства, наличия качественного малосернистого дизельного топлива, доступности реагентов на заправочных станциях и т.д. Многие ведущие производители, ограниченные временем вступления промежуточных стадий экологических норм и рассматривая РП дизеля, как основной источник снижения ВВВ, исследовали новейшие технологии топливоподачи с давлением

впрыска выше 200 МПа и высокопроизводительные системы наддува, в дальнейшем заявляя о необходимости применения современных экспериментальных систем для выполнения перспективных требований экологического законодательства [1, 2, 3, 5, 6, 12, 13, 14, 15, 16, 17].

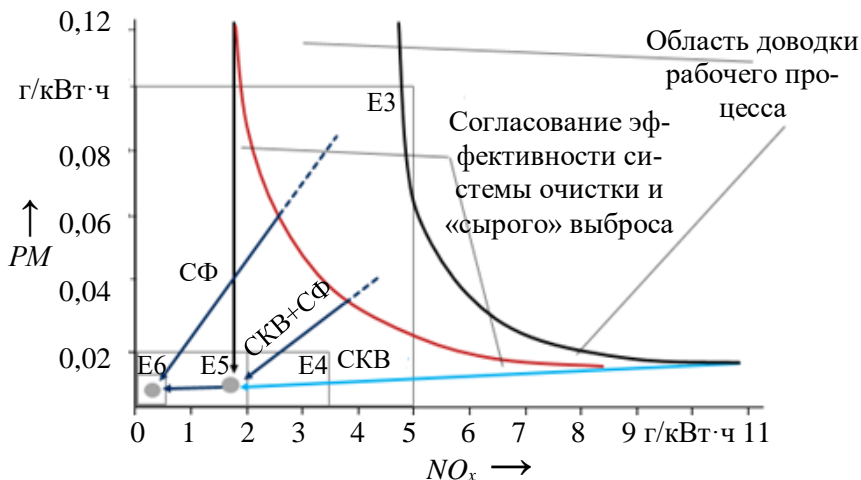


Рис. 1.3. – Стратегия достижения современных требований экологической безопасности

Максимальное давление сгорания в цилиндре в такой комплектации находится на уровне 20 МПа, что предполагает внедрение сложных технических решений, обеспечивающих более надежный газожидкостный стык, большую прочность деталей дизеля и производительность системы охлаждения. Однако, начиная с норм ЕВРО-4 и Stage 3В обеспечить экологические выбросы только за счет совершенствования РП становится проблематично, поэтому мировые производители на дизелях высокого технического уровня активно внедряют системы очистки ОГ [11, 13]. С учетом развития технологий очистки постановка задачи модифицировалась в сторону нахождения компромисса между сложностью как следствие удорожанием конструктивных элементов дизеля и совершенствованием технологии очистки.

С другой стороны, применение систем очистки ОГ с большой эффективностью позволяет получить высокие экологические показатели на дизелях более низкого технического уровня, отличающихся простотой конструкции, с относительно высокими «сырыми» ВВВ. Как правило, спрос на такую продукцию возникает у потребителей внедорожной техники, значительно удаленных от сервисных центров и вынужденных самостоятельно обслуживать технику в полевых условиях. Недостатком такого решения является более высокий расход топлива и дорогая система нейтрализации ОГ с высоким уровнем вложений драгоценных металлов, необходимых для обеспечения компенсации ухудшения показателей, ввиду ускоренного снижения эффективности системы при работе с высокой степенью конверсии.

Рекомендаций по определению соотношения между необходимой степенью совершенствования РП дизеля и степенью сложности технологии очистки ОГ с точки зрения создания комплексной сбалансированной системы в современных научных работах не предлагается. В связи с этим возникает неопределенность в сфере определения граничных условий параметров, определяющих характер протекания РП, для каждого режима цикла токсичности. Решение этого вопроса, в призме рассмотрения обеспечения результирующего значения выбросов с учетом топливной экономичности, является одной из важнейших задач совершенствования РП дизеля.

1.1.2.1 Снижение выбросов вредных веществ за счет систем очистки отработавших газов

Системы очистки ОГ, в зависимости от лимитируемого уровня выбросов, могут состоять из различных блоков, отличающихся по конфигурации, а также материалами и содержанием драгоценных металлов [11].

Настройки дизеля, способствующие снижению «сырых» ВВВ, не всегда благоприятно сказываются на обеспечении температурного режима, необходимого для эффективной работы системы очистки. В этом случае для компенсации эффективности необходимо увеличивать объем и плотность ячеек нейтрализатора, что ведет к росту противодавления и массы системы [3, 11]. На переходных режимах рассматриваются параметры динамики прогрева системы, улучшение

которых связано с проработкой компоновочных решений расположения полезного объема блоков нейтрализации ОГ.

В отличие от альтернативных способов сгорания, применение систем очистки ОГ позволяет не «зажимать» РП дизеля в сторону низкоэффективного сгорания, что дает возможность обеспечить требуемые экологические показатели с меньшим расходом топлива. Базовыми характеристиками для разработки систем очистки являются параметры ОГ, из которых температура ОГ, являясь следствием протекания процесса сгорания в цилиндре, оказывает непосредственное влияние на эффективность работы систем очистки ОГ.

Нижний порог начала протекания реакции восстановления в системе СКВ находится в пределах изменения температуры ОГ ($T_{ОГ}$) 180...220 °С. А эффективный температурный диапазон работы может варьироваться в зависимости от применяемого материала (рисунок 1.4) [11] и имеет довольно узкий коридор обеспечения высокой степени конверсии NO (K_{NO}).

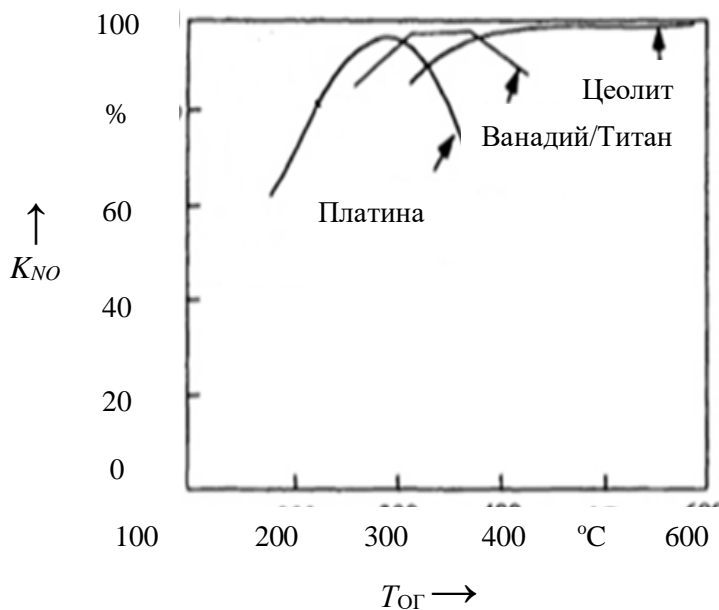


Рис. 1.4. — Зависимость K_{NO} системы очистки ОГ от $T_{ОГ}$ с различным покрытием катализаторов

В связи с этим концепция управления рабочим процессом должна учитывать температуру ОГ в совокупности с типом и эффективностью системы очистки ОГ. Для реализации такого подхода требуется дополнить модель расчета РП зависимостью прогнозирования температуры ОГ.

1.1.2.2 Улучшение экологических показателей дизеля применением альтернативных процессов сгорания

Протекание РП современных дизелей сопряжено с гетерогенным смесеобразованием и высокотемпературным сгоранием. В этих условиях в зависимости от перераспределения локального коэффициента избытка воздуха в цилиндре процесс образования вредных компонентов смещается либо в сторону интенсификации образования NO_x , либо PM . В последнее время особое внимание уделяется поиску стратегий сгорания, позволяющих найти компромисс между противоречивостью условий образования этих двух компонентов ОГ (рисунок 1.5) [3, с. 672]. На рисунке оттенком показана область, характеризующая интенсивность образования вредных веществ (белым цветом показана область с низкой интенсивностью, черным – с высокой). Организация альтернативных процессов сгорания, приводящих к низкотемпературному протеканию реакции окисления, позволяет добиться определенных результатов в этом вопросе, для чего процесс смесеобразования дизеля необходимо приблизить к гомогенному, более характерному для бензиновых двигателей. Улучшению гомогенизации способствует увеличение времени на смесеобразование, т.е. для дизеля соответствует расширению границ периода задержки воспламенения.

Наиболее близким из альтернативных процессов сгорания к классическому дизельному является HCLI (Homogeneous charge late injection). Гомогенизация в этом случае достигается смещением угла опережения впрыска в сторону увеличения с одновременным увеличением степени РОГ (50...80 %). Для достижения весомых результатов необходимо подавать топливо за 90...140 град ПКВ до ВМТ, что приводит к попаданию топливных струй на стенки цилиндра и из-за недостаточной испаряемости в этих условиях разжижает моторное масло.

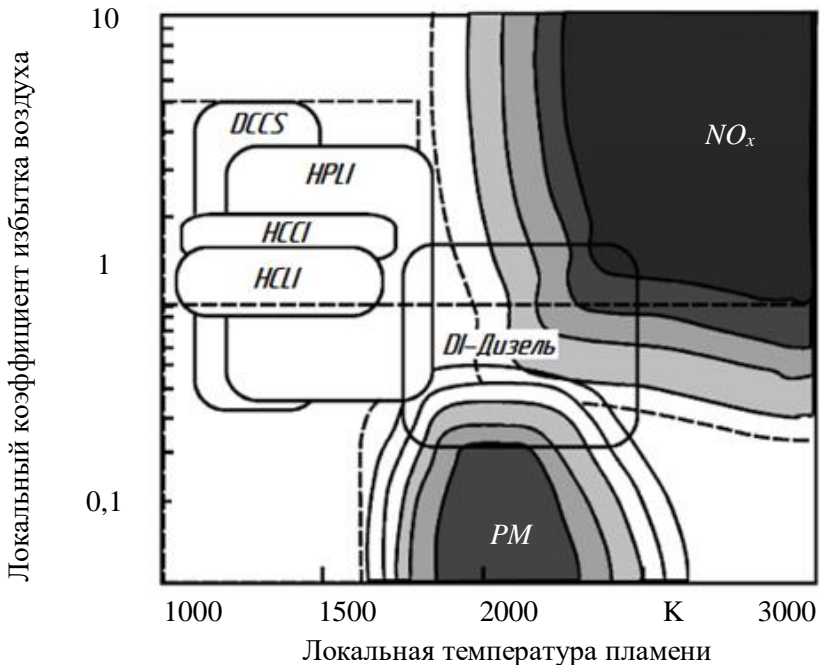


Рис. 1.5. – Альтернативные процессы сгорания

Процесс HPLI (Highly premixed late injection) осуществляется при средних значениях степени ПОГ, ввиду чего впрыск смещается в сторону запаздывания. Воспламенение в этом случае происходит далеко за ВМТ, что связано со значительным ростом температуры ОГ.

Система контроля сгорания разбавлением свежего заряда DCCS (Dilution controlled combustion system) заключается в разбавлении свежего заряда отработавшими газами без резкого смещения угла опережения впрыска. Частным случаем и наиболее перспективным из альтернативных процессов является сгорание гомогенизированного заряда с воспламенением от сжатия (HCCI - Homogeneous charge compression ignition), для организации которого необходимо снижение степени сжатия до 12...14 с обеспечением степени ПОГ до 40...80 %.

Несмотря на серьезные достижения в поиске и исследовании новых процессов сгорания, остаются нерешенными вопросы по реали-

зации сгорания в области высоких нагрузок [3]. Проблемы в организации точного управления составом смеси, исключая детонацию и пропуск воспламенения на переходных режимах, является серьезным препятствием в реализации низкотемпературного горения.

Следует отметить, что подходы, закладываемые в новых способах организации процесса сгорания, приводят к увеличению расхода топлива с одновременным усложнением конструкции дизеля и, вследствие этого, носят характер далекой перспективы. В ближайшее же время, наиболее интересны решения экологического вопроса с меньшими производственными и эксплуатационными затратами [3, 6, 15, 16, 18].

1.2 Анализ работ по совершенствованию рабочего процесса

1.2.1 Размеры и форма камеры сгорания в поршне

Форма и размер камеры сгорания оказывают определяющее влияние на процессы, протекающие в цилиндре, и зависят от преобладающего типа смесеобразования.

С уменьшением диаметра камеры сгорания ($d_{кс}$) тепловой поток фокусируется внутри объема камеры в поршне, что ускоряет процесс испарения капель топлива и, как следствие, интенсификацию объемно-плочного смесеобразования. Это приводит к снижению периода задержки воспламенения топлива, интенсификации сгорания в начальной фазе и сокращению продолжительности. Поверхности днища поршня и головки цилиндров становятся термически разгруженнее, что увеличивает выброс THC и сажи, выброс NO_x , ввиду снижения степени повышения давления, снижается [19, 20, 21, 22].

С увеличением $d_{кс}$ уменьшается поверхность теплообмена с поршнем, что приводит к перераспределению тепловых потерь, определяемых конвекцией и теплоизлучением факела. Доминирующим становится объемный тип смесеобразования, интенсивность протекания сгорания снижается, что растягивает период активного тепловыделения [23, 24].

Выбор конфигурации камеры сгорания неразрывно связан с согласованием количества, формы, расположения в пространстве топливных факелов и воздушного вихря. На маломощных дизелях, имеющих малые цикловые подачи, небольшой рабочий объем и диаметр

цилиндра, достаточно сложно организовать качественное смесеобразование. Вихревому движению воздушного заряда в этом случае придается определяющая роль, при этом целесообразно применять топливоподающую аппаратуру с небольшой интенсивностью. Эффективность сгорания в дизелях с большими $d_{кк}$ обеспечивается за счет увеличения давления впрыска с одновременным увеличением количества отверстий распылителя, причем высокой интенсивности воздушного вихря не требуется. С ростом $d_{кк}$ целесообразно переходить с разделенных КС на неразделенные, ввиду уменьшения образующей поверхности КС, что способствует снижению потерь теплоты в стенки и, как следствие, уменьшению расхода топлива [1].

Ввиду смещения акцента в сторону экологического приоритета, а также развития систем электронного управления и систем топливоподачи, некоторые аспекты выбора параметров КС требуют уточнения, для чего необходимо провести специальное исследование по выбору формы КС.

1.2.2 Вихревое отношение

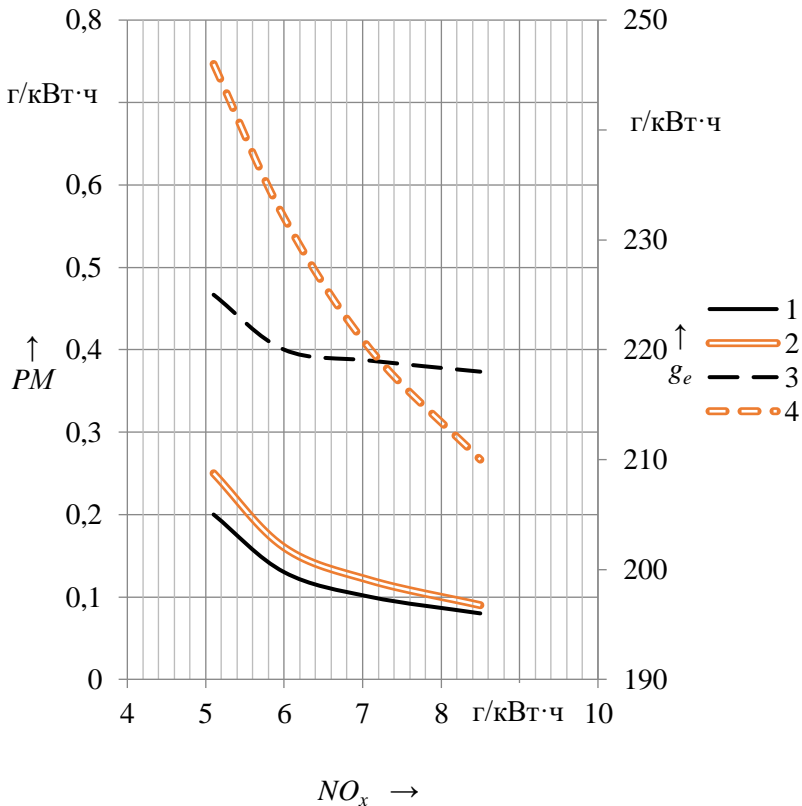
Совершенствование РП дизелей непосредственно связано с обеспечением оптимального вихревого отношения H , значение которого зависит от количества и формы топливных факелов [25]. Критерием выбора для достижения максимального индикаторного КПД является продолжительность впрыска топлива, в течение которого заряд должен повернуться на угловое перемещение, образованное границами соседних струй.

При отклонении скорости движения воздушного заряда в сторону уменьшения наблюдается неэффективное использование воздуха в камере сгорания. При увеличении скорости топливные факелы пересекаются на завершающей стадии сгорания, образуя зоны кислородного голодания, что приводит к увеличению интенсивности образования продуктов неполного сгорания [26].

Создание вихревого движения заряда снижает наполнение цилиндров ввиду увеличения потерь давления во впускных каналах ГБЦ на сопротивление деталям конструкции, формирующим вращательное движение. Поэтому развитие топливоподающей аппаратуры в сто-

рону увеличения давления впрыска и возможности изготовления распылителей с большим количеством сопловых отверстий при малом диаметре, обусловили тенденцию снижения H [27].

При одинаковом выбросе NO_x достигнуть меньших PM и g_e удастся при меньшем H . Результаты исследования [28, 29], полученные путем изменения θ на одноцилиндровой установке со степенью сжатия $\varepsilon = 17$ и размерностью $137,8 \times 127$ мм, приведены на рисунке 1.6.



PM при: 1 – $H = 0,9$; 2 – $H = 1,7$;
 g_e при: 3 – $H = 0,9$; 4 – $H = 1,7$

Рис. 1.6. – Зависимость PM и g_e от NO_x при различном H

Выбор оптимального значения H способствует равномерному распределению топлива, лучшему испарению и многоочаговому характеру воспламенения. Организации вихря на режимах с малой цикловой подачей топлива при низких частотах вращения уделяется особое внимание, ввиду ухудшения качества распыливания топлива. Управление значением H с изменением режима работы дизеля не получило распространения ввиду трудности организации данного процесса [1].

Несмотря на то, что исследованию создания и доводке H посвящено множество работ, вопрос влияния на токсичность малоизучен и нуждается в переосмыслении с учетом взаимного согласования конструктивных и оперативно изменяющихся параметров.

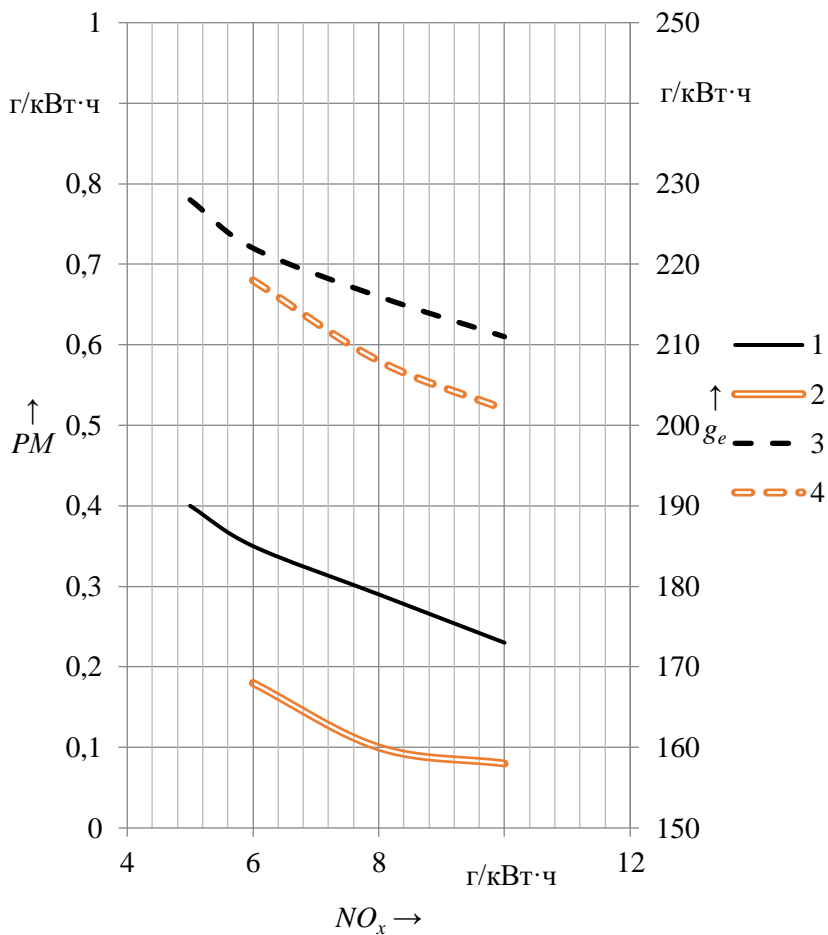
1.2.3 Характеристики системы топливоподачи

1.2.3.1 Количество, диаметр и расположение сопловых отверстий распылителя, ориентация топливных факелов

Совершенствование конструкции распылителя направлено на организацию смесеобразования топливного факела с максимальной степенью использования воздуха в камере сгорания. Образование зон, переобогащенных топливом, ухудшает процесс сгорания. На форму факелов и процесс протекания впрыска влияет количество, диаметр и угловое расположение сопловых отверстий распылителя в пространстве камеры сгорания. Наиболее целесообразным с точки зрения реализации потенциала снижения ВВВ, при оптимально выбранном H , является увеличение числа i_c с одновременным уменьшением их диаметра.

В исследованиях [28] приведены зависимости влияния количества распыливающих отверстий на экологические и топливно-экономические показатели, полученные на одноцилиндровой установке со степенью сжатия $\epsilon = 17$, размерностью 137,8x127 мм, путем изменения угла опережения впрыска топлива (рисунок 1.7).

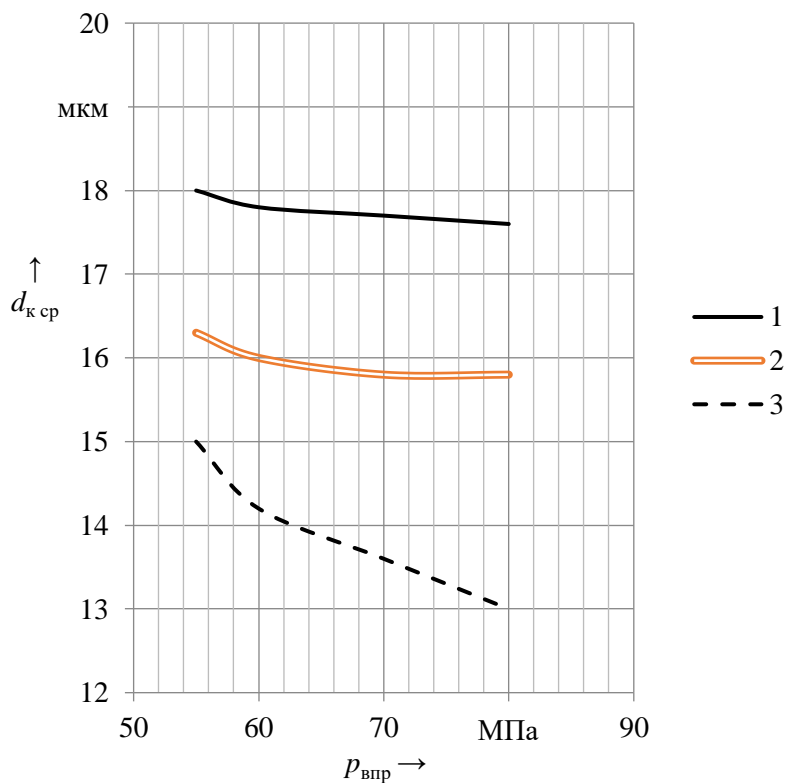
Снижение диаметра сопловых отверстий благоприятно сказывается на качестве распыливания топлива [29] и позволяет более эффективно использовать давление впрыска топлива.



PM при: 1 - $i_c = 5$; 2 - $i_c = 7$;
 g_e при: 3 - $i_c = 5$; 4 - $i_c = 7$

Рис. 1.7. – Зависимость PM и g_e от NO_x и количества распыливающих отверстий
 Причем при одинаковом $p_{впр}$, дисперсность впрыскиваемого топлива, оцениваемая средним диаметром капель ($d_{к\text{ ср}}$), выше при меньшем проходном сечении сопла (рисунок 1.8).

Уменьшение диаметра сопел без увеличения давления впрыска ведет к затягиванию процесса топливоподачи, что негативно сказывается на расходе топлива и дымности [2, 13, 30]. В связи с этим, совершенствование РП неразрывно связано с тенденцией увеличения давления впрыска.



1 — $d_c = 0,2$ мм; 2 — $d_c = 0,17$ мм; 3 — $d_c = 0,15$ мм

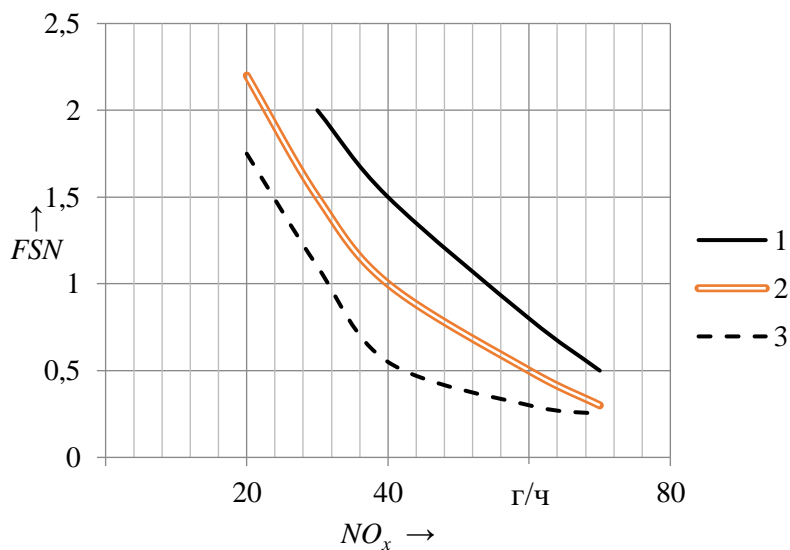
Рис. 1.8. — Зависимость $d_{к\ ср}$ от $P_{впр}$ и d_c

Подходы в определении параметров распылителя не потеряли своей актуальности, для достижения современных экологических требований, выбор параметров впрыска необходимо осуществлять с учетом конструктивных параметров.

1.2.3.2 Давление и угол опережения впрыска топлива

Давление впрыска топлива оказывает существенное влияние на процесс смесеобразования и сгорания, что влияет на расход топлива и ВВВ.

Повышение давления улучшает мелкость распыливания и уменьшает продолжительность впрыска, увеличивая температуру и скорость сгорания, что приводит к сокращению зон с низким значением локальных α , являющихся источником образования сажевых вредных компонентов отработавших газов [1, 2]. Однако увеличение температуры сгорания интенсифицирует окислительные процессы, что увеличивает выброс NO_x (рисунок 1.9) [2]. Высокое давление впрыска способствует началу распада струи уже у сопловых отверстий распылителя, угол раскрытия и дальнобойность топливного факела возрастает. Это приводит к увеличению объема факела и более эффективному охвату области камеры сгорания.



1 – $p_{впр} = 54$ МПа; 2 – $p_{впр} = 64$ МПа; 3 – $p_{впр} = 74$ МПа

Рис. 1.9. – Зависимость дымности от NO_x и $p_{впр}$

В работах [2, 13, 14, 15, 16, 31, 32, 33] рассмотрены способы выбора параметров топливоподачи для улучшения экологических и топливно-экономических показателей дизеля. Улучшение смесеобразования достигается за счет мелкости распыливания и плотности распределения топлива в объеме камеры сгорания. Дисперсность топливной субстанции определяет динамику испарения смеси и влияет на характер сгорания. Равномерность распределения топлива и, как следствие, эффективность использования воздушного заряда определяются скоростью распространения, углом конуса струй и дальностью факела, что говорит о необходимости согласования параметров впрыска с конфигурацией распылителя [34, 35].

С точки зрения протекания процесса, давление впрыска топлива влияет на характеристику топливоподачи и определяет динамичность протекания цикла. Резкий передний фронт впрыска влияет на тепловыделение начальной стадии сгорания, что увеличивает жесткость процесса, шумность и выброс NO_x . Сглаживание переднего фронта за счет снижения давления впрыска приводит к росту дымности и ухудшению топливно-экономических показателей вследствие увеличения продолжительности топливоподачи [34].

Большое количество исследований, посвященных изучению РП, показывают целесообразность организации смесеобразования главным образом за счет энергии от впрыска топлива, а не вихревого движения воздушного заряда [3, 12, 14, 15, 24].

Высокая интенсивность впрыска ограничивается полезной динамикой сгорания и негативностью фактора попадания топлива на относительно холодные стенки камеры сгорания при низких режимах нагружения в результате сокращения продолжительности впрыска.

Создание высоких $p_{впр}$ на механических системах топливоподачи приводит к преждевременному износу элементов привода за счет циклических пиков нагрузок, возникающих во время сжатия топлива плунжером топливного насоса высокого давления перед впрыском. Выполнение современных требований ВВВ предполагает также гибкое управление его значением на всех частотно-нагрузочных режимах работы дизеля, что определяет предпочтение массового применения аккумуляторных систем впрыска. Повышение $p_{впр}$ является существенным способом доводки РП, однако для эффективной реализации его потенциала необходима модернизация конструктив-

ных параметров дизеля в сторону изменения формы и размеров камеры сгорания, параметров распылителя и конфигурации впускных каналов.

Точное регулирование θ в значительной степени влияет на экологические и топливно-экономические показатели. С уменьшением θ сокращается продолжительность реакции окисления продуктов сгорания и периода задержки воспламенения, что приводит к снижению максимальной температуры и давления в цилиндре. В результате интенсивность на фазе активного тепловыделения уменьшается и процесс сгорания смещается на линию расширения, снижая индикаторный КПД. Выброс NO_x при этом снижается, однако количество CO , THC , сажи в отработавших газах и расход топлива растут [36, 37, 38, 39]. При приближении θ к ВМТ динамика изменения температуры заряда замедляется, вследствие чего перестают изменяться условия испарения и воспламенения топлива [40, 41, 42], что снижает скорость образования NO (рисунок 1.10).

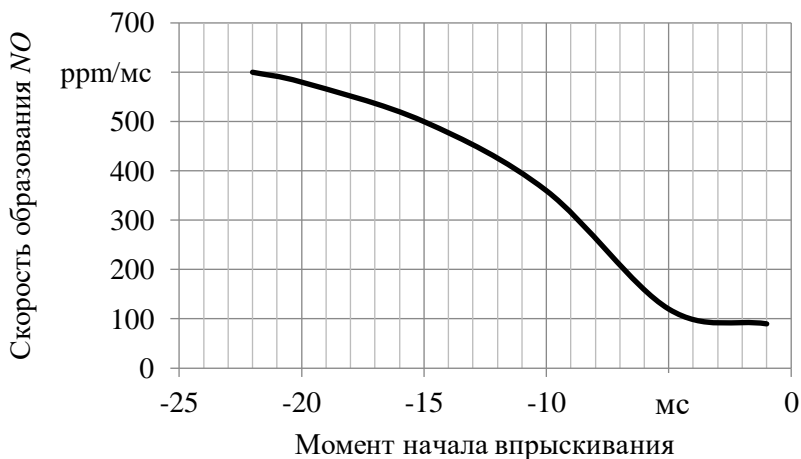


Рис. 1.10. – Зависимость скорости образования NO от момента начала впрыскивания

Для обеспечения актуальных экологических норм необходимо организация гибкого управления изменением θ в зависимости от режима работы дизеля, а также коррекцию θ при запуске и прогреве для снижения величины и продолжительности выброса «белого

дыма». Ввиду требований по одновременному выполнению норм эмиссии и обеспечения приемлемого расхода топлива закон оптимальных θ является нелинейным. Обеспечить сложный алгоритм управления θ могут только системы с электронным управлением процесса подачи топлива. С активным применением аккумуляторных систем топливоподачи и ужесточением экологических норм, выбор параметров топливоподачи при определении направления снижения ВВВ является основным вопросом современных исследований.

1.2.4 Рециркуляция отработавших газов

Рециркуляция отработавших газов является эффективным способом снижения NO_x , основывающаяся на процессах сокращения концентрации кислорода в камере сгорания, и снижении температуры при более высокой теплоемкости инертных газов, H_2O и CO_2 , напрямую не участвующих в процессе сгорания [13]. Увеличение ρ_p снижает коэффициент избытка воздуха, который уменьшает интенсивность образования NO (рисунок 1.11) [40].

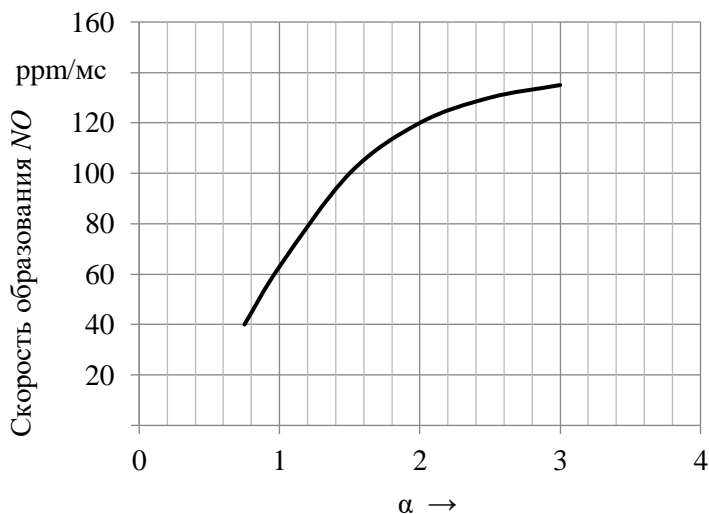


Рис. 1.11. – Зависимость скорости образования NO от α

Высокие значения α дают возможность реализовать снижение NO_x за счет уменьшения θ при практически неизменном расходе топлива и выбросов неполного сгорания, за счет полноты и высокой скорости сгорания топлива [43]. Но при превышении пороговой величины α , индикаторный КПД снижается за счет ухудшения распыливания топлива и увеличения энергии, пошедшей на сжатие излишнего воздушного заряда, энергия которого не используется в процессе сгорания [44]. При увеличении нагрузки, в некоторых зонах камеры сгорания значения локальных α снижаются за счет возрастания цикловой подачи топлива, что приводит к увеличению интенсивности образования сажи, а при достижении локальных $\alpha = 1,0 \dots 1,2$ наблюдается резкое увеличение выбросов NO_x [45].

На дизелях грузовых автомобилей эффективный диапазон охлаждаемой РОГ составляет $0,05 \dots 0,25$ [13]. Влияние степени РОГ на ВВВ показаны на рисунке 1.12 [41, с. 7].

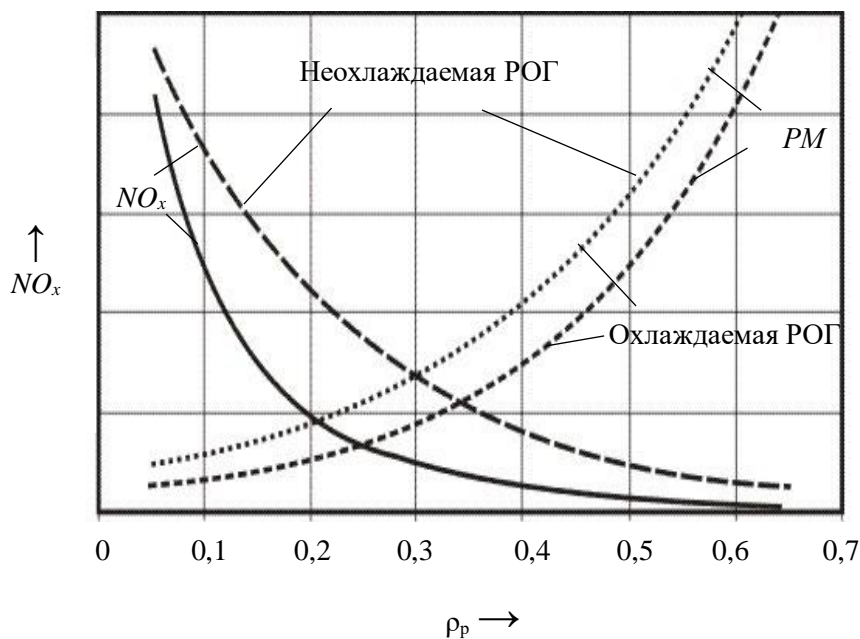


Рис. 1.12. – Влияние степени РОГ на выброс NO_x и PM

Для снижения проявления негативных факторов применения РОГ (резкий рост расхода топлива, *PM*, *THC*, *CO*, увеличение износа деталей дизеля и снижение долговечности) необходим комплексный подход согласования степени РОГ с конструктивными параметрами дизеля и параметрами топливоподачи.

1.2.5 Параметры, оказывающие определяющее воздействие на выбросы вредных веществ

Рассмотрев работы по совершенствованию РП в совокупности с направлениями стратегии снижения ВВВ, следует выделить неизменяющиеся конструктивные параметры и регулировочные (оперативные) параметры, варьируемые в процессе работы дизеля. Перевод параметров в изменяющиеся в зависимости от режима работы повышает потенциал снижения ВВВ, однако снижает надежность и долговечность дизеля.

Проведенный анализ позволяет выделить параметры, определяющие эффективность протекания РП (рисунок 1.13).



Рис. 1.13. – Параметры, оказывающие определяющее воздействие на ВВВ

Среди рассмотренных факторов особое внимание заслуживают параметры: давление впрыска, угол опережения впрыска и степень РОГ ввиду определяющего влияния на ВВВ и топливно-экономические показатели. Вместе с тем смещение диапазона эффективных значений варьируемых параметров определяется базовыми конструктивными параметрами дизеля. В связи с этим применение аккумуляторных систем впрыска позволяет осуществлять гибкое управление давлением впрыска и углом опережения впрыска без усложнения конструкции, а в совокупности с применением системы РОГ позволяют согласовать между собой конструктивные параметры дизеля на различных режимах его работы.

Выделенные параметры достаточно подробно исследованы в научных публикациях, однако ужесточение требований к выбросам дизелей требует уточнения их взаимного влияния на экологические и топливно-экономические показатели.

1.3 Анализ существующих и выбор базовой модели рабочего процесса

Выполнение современных требований, предъявляемых к дизелям в области топливной экономичности и экологической безопасности, без использования математического моделирования не представляется возможным. Между тем требования к математическим моделям РП ввиду постоянного ужесточения законодательств неуклонно растут.

В зависимости от основополагающего закона и представления пространства, модели подразделяются на: 1-, 2-, 3- зонные и многозонные [46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60].

Существующее многообразие моделей можно классифицировать как термодинамические и модели на основе решения задач пространственной гидродинамики CFD (Computational Fluid Dynamic).

Наибольшее распространение получили термодинамические модели, в которых объект исследования представляется как открытая термодинамическая система или совокупностью систем, обменивающихся массой и энергией. Наиболее сложными и востребованными являются работы, посвященные описанию сгорания. В настоящее время практическое распространение получили следующие разновидности моделей:

- однозонные, нольмерные модели;
- многомерные модели;
- феноменологические модели.

Нольмерные модели снизили популярность в использовании за счет своей простоты. Родоначальником моделирования РП по праву считается В. И. Гринивецкий (1907 г.) [46]. Его модель в последствии усовершенствована в трудах Э.К. Мазинга и Н. Р. Брилинга. Она базируется на первом начале термодинамики и законе состояния идеального газа. Процесс сгорания в дизелях описывается аналогично теоретическому циклу со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера). Переход от теоретического цикла к действительному осуществляется введением коэффициентов использования теплоты и полноты ИД. Для расчета температуры сгорания T_s , исходя из элементарного состава топлива и коэффициента избытка воздуха, определяют теплоемкости свежего заряда и отработавших газов. Использование данной модели целесообразно для проведения приближенных расчетов с целью определения литража дизеля при заданной степени форсирования.

Самой ранней зарубежной моделью можно назвать модель А. Austen и W. Lyn (1960 г.), в которой для описания скорости тепловыделения используются алгебраические уравнения [60, 61]. Скорость впрыска была представлена в форме элементарных прямоугольных импульсов, а тепловая энергия – экспоненциально спадающей функцией. В модели отсутствуют универсальные константы распада элементарных скоростей тепловыделения в различных типах дизелей и условий их эксплуатации. Поэтому метод формального описания процесса сгорания, в котором предлагается кривые изменения давления на участке сгорания заменять геометрическими кривыми, не получил широкого распространения.

Глобальная функция скорости тепловыделения И.И. Вибе (1970 г.) получила широкое признание в моделировании дизелей [62] и оставалась лучшей на протяжении длительного времени. Она усовершенствована в модели Е.А. Лазарева, учитывающей два периода сгорания [63].

В CFD моделях решается система уравнений сохранения импульса, массы, энергии, и состояния для огромного количества эле-

ментов разбиения. Этот подход является перспективным, однако более трудоемок и требователен к производительности вычислительной техники. Последние работы в этой области сосредоточены на уточнении описания развития и разрушения топливных струй. Наиболее популярными на сегодняшний день являются разработки университета Висконсин-Мэдисон, реализовавшиеся в моделях турбулентного диффузионного сгорания В. Margnussen и R. Reitz [64].

Ввиду широкой коммерциализации направления технического инжиниринга активно развиваются подходы замкнутого пространственного расчета дизеля, как единого целого. В зависимости от разрешения размерной сетки расчет одной итерации может занимать до нескольких дней, причем подготовка исходных данных порой соизмерима с временем вычислительных операций. Однако при замене расчетных блоков эмпирическими зависимостями, решение задачи можно свести к модели меньшей размерности и значительно ускорить вычислительный процесс.

Использование пространственных моделей в фундаментальных исследованиях является оправданным, однако при решении прикладных инженерных задач незначительная поправка точности не всегда способна перекрыть временные затраты и загрузку операционных средств вычислительной техники. Учитывая современные тенденции развития двигателестроения и спектр решаемых задач по поиску компромисса между повышением эффективности сгорания и снижением ВВВ, наиболее привлекательными являются феноменологические модели. А учитывая, что производительность современных электронных блоков управления дизелей значительно ниже, чем у персональных компьютеров, интерес к решению современных задач по управлению системами дизеля в динамике за счет совершенствования моделей меньшей размерности будет актуальным и востребованным в ближайшей перспективе.

Основным отличием между феноменологическими моделями рабочего процесса в дизеле является представление о поведении и развитии топливной струи.

Среди ярких представителей многозонного моделирования, в котором отражены современные подходы расчета РП дизеля, следует выделить Н.Ф. Разлейцева [65] и Н. Hiroyasu [66]. Обе модели имеют как недостатки, так и преимущества друг перед другом. Однако тот факт, что в модели Н.Ф. Разлейцева учитывается форма, структура

по протяженности распространения струи и температура поверхности пристеночного потока, позволяет считать ее более перспективной. Поэтому она была взята за основу для проведения моделирования рабочего процесса дизеля.

Феноменологическая модель Н.Ф. Разлейцева учитывает геометрические параметры цилиндра, частично описывает физико-химические процессы смесеобразования и горения, ее безусловным преимуществом является наличие подмодели расчета выброса сажи. Однако в базовой концепции не предусмотрена возможность расчета РП дизеля с РОГ, выбросов PM и NO_x . Поэтому в математическую модель необходимо включить дополнительные зависимости для их определения.

ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

2.1 Математическая модель рабочего процесса с учетом рециркуляции отработавших газов

2.1.1 Определение параметров газов в процессах сжатия, сгорания и расширения

В основу математической модели положено первое начало термодинамики:

$$\Delta Q_n = \Delta U_n + \Delta L_n + \Delta Q_{wn}, \quad (2.1)$$

где ΔQ_n – количество теплоты, выделившееся при сгорании топлива, кДж;

ΔU_n – изменение внутренней энергии газов, кДж;

ΔL_n – работа газов, кДж;

ΔQ_{wn} – потери теплоты вследствие теплопередачи, кДж.

Уравнение (2.1) решено конечно-разностным методом относительно текущего давления газов в цилиндре [67, 68, 69]:

$$P_{n+1} = \frac{2000 \cdot G_{ц} \cdot H_u \cdot (\Delta x - \Delta x_w) + P_n \cdot \left(\left(2 \cdot \frac{C_v}{R} + 1 \right) \cdot V_n - V_{n+1} \right)}{\left(2 \cdot \frac{C_v}{R} + 1 \right) \cdot V_{n+1} - V_n}, \quad (2.2)$$

где P_n и P_{n+1} – давления газов в начале и конце расчетного участка, МПа;

$G_{ц}$ – цикловая подача топлива, кг/цикл;

H_u – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;

Δx – относительное количество теплоты, выделившееся на расчетном участке;

Δx_w – относительные потери теплоты от газов в стенки на расчетном участке;

C_v – теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме для расчетного участка, Дж/(кг·К);

R – газовая постоянная Дж/(кг·К);

V_n и V_{n+1} – объемы газов в начале и конце рассматриваемого участка, см³.

Относительное количество теплоты Δx , выделившееся на расчетном участке, рассчитывается по методике, основные положения которой приведены в работе Н. Ф. Разлейцева [65]. Согласно этой методике в зависимости от последовательности процессов, протекающих в цилиндре дизеля, интенсивность выгорания топлива равна:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \nu_0 \cdot \frac{dx_0}{d\varphi} + \nu_1 \cdot \frac{dx_1}{d\varphi} + \nu_2 \cdot \frac{dx_2}{d\varphi} + \nu_3 \cdot \frac{dx_3}{d\varphi}, \quad (2.3)$$

где $\frac{dx}{d\varphi}$ – интенсивность выгорания топлива, 1/град ПКВ;

$\frac{dx_0}{d\varphi}$ – интенсивность выгорания паров топлива, образовавшихся

за период задержки воспламенения, 1/град ПКВ;

$\frac{dx_1}{d\varphi}$ – интенсивность сгорания испаряющегося топлива, 1/град ПКВ;

$\frac{dx_2}{d\varphi}$ – интенсивность догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания в процессе топливоподачи, 1/град ПКВ;

$\frac{dx_3}{d\varphi}$ – интенсивность догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания после окончания топливоподачи, 1/град ПКВ;

$\nu_0 \dots \nu_3$ – булевы функции, определяющие последовательность стадий процесса тепловыделения.

Первое слагаемое уравнения (2.3) представляет собой функцию выгорания топлива P_0 , 1/град ПКВ, и определяется по соотношению:

$$P_0 = \frac{A_0 \cdot G_{\text{н}} \cdot (\sigma_u - x_0) \cdot (b_0 \cdot \sigma_u - x_0)}{V_{\text{в}}}, \quad (2.4)$$

где A_0 и b_0 – коэффициенты пропорциональности, в расчете b_0 принимается в диапазоне значений 0,05...0,1;

$\sigma_{\text{н}}$ – доля топлива, испарившегося за период задержки воспламенения;

x_0 – доля выгоревших паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения;

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

Расчет коэффициента пропорциональности A_0 производится по формуле:

$$A_0 = a_0 \cdot \sqrt{H \cdot n}, \quad (2.5)$$

где H – вихревое отношение;

a_0 – коэффициент пропорциональности, в расчетах принимается в диапазоне значений $(5...7) \cdot 10^3$.

Для расчета второго слагаемого уравнения (2.3) используется выражение:

$$\frac{dx_1}{d\varphi} = \frac{P_0 + \frac{d\sigma_{\text{н}}}{d\varphi}}{1 + A_1 \cdot (P_0 + \frac{d\sigma_{\text{н}}}{d\varphi})}, \quad (2.6)$$

где: A_1 – коэффициент пропорциональности.

Интенсивность догорания паров топлива, в течение процесса топливоподачи после самовоспламенения, рассчитывается при помощи выражения:

$$\frac{dx_2}{d\varphi} = \frac{A_2 \cdot G_u \cdot (\alpha_p - x) \cdot (\sigma_{\text{и}} - x)}{V_c}, \quad (2.7)$$

где: A_2 – коэффициент пропорциональности;

α_p – расчетный коэффициент избытка воздуха;

x – относительное количество топлива, сгоревшего в середине расчетного участка;

V_c – объем сжатия, см³.

Расчет коэффициента пропорциональности A_2 для быстроходных четырехтактных дизелей рассчитывается по формуле:

$$A_2 = a_2 \cdot \sqrt{H \cdot n}, \quad (2.8)$$

где a_2 – коэффициент, учитывающий особенности процесса смесеобразования.

Значение α_p определяется элементарным составом топлива и количеством поданных в цилиндр воздуха и топлива. В общем случае коэффициент избытка воздуха определяется по следующей зависимости:

$$\alpha_p = \frac{M_a}{G_{\text{ц}} \cdot l_0}, \quad (2.9)$$

где M_a – количество свежего заряда, кмоль;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания порции топлива $G_{\text{ц}}$, поданной в цилиндр за один впрыск, кмоль/кг.

Интенсивность тепловыделения после окончания впрыска равно:

$$\frac{dx_3}{d\varphi} = A_3 \cdot \alpha_{\text{т}} \cdot (1 - \Delta_{\text{т}} - x) \cdot \xi_{\text{в}} \cdot K_{\text{т}}, \quad (2.10)$$

где A_3 – коэффициент пропорциональности;

$\alpha_{\text{т}}$ – текущее значение коэффициента избытка воздуха в зоне горения;

Δ_T – доля цикловой порции топлива, несгоревшего к моменту открытия выпускных клапанов. Принимается равной не более 1%;

K_T – коэффициент турбулизации заряда в пристеночной зоне;

$\xi_{\text{в}}$ – степень эффективности использования воздушного заряда.

Относительные потери теплоты Δx_w от газов в стенки определялись по уравнению Ньютона-Рихмана. Коэффициент теплоотдачи от газов в стенки рассчитывался по формуле Эйхельберга. Температуры поверхностей поршня, огневой поверхности клапана, головки блока цилиндров определялись с помощью эмпирических зависимостей [44].

Булевы функции в зависимости от положения кривошипа φ , принимают значения 0 или 1:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi < \varphi_n + \varphi_i : \nu_0 = 0; \nu_1 = 0; \nu_2 = 0; \nu_3 = 0; \\ \varphi_n + \varphi_i < \varphi < \varphi_n + \varphi_{\text{впр}} \text{ и} \\ x < 0,95 \cdot \sigma_{\text{ни}} : \nu_0 = 1; \nu_1 = 1; \nu_2 = 0; \nu_3 = 0; \\ \varphi_n + \varphi_i < \varphi < \varphi_n + \varphi_{\text{впр}} \text{ и} \\ x > 0,95 \cdot \sigma_{\text{ни}} : \nu_0 = 0; \nu_1 = 0; \nu_2 = 1; \nu_3 = 0; \\ \varphi_n + \varphi_{\text{впр}} < \varphi < \varphi_n + \varphi_{\text{впр}} + \varphi_z : \nu_0 = 0; \nu_1 = 0; \nu_2 = 0; \nu_3 = 1; \end{array} \right. \quad (2.11)$$

где φ_n – момент начала впрыска, град ПКВ;

φ_i – периода задержки воспламенения, град ПКВ;

$\varphi_{\text{впр}}$ – продолжительность впрыска, град ПКВ;

φ_z – продолжительность сгорания, град ПКВ.

В математическую модель внесены зависимости, учитывающих параметры рециркулируемых газов.

Температура конца впуска T_a , К, с учетом организации РОГ определялась исходя из выражения:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r + \frac{\rho_p}{1 - \rho_p} \cdot T_{\text{рец}}}{1 + \gamma_r + \frac{\rho_p}{1 - \rho_p}}, \quad (2.12)$$

где T_o , ΔT , T_r , $T_{\text{рец}}$ – соответственно температуры окружающей среды, подогрева свежего заряда, остаточных и рециркулируемых газов, К;

γ_r – коэффициент остаточных газов;

ρ_p – степень рециркуляции.

С ОГ поступают не только продукты сгорания, но и оставшийся кислород с азотом. Наличие в смеси большого количества продуктов сгорания приводит к изменению коэффициента молекулярного изменения.

Количество кислорода в ОГ в случае полного сгорания определяется самой величиной коэффициента избытка воздуха α , поэтому содержание кислорода в ОГ M_o , кмоль, может быть определено из уравнения:

$$M_o = \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} - \frac{g_o}{32}\right), \quad (2.13)$$

где $\left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} - \frac{g_o}{32}\right)$ – теоретически необходимое количество кислорода для полного сгорания, с учетом массовых долей углерода, водорода и кислорода, содержащихся в 1 кг топлива, кмоль.

Количество кислорода, поступившего в цилиндр с рециркулируемыми газами $M_o^{\text{рец}}$, кмоль, зависит от степени рециркуляции и определяется из уравнения:

$$M_o^{\text{рец}} = \frac{\rho_p}{1 - \rho_p} \cdot \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} - \frac{g_o}{32}\right), \quad (2.14)$$

В рециркулируемых газах достаточно азота, для того чтобы, объединив его с имеющимся кислородом выделить эквивалентный воздуху состав газов $M_{\text{в}}^{\text{рец}}$, кмоль:

$$M_{\text{в}}^{\text{рец}} = \frac{1}{0,21} \cdot \frac{\rho_{\text{п}}}{1-\rho_{\text{п}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \left(\frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}}}{2} - \frac{g_{\text{O}}}{32}\right), \quad (2.15)$$

Суммарное количество воздуха, находящееся в начале процесса сжигания M_1 , кмоль, равно:

$$M_1 = \frac{1}{0,21} \cdot (M_{\text{O}}^{\text{рец}} + M_{\text{O}}^{\text{с.з.}}) = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\alpha + \frac{\rho_{\text{п}}}{1-\rho_{\text{п}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)\right) \times \\ \times \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \left(\frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}}}{2} - \frac{g_{\text{O}}}{32}\right), \quad (2.16)$$

где $M_{\text{O}}^{\text{с.з.}}$ – количество кислорода в свежем заряде, кмоль.

Коэффициент молекулярного изменения в случае наличия рециркуляции находится из выражения:

$$\mu_{\text{O}} = \frac{M_2 + M_r + M_{\text{рец}}^{\text{H}}}{M_1 + M_r + M_{\text{рец}}^{\text{H}}}, \quad (2.17)$$

где M_2 , M_r , $M_{\text{рец}}^{\text{H}}$ – соответственно количество газов образовавшихся в результате сгорания топливовоздушной смеси, остаточных и рециркулируемых газов, кмоль.

После преобразований выражение (2.17) для коэффициента молекулярного изменения будет иметь вид:

$$\mu = \frac{\mu_{\text{O}} + \gamma_r + \frac{\rho_{\text{п}}}{1-\rho_{\text{п}}} \cdot \mu_{\text{O}}}{1 + \gamma_r + \frac{\rho_{\text{п}}}{1-\rho_{\text{п}}} \cdot \mu_{\text{O}}}. \quad (2.18)$$

Теплоемкость газов C_v , Дж/(кг·К), зависит от их состава и текущей температуры. Для получения зависимости, связывающей текущее значение теплоемкости газов при постоянном объеме с температурой, были использованы данные, приведенные в работе [70], которые с достоверностью 0,999 аппроксимируются полиномом четвертой степени и позволяют определять текущие значения теплоемкости при изменении температур в диапазоне 100...2500 К. При определении теплоемкости газов использовалась средняя температура газов. Теплоемкость смеси воздуха и отработавших газов в процессе расчета определялось по уравнению:

$$C_v = \frac{C_v^{\text{п.с.}} \cdot M_{\text{п.с.}} \cdot \alpha \cdot \left(\gamma_r + \frac{\rho_p}{1 - \rho_p} + x + 0,5 \cdot \Delta x \right)}{M_{\text{п.с.}}} + \frac{C_v^{\text{в}} \cdot M_a \cdot (\alpha - x - 0,5 \cdot \Delta x)}{M_{\text{п.с.}}}, \quad (2.19)$$

где $C_v^{\text{п.с.}}$ и $C_v^{\text{в}}$ – теплоемкости соответственно продуктов сгорания и воздуха, Дж/(кг·К);

$M_{\text{п.с.}}$ и $M_{\text{р.с}}$ – соответственно количество продуктов сгорания и рабочей смеси, кмоль.

Для нахождения температуры газов на расчетном участке T_{n+1} , К, использовалось уравнение Клапейрона-Менделеева:

$$T_{n+1} = \frac{p_{n+1} \cdot V_{n+1}}{(1 + (\mu - 1) \cdot x_{\text{ср}}) \cdot R \cdot M_a}, \quad (2.20)$$

где $x_{\text{ср}}$ – относительное количество теплоты, выделившейся к середине расчетного участка.

2.1.2 Определение выбросов оксида азота

В обычных условиях азот обладает низкой химической активностью, но при сгорании топлива в камере сгорания дизеля, происходящего при высокой температуре и давлении, реагируя с кислородом образует оксиды азота NO_x (NO , NO_2 , N_2O , N_2O_3 , N_2O_4 , N_2O_5). Большую часть объема NO_x в отработавших газах дизелей занимает NO (95...98 %) и NO_2 (2...5 %). Количество оксидов азота иных видов является незначительным.

При сгорании углеводородных топлив, в зависимости от процессов, приводящих к образованию NO , выделяют следующие механизмы:

- «термический»;
- «быстрый»;
- « N_2O »;
- «топливный».

В зависимости от особенностей и условий протекания внутрицилиндровых процессов, активизируются или затухают отдельные механизмы образования NO .

В модель включены зависимости для определения выбросов NO_x по методике расчета равновесного состава продуктов сгорания на основании уравнений материального баланса и уравнения Дальтона [71].

2.1.3 Зависимости для определения дисперсных частиц, температуры отработавших газов после турбокомпрессора и расчетных коэффициентов

Модель дополнена эмпирическими зависимостями для определения выбросов PM , T_r и расчетных коэффициентов a_2 , A_3 . При анализе зависимостей, а также при проверке адекватности модели использованы результаты исследований, полученные на экспериментальной установке, разработанной в главе 4.

2.1.3.1 Определение выбросов дисперсных частиц

Эмиссия от сгорания топлива состоит из трех фаз: твердая, жидкая и газовая. Первые две фазы образуются в результате неполного

сгорания топлива и масла и представляют собой совокупность органических и неорганических веществ, элементов коррозии и износа дизеля. В составе дисперсных частиц по результатам исследований идентифицированы более 1000 видов веществ [72], которые классифицируют по основным 4-м группам: углеродная, органическая, сульфаты с нитратами и неорганические примеси (рисунок 2.1) [73].

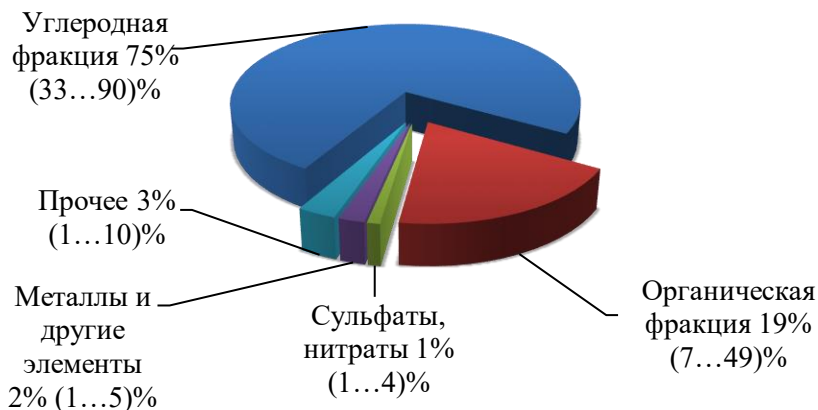


Рис. 2.1. – Фракционный состав дизельных частиц

Причем в процессе работы дизеля на различных режимах изменяются как количественная, так и фракционная составляющие частиц. Не однороден состав дисперсных частиц и в процессе протекания внутрицилиндровых реакций.

Образование дисперсных частиц в дизеле является весьма сложным процессом и несмотря на множество работ, посвященных этой теме, судить о механизмах и природе процесса можно лишь в приближенном виде.

Образование дисперсных частиц является следствием топливо-воздушного взаимодействия, основными этапами которых являются [74, 75, 76, 77, 78, 79]:

- образование предшественников;
- зарождение частиц;
- коагуляция;
- рост частиц;

– окисление частиц.

Предвестниками частиц считается главным образом ацетилен (C_2H_2), образование которого начинается в газовой фазе, когда крупные топливные молекулы расщепляются на углеводородные радикалы, а затем, при недостатке кислорода, образуют соединения с низкой молекулярной массой (рисунок 2.2) [80].

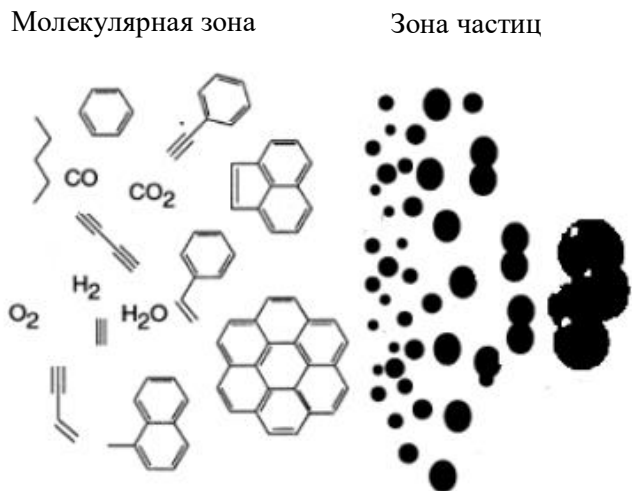


Рис. 2.2. – Механизм зарождения частиц

Этап **зарождения частиц** в настоящее время описывают 2-е гипотезы: «физическая», основанная на принципе конденсации предвестников частиц [81], и «химическая», базирующаяся на утверждении образования крупных молекул (зародышей) за счет столкновения предвестников [82]. Дальнейшее столкновение зародышей стимулирует процесс **коагуляции**, в результате которого снижается численная концентрация частиц. Этап роста частиц обусловлен адсорбцией газовых углеводородов на поверхности частиц с параллельной десорбцией, в результате чего происходит увеличение массы и размеров частиц [83]. Механизм **роста поверхности** объясняется механизмом химической реакции кольцевой структуры большой молекулы полиароматических углеводородов (ПАУ). Параллельно с образова-

нием частиц происходит их **окисление**, приводящее к снижению количества и массы. Главным образом процесс окисления происходит за счет взаимодействия поверхностного слоя частиц с молекулярным кислородом O_2 , атомарным кислородом O и радикалами OH [80, 84].

С точки зрения процессов, происходящих в цилиндре, механизм образования сажевых частиц наглядно представлен на рисунке 2.3 [73].

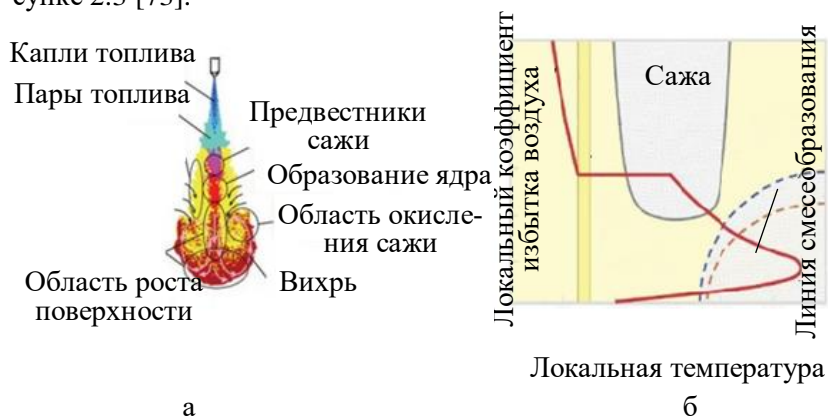


Рис. 2.3. – Стадии образования частиц (а) с учетом изменения локального коэффициента избытка воздуха и температуры в камере сгорания (б)

Основная часть элементарного углерода образуется в период диффузионного сгорания. Развивающаяся реакция горения в топливном факеле за счет вовлечения кислорода по периферийной области стимулирует интенсификацию образования гидроксильных радикалов, за счет которых происходит окисление наибольшей доли образовавшейся сажи.

В более плотном центральном осевом ядре и переднем фронте факела, ввиду кислородного голодания, происходит процесс роста поверхности ядер и коагуляция сажи [85].

Оставшиеся продукты неполного сгорания топлива и масла, пройдя систему выпуска, попадают в атмосферу, где происходит их конденсация и адсорбция на поверхности твердых частиц, которые за это время образуют агломераты (рисунок 2.4) [73].

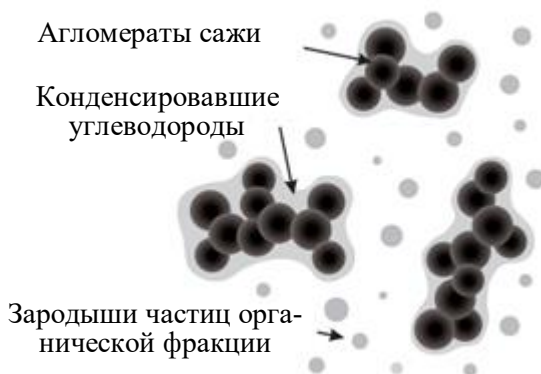


Рис. 2.4. – Структура частиц

Все это указывает на то, что пределами камеры сгорания дизеля процесс формирования частиц не заканчивается и частично продолжается в атмосфере. Поэтому доводка РП с точки зрения улучшения экологических показателей неразрывна связана с разработкой новых методик исследования и измерения, которые бы максимально правдоподобно учитывали реальные процессы.

До недавнего времени на итоговый показатель выбросов существенное влияние оказывали сульфаты, формирующиеся на последней стадии из-за высокого содержания серы в дизельном топливе. Однако современные тенденции снижения содержания серы, регламентированные законодательством, исключили данную составляющую из наиболее весомых. Аналогичный подход прослеживается в последнее время с зольной составляющей. Большинство производителей включают в химмотологическую карту только масла с низким зольным числом, тем самым снижая долю данной фракции в составе дисперсных частиц современных дизелей.

Токсичность дисперсных частиц определяется также размерными и количественными показателями. Обобщенные данные выбросов различных типов дизелей приведены на рисунке 2.5 [72].

Различают три диапазона размеров частиц: фракция ядер (3...30 нм), накопления (30...500 нм) и крупные частицы (1000...10000 нм).

Характерной чертой распределения частиц является наличие экстремумов по количественной, поверхностной и массовой концентрации.

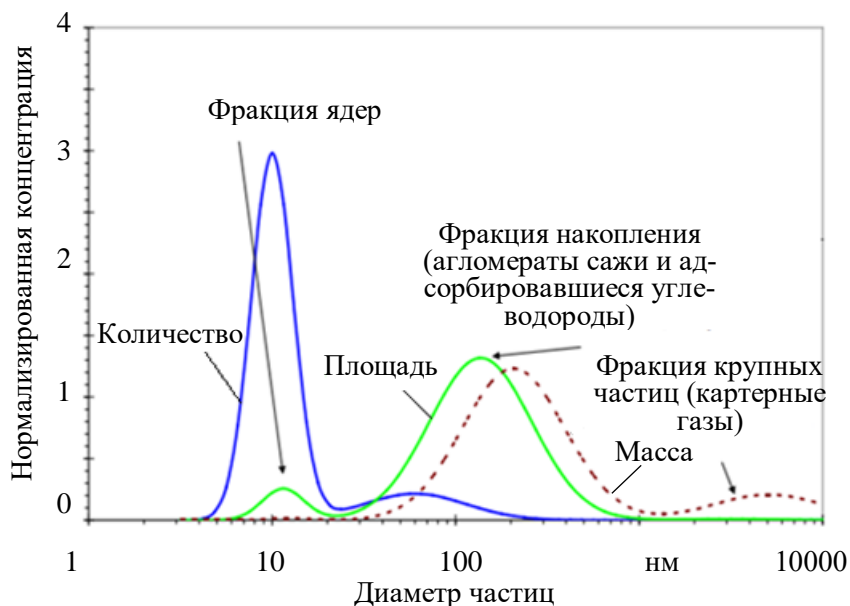


Рис. 2.5. – Распределение фракций частиц в зависимости от диаметра

На сегодняшний день основные подходы при доводке РП направлены на снижение массовой составляющей, которая, главным образом, определяется углеродной и органической фракциями. Последние тенденции развития двигателестроения, направленные на снижение результирующего выброса частиц, привели к перераспределению этих двух составляющих в сторону увеличения доли сажи в общем выбросе дисперсных частиц в процентном выражении.

Для прогнозирования выброса сажи существует широкий спектр математических моделей. Простейшие построены на основе расчета двух основополагающих процессов образования и окисления частиц. Более сложные описывают отдельные промежуточные этапы с учетом кинетики химических процессов. Основными факторами, влияющими на выброс сажи, являются давление, температура в цилиндре

и коэффициент избытка воздуха, характеризующий качественный состав смеси.

В модели Н. Niroyasu расчет проводится на основании двух дифференциальных уравнений, описывающих образование и окисление сажи [66]. Распределение давления и температур принимается постоянным.

Н. Ф. Разлейцев принимает за основные механизмы образование твердых частиц – цепное деструктивное превращения молекул топлива, диффундирующих от поверхности капель к фронту пламени, и высокотемпературную термическую полимеризацию с дегидрогенизацией парожидкостного ядра испаряющихся капель [65]. При этом, одновременно рассчитывается процесс выгорания сажевых частиц, сопровождающийся уменьшением их объемной концентрации вследствие расширения.

I. Khan [72] рассматривает движение свободной струи топлива и учитывает процессы, происходящие в пристеночном потоке в результате столкновения струи со стенкой камеры сгорания. Принимается, что в образовании сажи участвуют частицы 25 нм, которые в дальнейшем подвергаются коагуляции.

В модели R. P. Lindstedt используется четырех стадийный механизм: зарождение частиц, рост, окисление и коагуляция [33].

В модели С.А. Батурина выделяется шесть стадий образования [74, 75, 76]:

- разложение топлива на низкомолекулярные углеводороды;
- термическое разложение с образованием ацетилена;
- взрывное разложение ацетилена с образованием радикалов-зародышей;
- науглероживание радикалов-зародышей до образования частицы минимальных размеров;
- поверхностный рост частицы;
- выгорание сажи в твердой и газообразной фазах.

В результате чего учитывается скорость изменения концентрации при подводе «сырья» с испаренным топливом, химическом превращении топлива за счет пиролиза и основного горения на линии активного тепловыделения.

Также существуют и другие модели, однако они в большей части используют рассмотренные подходы. Отличительной чертой всех

подходов является необходимость использования экспериментальных данных, причем с усложнением модели их количество увеличивается, однако это не всегда увеличивает точность расчета. Современные многозонные подходы в моделировании с детальным описанием кинетики химических процессов на основе сотен химических реакций позволяют повысить точность расчетов образования зародышей частиц. Описать точно остальные стадии горения, при современном уровне знаний не представляется возможным, поэтому процессы сажеобразования после начала воспламенения оцениваются упрощенно.

Образование дисперсных частиц является весьма сложным процессом, о чем свидетельствует их сложный фракционный и структурный составы. Процесс измерения этого компонента является самым трудоемким и сложным среди всех нормируемых показателей, что делает вопрос поиска подходов оценки дисперсных частиц актуальным и востребованным.

В настоящее время единственным методом измерения дисперсных частиц, прописанным в правилах ЕЭК ООН, является гравиметрический метод. Если для измерения итоговых циклов токсичности, применение всей процедуры является оправданным и единственно верным, то при доводочных работах это вызывает неудобства, связанные с высокой трудоемкостью и временным фактором. Ввиду этого, ученые всего мира уже длительное время пытаются предложить методику измерения, точность которой приближалась бы к гравиметрическому методу, а скорость определения позволяла производить исследования на переходных режимах.

Наибольшую популярность в исследовательских кругах получило направление поиска зависимости дисперсных частиц C_{PM} , мг/м³, от N :

– Формула Н. Hardenberg и Н. Albreht [86]:

$$C_{PM} = 0,349 \cdot \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{N}{100}} \right); \quad (2.21)$$

– Формула И.В. Парсаданова [6]:

$$C_{PM} = 0,0023 \cdot N + 0,00005 \cdot N^2 + 0,145 \cdot c_{TCH} + 0,33 \cdot c_{TCH}^2, \quad (2.22)$$

где c_{TCH} – выброс углеводородов, г/ч.

– Формула, полученная на базе исследований А.Г. Иванова и Т.Р. Филипосянца [87]:

$$C_{PM} = 0,000002629 \cdot N^3 + 0,000232677 \cdot N^2 + 0,0107195 \cdot N; \quad (2.23)$$

– Формула Ю.В. Гугаревича [5]:

$$C_{PM} = 0,0001 \cdot N^2. \quad (2.24)$$

Другим направлением исследований является определения частиц в зависимости от FSN . Для пересчета величин FSN в N использовалась зависимость:

$$FSN = -0,000002629 \cdot N^3 - 0,111642 \cdot N^2 + 0,0010719579 \cdot N; \quad (2.25)$$

– Формула А.С. Alkidas [88]:

$$C_{PM} = 565 \cdot \left[\ln \left(\frac{10}{10 - FSN} \right) \right]^{1,206}; \quad (2.26)$$

– Формула G.G. Muntean [89]:

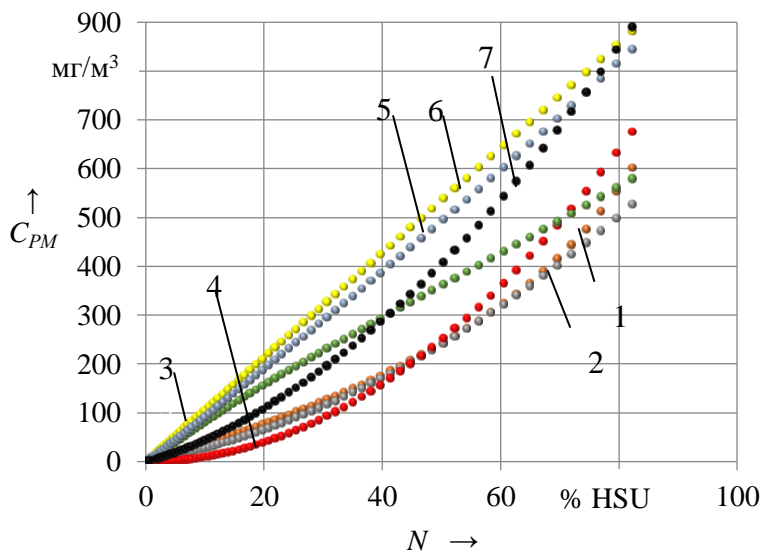
$$C_{PM} = (-184 \cdot FSN - 727,5) \cdot \lg \left[1 - \frac{FSN}{10} \right]. \quad (2.27)$$

В последнее время для исследовательских работ большой популярностью пользуется метод определения дымности в FSN , отнесенная

оптические дымомеры в область технической диагностики и первичной оценки показателей. В связи с этим особый интерес представляет зависимость расчета сажевой составляющей дисперсных частиц C_{PM_s} , мг/м³ [90]:

$$C_{PM_s} = \frac{1}{0,405} \cdot 4,95 \cdot FSN \cdot e^{0,38 \cdot FSN}. \quad (2.28)$$

Проанализировав вышеприведенные зависимости в диапазоне от 0 до 85 % HSU (рисунок 2.6) [91], можно отметить широкий диапазон варьирования результатов, полученных в различных лабораториях на отличных объектах исследования независимо от методов определения дымности (оптического или FSN).



- 1– зависимость (2.21); 2– зависимость (2.22); 3– зависимость (2.23);
 4– зависимость (2.24); 5– зависимость (2.26); 6– зависимость (2.27);
 7– зависимость (2.28).

Рис. 2.6. – Исследование расчетных зависимостей C_{PM} от N

Такое расхождение результатов существующих зависимостей объясняется различием фракционного состава дисперсных

частиц, точнее вариацией растворимой органической фракции несгоревших углеводородов, а также методов определения дымности (рисунок 2.7).

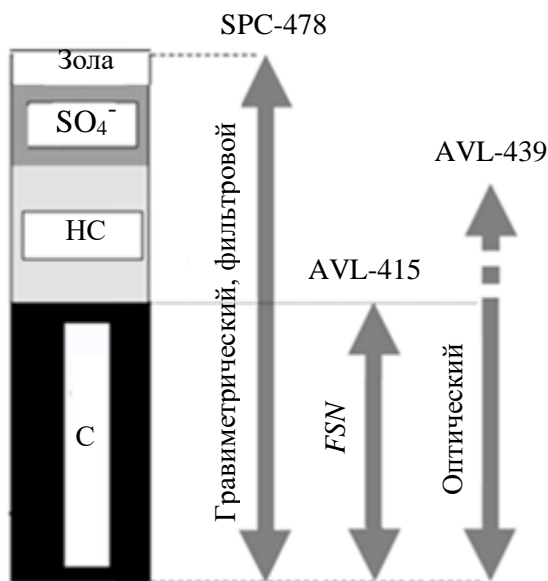


Рис. 2.7. – Методы измерения и исследования дисперсных частиц

Особенностью методики измерения дымомером является анализ горячей пробы, для чего, организовывается подогрев как пробоотборников, так и измерительных камер. Судить при таком исследовании однозначно можно лишь о сажевой составляющей, являющейся основным источником оптической непрозрачности ОГ.

Многофракционный состав дисперсных частиц, а также особенности образования каждой из фракций в выпускной системе транспортного средства требуют соблюдения всех условий их образования и в измерительной аппаратуре. В современных приборах для организации этих процессов применяются подходы частично-поточного и полно-поточного разбавления пробы ОГ, реализуемое за счет точного электронного управления. При этом температура пробы должна находиться в регламентированном диапазоне для любого из режимов работы дизеля.

Технические решения, реализуемые в последнее время для снижения ВВВ, направлены на увеличение доли объемного смесеобразования, которое сопровождается увеличением диаметра горловины камеры сгорания и соответственно угла раскрытия топливных факелов совместно со снижением пролива распыливающих отверстий распылителя. Все эти действия способствуют снижению доли растворимых фракций в общем составе выбросов, что позволяет считать сажу основным источником дисперсных частиц и использовать модель образования сажи Н. Ф. Разлейцева для расчета ВВВ в процессе сгорания. Любая зависимость расчета дисперсных частиц без учета химических процессов в выпускном тракте будет обладать значительной неопределенностью, ввиду недостаточного уровня знаний в этой области на текущий момент. Поэтому, для прогнозирования выброса дисперсных частиц, наиболее целесообразным является использование зависимости сажевой составляющей, скорректированной на основании полученных экспериментальных данных.

С помощью современного измерительного и испытательного оборудования были получены результаты, представленные на рисунке 2.8.

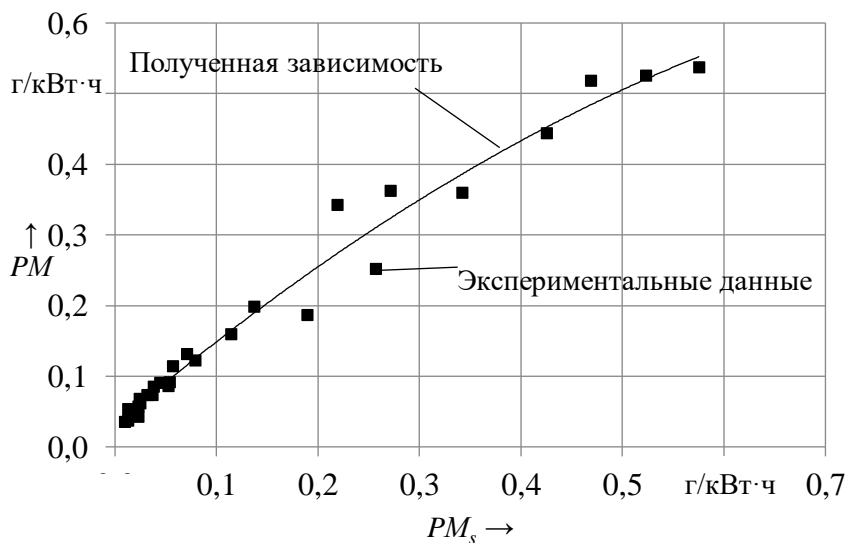


Рис. 2.8. – Зависимость PM от PM_s

Как показали результаты испытаний, в выбранном диапазоне исследования параметров топливоподачи и степени рециркуляции отработавших газов, доля сажевых компонентов является доминирующей. Получена зависимость PM , г/кВт·ч, от содержания сажи, которая включена в модель [93]:

$$PM = -0,53 \cdot PM_s^2 + 1,21 \cdot PM_s + 0,03, \quad (2.29)$$

где PM_s – выброс сажи, г/кВт·ч.

2.1.3.2 Зависимость для определения температуры отработавших газов в системе выпуска дизеля

Температурный фактор, являясь следствием процесса сгорания в цилиндре, оказывает непосредственное влияние на эффективность работы систем очистки ОГ. Ввиду того, что выбор параметров РП заключается в поиске компромисса между обеспечением «сырого» выброса дизеля и степени конверсии систем нейтрализации ОГ, оценка изменения температурного потока ОГ является существенным фактором в снижении ВВВ дизелей.

Определив значения температур газов в цилиндре в момент открытия выпускного клапана и сопоставив с экспериментальными значениями температур ОГ после ТКР T_r' , К, измеренных при различных значениях параметров топливоподачи и степени РОГ (рисунок 2.9) была получена зависимость [93]:

$$T_r' = 0,362 \cdot T_{o.вып.кл.} + 275,1, \quad (2.30)$$

где $T_{o.вып.кл.}$ – температур газов в цилиндре в момент открытия выпускного клапана, К.

Зависимость имеет линейный характер и позволяет прогнозировать температуру ОГ на основании обработки ИД.

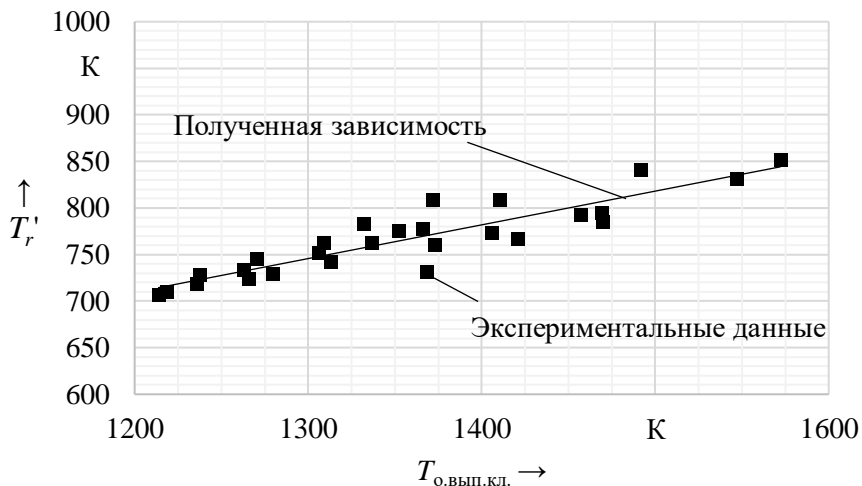


Рис. 2.9. – Сопоставление температур T_r' и $T_{o,вып.кл.}$.

2.1.3.3 Уточнение коэффициентов зависимостей для расчета процесса сгорания

Для уточнения зависимостей расчета скорости догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания были получены расчетные характеристики тепловыделения. Для значений $p_{впр} = 120$ МПа и $\theta = 2$ град ПКВ при различной степени РОГ результаты представлены на рисунке 2.10.

Рассчитанные значения коэффициентов регрессии зависимостей a_2 и A_3 сведены в таблицу 2.1.

Таким образом, уточненные зависимости расчета коэффициентов a_2 и A_3 имеют следующий вид [93]:

$$\begin{aligned}
 a_2 = & 4,03 \cdot \rho_p^2 + 0,0001 \cdot p_{впр}^2 + 0,0025 \cdot \theta^2 - 3,38 \cdot \rho_p - \\
 & -0,025 \cdot p_{впр} - 0,027 \cdot \theta + 0,032 \cdot \rho_p \cdot p_{впр} - \\
 & -0,1735 \cdot \rho_p \cdot \theta + 0,0001 \cdot p_{впр} \cdot \theta + 1,68;
 \end{aligned} \quad (2.31)$$

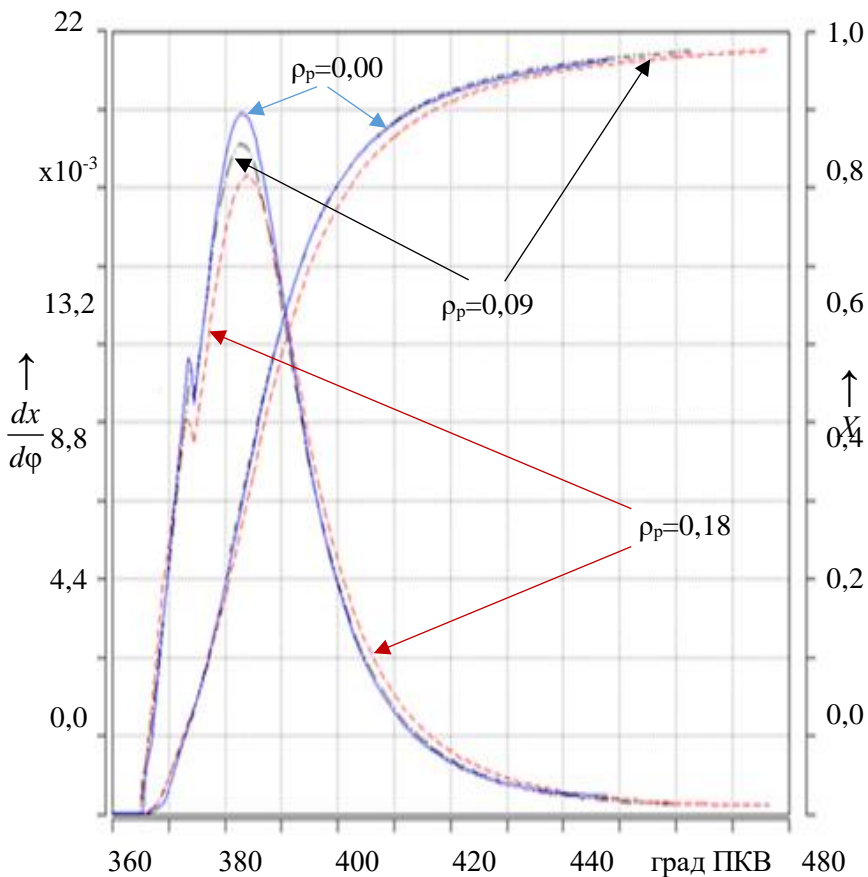


Рис. 2.10. – Дифференциальные и интегральные характеристики выгорания топлива при различной ρ_p (при $p_{\text{впр}} = 120$ МПа, $\theta = 2$ град ПКВ)

$$\begin{aligned}
 A_3 = & 316,8 \cdot \rho_p^2 + 0,012 \cdot p_{\text{впр}}^2 + 0,3 \cdot \theta^2 - 483,6 \cdot \rho_p \\
 & - 3,45 \cdot p_{\text{впр}} - 2,58 \cdot \theta + 3,16 \cdot \rho_p \cdot p_{\text{впр}} - 0,98 \cdot \rho_p \cdot \theta + \\
 & + 0,0016 \cdot p_{\text{впр}} \cdot \theta + 254,7.
 \end{aligned}
 \tag{2.32}$$

Таблица 2.1. – Значения коэффициентов регрессионных зависимостей a_2 и A_3

Коэффициенты регрессии	a_0	a_1	a_2	a_3	a_{11}	a_{22}	a_{33}	a_{12}	a_{13}	a_{23}
a_2	0,21	0,06	0,14	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	-0,06	0,01
A_3	1,67	0,60	4,14	3,05	2,29	4,86	4,86	5,38	-0,33	-0,13

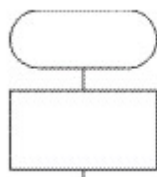
2.1.4 Программа моделирования

Для проведения расчетов была разработана программа моделирования рабочего процесса дизеля (МРПД), зарегистрированная в реестре служебных компьютерных программ БНТУ № 002 от 17.07.2015 г. Алгоритм расчета реализован на среде программирования Delphi 7.0 на языке Pascal.

Для ввода и корректировки исходных параметров используется блок подготовки данных, в алгоритме которого предусмотрена возможность представления полученных результатов расчета в удобном для анализа виде и хранения полученной информации на соответствующих носителях.

Основной блок программы расчета рабочего процесса дизеля представляет собой последовательное исполнение подпрограммных модулей, приведенных на рисунке 2.11.

Программа включает модули расчета процесса «Сжатие», «Расчет характеристик тепловыделения», «Расчет характеристик выгорания», «Расчет индикаторной диаграммы на участке сгорания и расширения», «Расчет экологических показателей».



Начало

Определение начальных параметров рабочего цикла

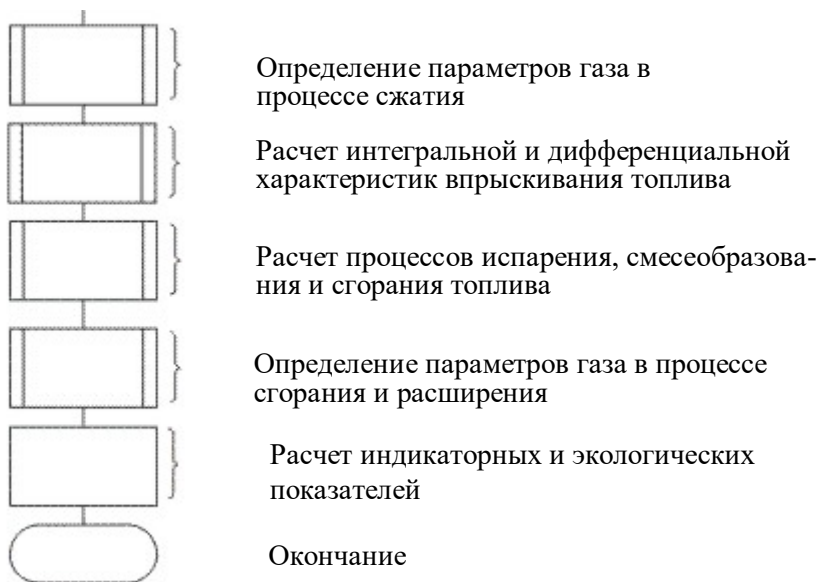


Рис. 2.11. – Схема расчета рабочего процесса дизеля

2.2 Проверка адекватности модели

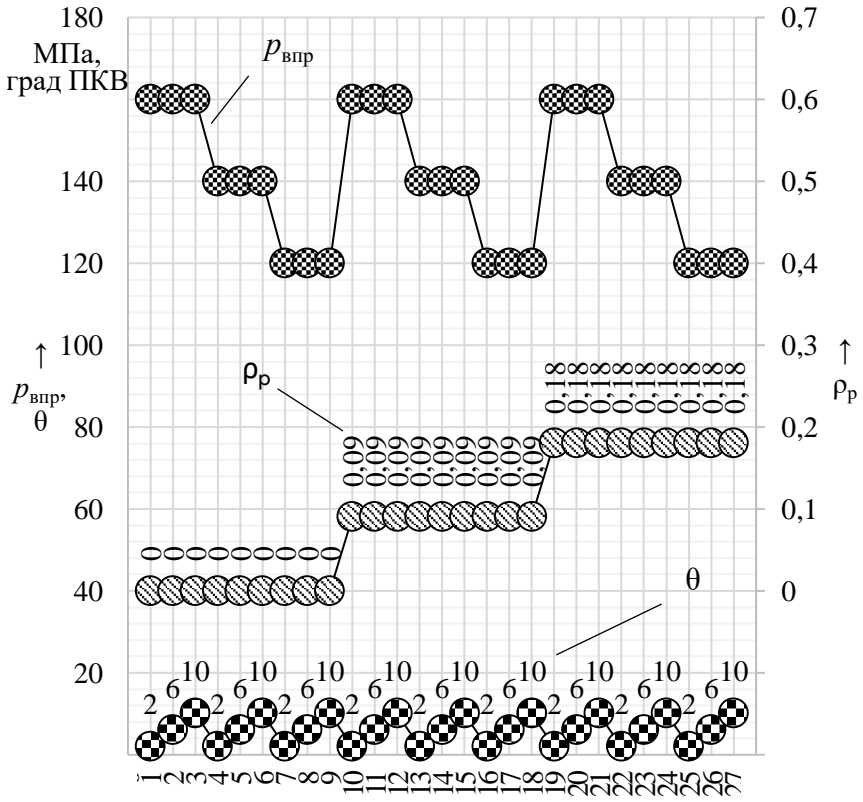
Для проверки адекватности модели проводился расчет РП и ВВВ при различных значениях регулировочных параметров (рисунок 2.12).

Для эффективного использования времени и снижения трудозатрат при проведении эксперимента и расчетов было проведено планирование исследования. Последовательность изменения выбранных параметров ($p_{\text{впр}}$, θ и ρ_p) при неизменных n и M_k определялась планом эксперимента (таблица 2.2), позволяющим выражать получаемые результаты в виде уравнений регрессии второго порядка [92]:

$$\begin{aligned}
 y = & a_0 + a_1 \cdot x_1^* + a_2 \cdot x_2^* + a_3 \cdot x_3^* + a_{11} \cdot x_1^{*2} + a_{22} \cdot x_2^{*2} \\
 & + a_{33} \cdot x_3^{*2} + a_{12} \cdot x_1^* \cdot x_2^* + a_{13} \cdot x_1^* \cdot x_3^* + a_{23} \cdot x_2^* \cdot x_3^*,
 \end{aligned}
 \tag{2.33}$$

где a_i – коэффициенты регрессии;

- x_1^* – приведенное значение ρ_p в натуральном масштабе измерений;
- x_2^* – приведенное значение $p_{впр}$ в натуральном масштабе измерений;
- x_3^* – приведенное значение θ в натуральном масштабе измерений.



Последовательность изменения параметров

Рис. 2.12. – Последовательность изменения параметров топливоподдачи и степени РОГ при моделировании РП на номинальном режиме работы дизеля
 Методика предусматривала проведение экспериментального исследования на номинальном режиме ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $M_k = 391 \text{ Н} \cdot \text{м}$),

на котором параметры топливоподачи и степень РОГ последовательно варьировались посредством изменения настроек ЭБУ дизеля, формирующего сигналы управления исполнительными механизмами (топливные инжекторы, клапан РОГ, расходный клапан ТНВД).

Перед началом исследования дизель подвергался проверке систем и компонентов на соответствие основных параметров, а также установочных углов импульсных колес датчиков частот вращения, расположенных на вале ТНВД и носке коленчатого вала, а также мощностно-экономических показателей.

Таблица 2.2. – План эксперимента

№ опыта	x_1^*	x_2^*	x_3^*	№ опыта	x_1^*	x_2^*	x_3^*	№ опыта	x_1^*	x_2^*	x_3^*
1	-1	1	-1	10	1	1	-1	19	0	1	-1
2	-1	1	0	11	1	1	0	20	0	1	0
3	-1	1	1	12	1	1	1	21	0	1	1
4	-1	0	-1	13	1	0	-1	22	0	0	-1
5	-1	0	0	14	1	0	0	23	0	0	0
6	-1	0	1	15	1	0	1	24	0	0	1
7	-1	-1	-1	16	1	-1	-1	25	0	-1	-1
8	-1	-1	0	17	1	-1	0	26	0	-1	0
9	-1	-1	1	18	1	-1	1	27	0	-1	1

Измерение параметров дизеля происходило в автоматическом режиме при помощи предварительно составленного алгоритма управления, по которому параметры прогретого дизеля на каждом режиме уравнивались в течение пяти минут, после чего осредненный результат измеряемых параметров, в том числе и ВВВ за последующую минуту, записывался в протокол испытаний с одновременной фиксацией сигналов давления газов в цилиндре и управления инжектором относительно угла поворота коленчатого вала. Управление режимом нагружения дизеля осуществлялось на основании измерительных сигналов тормозного стенда, работающего в режиме $n =$

const и $M_k = \text{const}$, посредством изменения положения сервопривода стенда, воздействующего на орган управления топливоподачей – электронную педаль системы управления и активного контроля.

Полученные ИД, первоначально осреднялись, ввиду разброса значений давлений (рисунок 2.13). Осреднение кривых сгорания производилось встроенной функцией приложения *CalcGraph* программного обеспечения *AVL Concerto 3.8*.

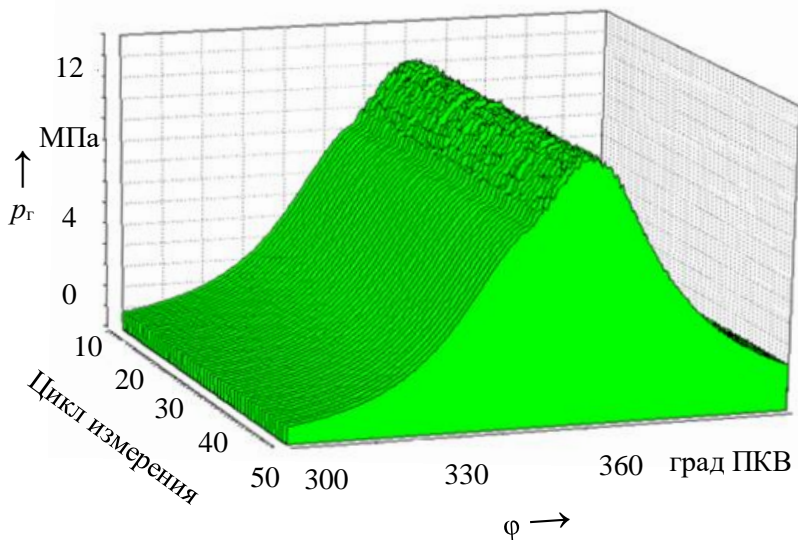


Рис. 2.13. – Результаты индицирования на номинальном режиме (при $p_{\text{выпр}} = 160$ МПа, $\theta = 10$ град ПКВ и $\rho_p = 0$)

В конечном итоге обработанные данные экспортировались в универсальный цифровой формат и совместно с данными, полученными от тормозного стенда, использовались для обработки ИД программным способом. Результаты обработки, полученных характеристик тепловыделения, а также результаты удельных ВВВ, обработанных согласно Правил ЕЭК ООН № 96, расхода топлива и температуры после ТКР при исследуемых параметрах сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3. – Результаты экспериментального исследования и обработки ИД

№ опыта	g_e , г/кВт·ч	NO_x , г/кВт·ч	PM_s , г/кВт·ч	PM , г/кВт·ч	T_r' , К	$T_{o. вып. кл}$, К
1	234,8	6,47	0,023	0,057	761	1372
2	223,1	8,71	0,013	0,037	729	1279
3	217,6	11,95	0,010	0,036	707	1213
4	240,5	5,55	0,032	0,074	767	1420
5	226,5	7,42	0,023	0,043	742	1312
6	219,4	10,32	0,013	0,054	718	1235
7	249,0	4,96	0,052	0,086	793	1456
8	231,5	6,50	0,044	0,091	763	1336
9	221,6	8,95	0,024	0,068	733	1262
10	230,6	3,40	0,054	0,091	732	1368
11	219,4	4,82	0,036	0,074	724	1265
12	213,6	7,13	0,025	0,061	710	1218
13	238,4	3,12	0,079	0,122	773	1405
14	224,3	4,40	0,057	0,115	752	1305
15	216,1	6,26	0,038	0,086	728	1237
16	247,7	2,64	0,137	0,199	795	1468
17	229,2	3,61	0,114	0,160	775	1352
18	217,8	5,14	0,071	0,131	746	1270
19	241,8	1,69	0,257	0,252	785	1469
20	228,6	2,49	0,219	0,343	778	1366
21	222,2	3,54	0,190	0,187	762	1308
22	252,1	1,65	0,425	0,444	831	1546
23	234,8	2,24	0,342	0,360	808	1410
24	225,5	3,20	0,271	0,362	783	1331
25	262,4	1,53	0,830	0,537	852	1572
26	244,3	1,97	0,575	0,677	841	1491
27	229,7	2,72	0,469	0,519	808	1371

2.2.1 Индикаторная диаграмма

Проверка адекватности модели РП осуществлялась по оценке форм ИД, полученных с учетом уточняющих определенных зависимостей расчета коэффициентов a_2 и A_3 [93].

Сравнение экспериментальных и расчетных значений a_2 и A_3 представлены на рисунках 2.14 и 2.15.

При относительных погрешностях определения a_2 в диапазоне от $-13,6\%$ до 8% и A_3 в диапазоне от $-16,6\%$ до $6,6\%$ наибольшее расхождение экспериментальной и расчетной ИД (рисунок 2.16), выявлено при 15-м сочетании исследуемых параметров ($p_{впр} = 140$ МПа, $\theta = 10$ град ПКВ и $\rho_p = 0,09$). Поэтому для этого сочетания был проведен валидационный расчет, для которого использовались данные, снятые за первые три цикла индицирования (Приложение А). Диапазон проверки адекватности находился от 260 до 460 град ПКВ, ввиду определяющего воздействия давления газов в этой области на крутящий момент и наибольшего разброса показаний датчика индицирования давления газов в цилиндре. Таким образом ИД с учетом дискретности измерений 0,5 град ПКВ представляли массив, состоящий из 401 точек измерения.

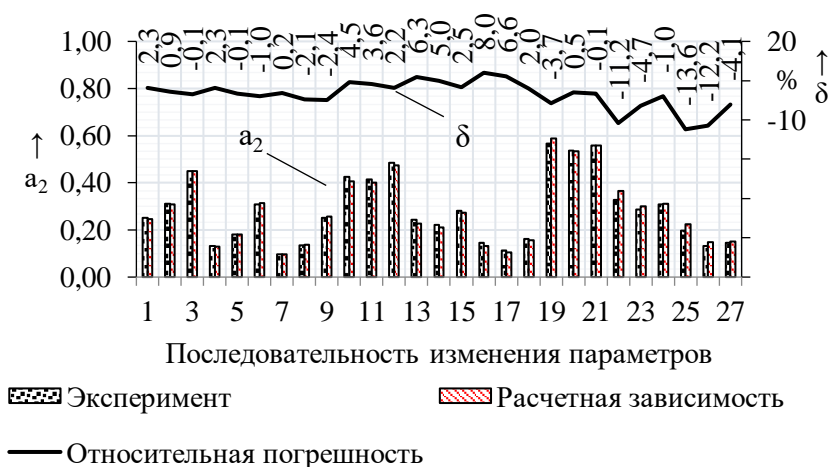


Рис. 2.14. – Сопоставление расчетных и экспериментальных значений a_2



Рис. 2.15. – Сопоставление расчетных и экспериментальных значений A_3
 Проведен расчет валидационного параметра F [92], представляющего собой частное от деления оценки дисперсии неадекватности S_D на оценку дисперсии ошибки единичного наблюдения S_e :

$$F = \frac{S_D / \varphi_4}{S_e / \varphi_3}; \quad (2.34)$$

где φ_4 – число степеней свободы числителя случайной величины F ;
 φ_3 – число степеней свободы знаменателя случайной величины F .
 С учетом выкладок и подстановки, зависимость имеет вид:

$$F = \frac{N \cdot (m - 1) \cdot \sum_{i=1}^N m \cdot (\varphi_0^i - \hat{y}^i)^2}{(N - k + 1) \cdot \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^m (\varphi_0^{ij} - \hat{y}^i)^2}, \quad (2.35)$$

где N – число точек измерения;
 m – число экспериментов в каждой точке измерения;
 \bar{y}^i – средние значения ряда измерений для каждой точки измерения;
 \hat{y}^i – значение параметра измерений, определяемое по модели;
 y^{ij} – j -й единичный результат измерений в i -той точке;
 $k+1$ – число линейных связей для N слагаемых.

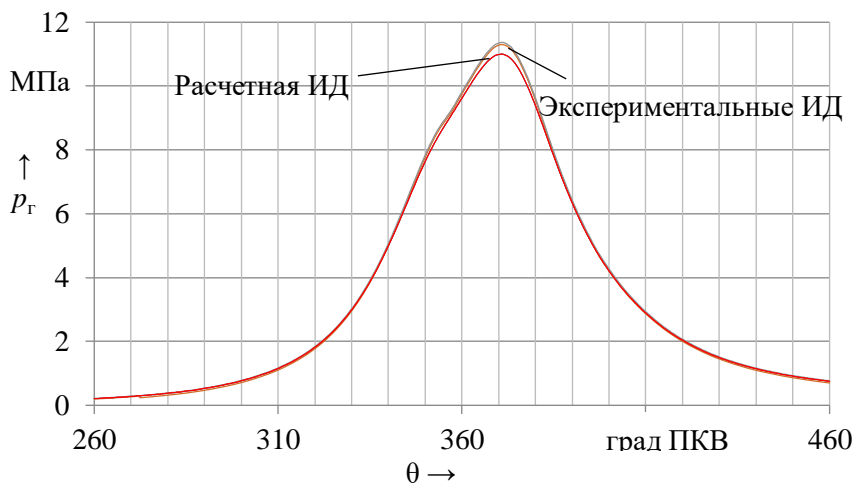


Рис. 2.16. – Сопоставление результатов моделирования и индицирования дизеля на номинальном режиме (при $p_{\text{вир}} = 140$ МПа, $\theta = 10$ град ПКВ и $\rho_p = 0,09$)
 Условием адекватности является выполнение равенства:

$$F > F_{\text{кр}}, \quad (2.36)$$

где $F_{\text{кр}}$ – критическое значение случайной величины F для заданного значения вероятности выполнения условия P_B ;

Для вероятности выполнения условия $P_B = 0,95$, значение $F_{\text{кр}} = 1,16$ [92, с. 538]. Полученное значение $F = 1,08$ меньше $F_{\text{кр}} = 1,16$, что подтверждает адекватность модели.

2.2.2 Выброс оксидов азота

Сравнение результатов расчета и измерения NO_x представлены на рисунке 2.17.

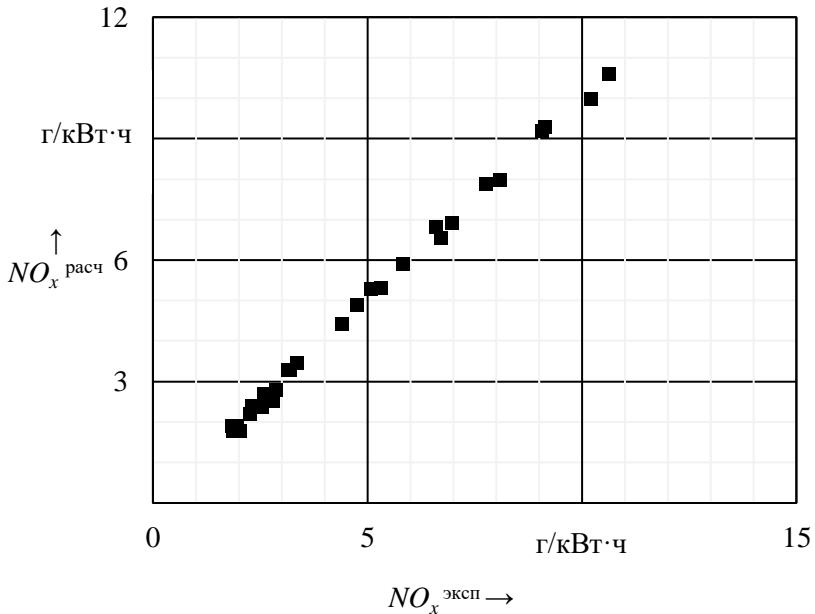


Рис. 2.17. – Сравнение результатов испытаний и моделирования NO_x

Значение абсолютной погрешности не превышает по модулю 1,62 г/кВт·ч. Используемая зависимость обладает высокой корреляцией с измеренными значениями, объясняет 94 % вариаций, что говорит о статистической значимости.

2.2.3 Выброс дисперсных частиц

Был проведен расчет дисперсных частиц по полученной зависимости (2.29), в которой для определения выброса сажи использовался метод Н. Ф. Разлейцева [65]. Сравнение результатов расчета и измерения PM представлены на рисунке 2.18.

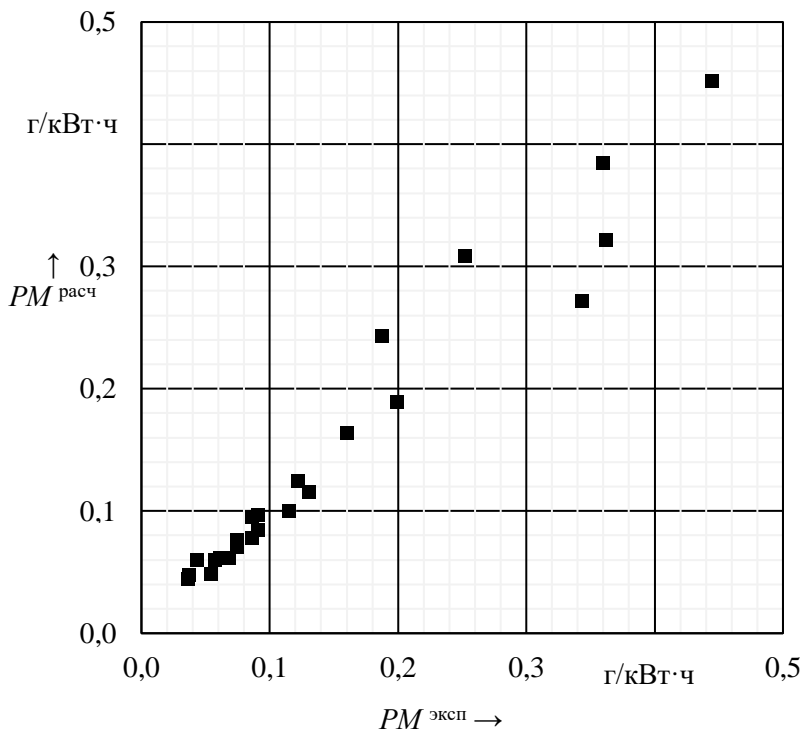


Рис. 2.18. – Сравнение результатов испытаний и моделирования PM

Наибольшая разница расчетных и экспериментальных данных составляет $0,071$ г/кВт·ч, которая наблюдается в области высоких значений PM . При значениях PM , меньших $0,1$ г/кВт·ч, значения отличаются не более, чем на $0,017$ г/кВт·ч. Зависимость, объясняет 97 % вариаций, что говорит о ее статистической значимости.

2.2.4 Температура отработавших газов после турбокомпрессора

Сравнение результатов расчета и измерения T_r' представлены на рисунке 2.19. Наибольший разброс расчетных и экспериментальных значений температуры отработавших газов составляет 26 К.

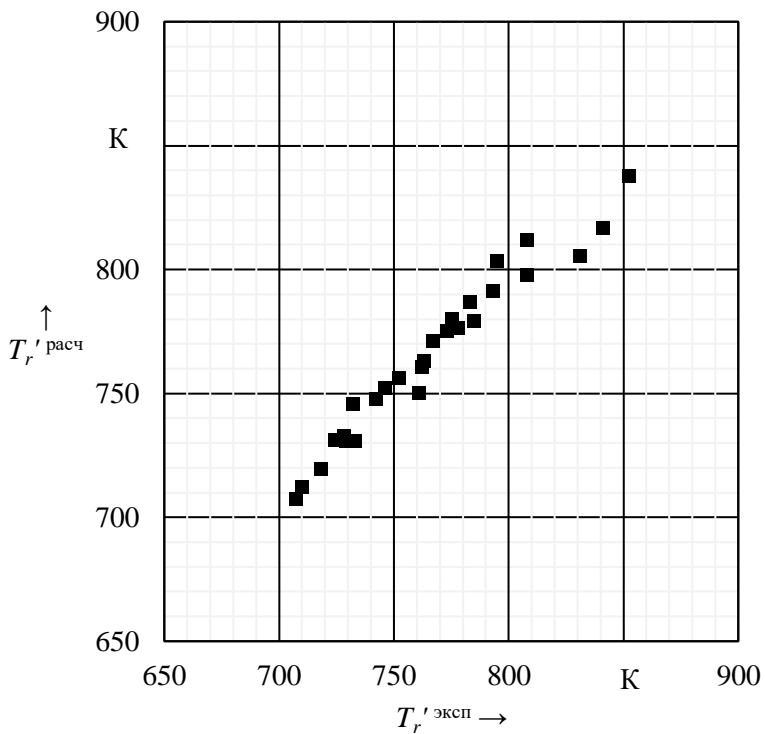


Рис. 2.19. – Сравнение результатов испытаний и моделирования T_r'
 Полученная зависимость обладает высокой корреляцией с измеренными значениями и объясняет 95 % вариаций.

ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Режимы и параметры моделирования

По уточненной модели РП было проведено расчетное исследование для каждого режима цикла токсичности NRSC согласно таблице 3.1.

Таблица 3.1. – Режимы цикла токсичности NRSC

Режим цикла NRSC	n , мин ⁻¹	M_k , Н·м
H-100	2200	391
H-75	2200	295
H-50	2200	195
H-10	2200	40
ПР-100	1600	501
ПР-75	1600	376
ПР-50	1600	250

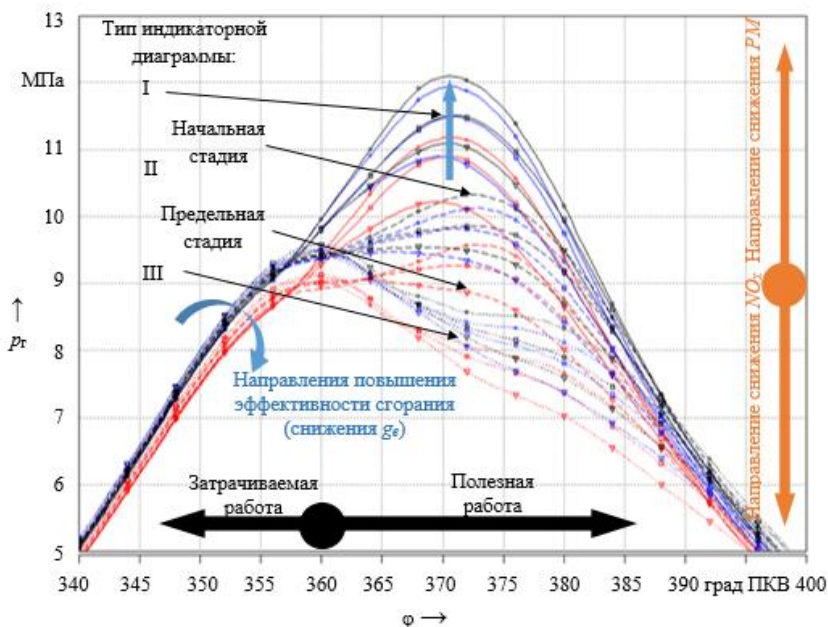
В качестве оценочных параметров для определения направления совершенствования РП были выбраны выбросы NO_x и PM , а также g_e и T_r' , регрессионные зависимости которых необходимы для обоснования выбора параметров управления РП. Для определения диапазона исследования ВВВ была проведена оценка формы ИД на номинальном режиме, на основании которой предложен подход выбора граничных условия варьирования параметров топливopодачи и степени РОГ.

3.2 Способы организации рабочего процесса

Получены расчетные ИД для каждого режима цикла токсичности при различных $p_{впр}$, θ и p_r . Они позволяют производить оценку протекания рабочих процессов с учетом направлений повышения эффективности сгорания, снижения NO_x и PM , а также соотношения затрачиваемой и полезной работы. Рассмотрев ИД для номинального режима работы дизеля (рисунок 3.1) определены три способа организации РП, отличающиеся типом ИД [93, 94]:

- 1) I тип – одногорбая ИД при $p_z/p_c > 1$;
- 2) II тип – двугорбая ИД при $p_z/p_c > 1$;
- 3) III тип – ИД при $p_z/p_c \leq 1$ (с неявным пиком p_z).

Общие подходы в изучении РП длительное время обрабатывались при организации I типа ИД, однако в современных условиях для достижения низкого уровня ВВВ характерен, скорее, ее частный случай, при котором начало сгорания осуществляется в области или поле ВМТ.



Последовательность изменения параметров соответствует значениям рисунка 2.12

- | | | | | | | | | |
|--------|----------|--------|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| 1 —○— | 2 - -○- | 3 —○— | 4 —□— | 5 - -□- | 6 —□— | 7 —▽— | 8 —▽— | 9 —▽— |
| 10 —○— | 11 - -○- | 12 —○— | 13 —□— | 14 - -□- | 15 —□— | 16 —▽— | 17 —▽— | 18 —▽— |
| 19 —○— | 20 - -○- | 21 —○— | 22 —□— | 23 - -□- | 24 —□— | 25 —▽— | 26 —▽— | 27 —▽— |

Рис. 3.1. – Расчетные индикаторные диаграммы для номинального режима

Основным регулировочным параметром, определяющим тип ИД, является θ , который оказывает влияние не только на величину p_z , но и на положение его значения относительно ВМТ. Изменение типа ИД

варьированием $p_{впр}$ и p_r при сохранении высоких значений θ с точки зрения топливной экономичности является не эффективным. Влияние регулировочных параметров $p_{впр}$, θ и p_r на форму ИД рассмотрены в таблице 3.2.

Таблица 3.2. – Влияние регулировочных параметров на форму ИД

θ	$p_{впр}$	p_r	Направления изменения формы ИД	p_c	p_z	φ_{p_z}	$\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{\max}$	$\varphi\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{\max}$
▼	•	•		↑↑	↓↓↓↓	↑	↘ ↗	↗ ↘
•	▼	•		↑	↓↓↓↓	•	↓	↓
•	•	▲		↓↓↓	↓↓↓↓	•	↓	↓

Примечание – ▲ – направление изменения регулировочного параметра; • – не изменяется; ↑ – малое влияние; ↑↑ – среднее влияние; ↑↑↑ – большое влияние; ↑↑↑↑ – значительное влияние

Направления изменения параметров выбраны исходя из условия снижения выбросов NO_x , что сопровождается перераспределением площади в сторону организации III типа ИД. При этом центральная часть ИД проседает за счет перераспределения площади в область догорания, и сжатия.

Степень влияния на характерные области ИД каждого из регулировочных параметров различна и характеризуется интенсивностью и направлением воздействия на p_c и p_z . Причем при снижении $p_{впр}$ и θ

характер перераспределения площади ИД совпадает, однако интенсивность увеличения площади ИД в области сжатия для θ выше. Увеличение ρ_p при неизменных параметрах $p_{впр}$ и θ приводит к практически эквидистантному опусканию ИД в том числе и в области, характеризующей работу, затрачиваемую на сжатие. Это придает ρ_p особую роль в области совершенствования РП дизеля.

С точки зрения обеспечения высокой топливной экономичности более эффективным является I тип ИД, в то время, как для обеспечения выбросов NO_x приоритетным типом ИД является III. II тип ИД является пограничным между I и III, а по целевому направлению снижения ВВВ схож с III, при значительно меньших значениях выбросов PM . Для определения эффективного диапазона исследования, по глубине изменения каждый тип ИД разделен на стадии: начальную и предельную. Предельная стадия I типа ИД приближается к начальной стадии II, а предельная II схожа с начальной стадией III типа.

Предельные стадии любого типа ИД образуются при снижении $p_{впр}$ для каждого уровня ρ_p , а начальные при максимально реализуемом $p_{впр}$ в пределах каждого типа ИД. Организация предельных стадий любого типа ИД сопряжена со снижением эффективности сгорания за счет нерационального распределения соотношения затрачиваемой и полезной работы. Целесообразность углубления в предельную стадию характерного типа ИД или организация смежного, можно определить на основании g_e , затрачиваемого на достижение одного уровня ВВВ. Таким образом, для определения диапазона варьирования регулировочных параметров управления РП (таблица 3.3) сформулированы подходы выбора:

- предел варьирования θ определяется обеспечением протекания РП в области выделенных 3-х типов ИД;
- верхний предел $p_{впр}$ определяется наименьшим значением g_e при сопоставимых значениях ВВВ в пределах I типа ИД;
- нижний предел $p_{впр}$ ограничивается уровнем g_e начальной стадии ИД смежного типа;
- диапазон варьирования ρ_p ограничивается уровнем g_e , определенного для I типа ИД с $p_{впр}$ в верхнем пределе варьирования без РОГ.

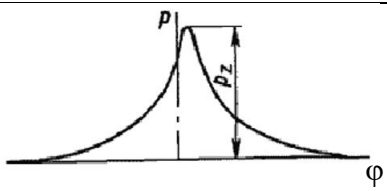
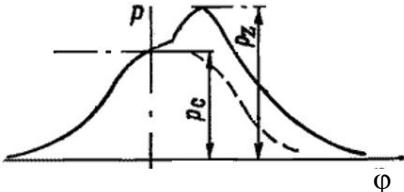
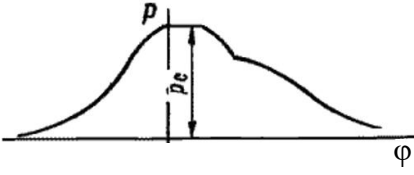
Таблица 3.3. – Диапазон варьирования регулировочных параметров

Режим цикла NRSC	$p_{\text{впр}}$, МПа	θ , град ПКВ до ВМТ	ρ_p
H-100	120...160	2...10	0...0,18
H-75	100...120	4...12	0...0,20
H-50	80...120	4...12	0...0,22
H-10	60...100	4...12	0...0,25
ПР-100	100...140	2...10	0...0,10
ПР-75	80...120	2...10	0...0,12
ПР-50	60...100	2...10	0...0,16

Значительное углубление в предельную стадию III типа ИД позволяет организовать снижение NO_x ниже уровня 2 г/кВт·ч. В этом случае роль основного источника жесткости процесса $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ переходит из области сгорания в область сжатия, а конструктивные решения, выбранные с учетом современных тенденций снижения ВВВ для процесса с $p/p_c > 1$, теряют свою эффективность. В частности, улучшение РП предельной стадии III типа ИД целесообразней осуществлять за счет снижения затрачиваемой работы (снижение ϵ либо изменения фаз газораспределения) при снижении p_c , чем за счет снижения $p_{\text{впр}}$ и θ , увеличивающие этот параметр. Однако такие шаги могут рассматриваться в контексте перевода конструктивных параметров в разряд регулируемых, либо организации альтернативных способов сгорания с рассмотрением появления проблем, характерных для бензиновых двигателей, приводящих к увеличению эмиссии CO и THC , а также пропуска воспламенения топлива. В рамках классического представления о РП дизеля необходимо рассмотреть вопрос нахождения предела глубины организации процесса по III типу ИД в контексте принятых подходов выбора конструктивных параметров. А с учетом того, что вопрос одновременного снижения NO_x и PM при сохранении высокой эффективности использования топлива, характерной для дизеля, остается нерешенным, снижение ВВВ определяется с учетом достижимой степени конверсии системы очистки ОГ и уровня «сырого» выброса.

Влияние изменения формы ИД на g_e , NO_x и PM в сравнении с I типом ИД показано в таблице 3.4.

Таблица 3.4. – Влияние формы ИД на g_e , NO_x и PM

Тип ИД	Форма ИД	g_e	NO_x	PM
I		•	•	•
II		↑	↓	↑
III		↑↑	↓↓	↑↑↑

Примечание – • – базовый цикл; ↑ – малое влияние; ↑↑ – среднее влияние; ↑↑↑ – большое влияние

Для рассмотрения направлений снижения ВВВ целесообразно рассматривать снижение NO_x с учетом возможного роста PM в пределах последовательного ограничения g_e . ИД в этом случае видоизменяется от I типа к III.

На номинальном режиме снижение θ до 2 град ПКВ гарантирует переход к III типу ИД при любых значениях $p_{впр}$ и p_p . Причем со снижением θ величина p_c увеличивается, диаграмма становится более полной за счет снижения скорости падения давления в цилиндре, а полезность повышения $p_{впр}$ падает. Ввиду этого потенциал уменьшения выбросов NO_x снижается за счет роста затрачиваемой работы и, как следствие, g_e .

Другой характер влияния на ИД по сравнению с уменьшением θ оказывает рост ρ_r , что позволяет обеспечить соизмеримый выброс NO_x при больших θ . Организация РОГ позволяет снизить NO_x с I типом ИД за счет снижения работы, затрачиваемой на сжатие. Потенциал использования интенсивности впрыска становится выше, что позволяет улучшить топливно-экономические показатели. Предел снижения NO_x при равнозначном расходе топлива с таким подходом также возрастает. Ограничивающим фактором является возможность организации высокой ρ_r в пределе уровня $p_{впр}$, при котором возможно осуществить процесс сгорания без проседания p_z ниже p_c .

В случае организации РОГ за счет снижения угла наклона линии сжатия появляется возможность реализации подхода минимизации g_e , который свойственен РП с I типом ИД, причем в этом случае выбросы PM несколько увеличиваются при снижении NO_x .

Таким образом, для получения регрессионных зависимостей с учетом предложенных подходов выбора параметров управления РП были проведены расчетные исследования в диапазоне варьирования параметров топливоподачи и степени РОГ для каждого режима цикла токсичности, а также условием обеспечения температуры ОГ после ТКР не выше 830 К.

3.3 Исследование выбросов оксидов азота

Из результатов расчетных исследований следует, что один и тот же уровень NO_x можно получить при различном сочетании $p_{впр}$ и θ . Причем при выборе высоких $p_{впр}$ для снижения NO_x необходимо снижать значения θ , как и наоборот организацию процесса сгорания с высокими θ необходимо компенсировать снижением $p_{впр}$. Применение РОГ позволяет снизить выброс NO_x с более высокими значениями $p_{впр}$ и θ , что делает рассматриваемый способ улучшения РП преобладающим при прочих равных условиях, ввиду того, что позволяет реализовать потенциал топливоподающей аппаратуры в направлении снижения выбросов ОГ.

При моделировании РП на режиме H-75, снижение θ до 4 град ПКВ и $p_{впр}$ до 100 МПа позволили получить выброс NO_x лишь на уровне 4,9 г/кВт·ч, а при организации ρ_r на уровне до 0,2 мини-

мальный выброс NO_x составил 1,7 г/кВт·ч. Результаты моделирования NO_x при $\theta = 8$ град ПКВ и изменении $p_{впр}$ и ρ_p представлены на рисунке 3.2.

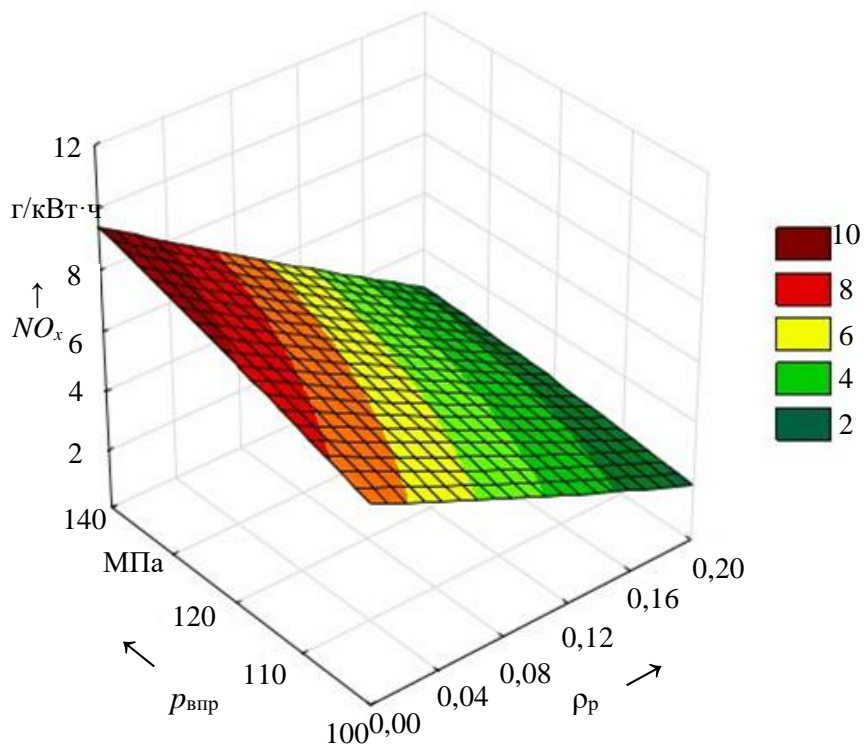
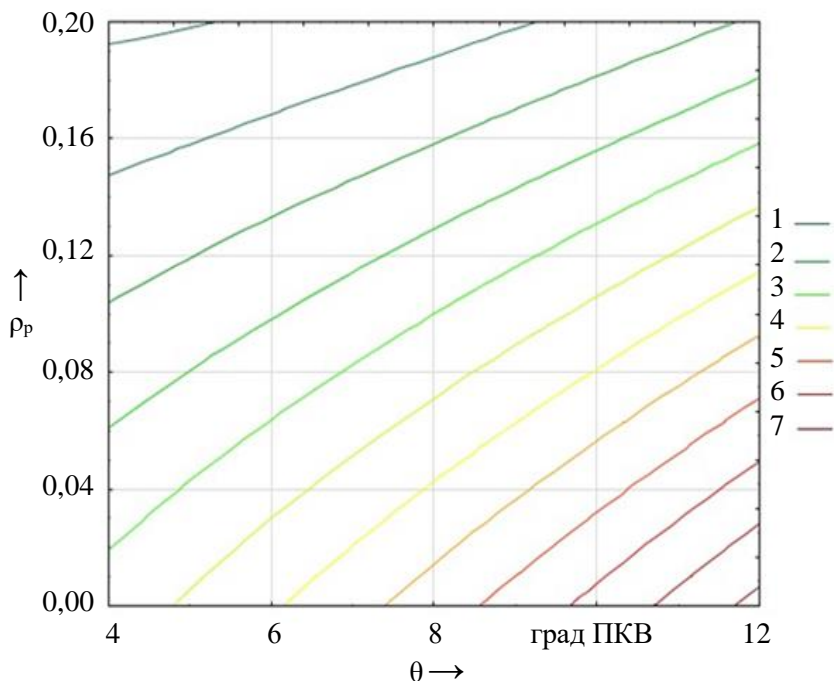


Рис. 3.2. – Результаты моделирования выбросов NO_x в зависимости от $p_{впр}$ и ρ_p

При поддержании $p_{впр}$ на неизменном уровне (140 МПа) прослеживается увеличение дистанции между кривыми с постоянным NO_x при одновременном снижении θ и увеличении ρ_p (рисунок 3.3). Так, для уменьшения NO_x на 2 г/кВт·ч, при организации РП без РОГ происходит за счет снижения θ на 1...1,5 град ПКВ, то при $\rho_p = 0,2$, θ приходится уменьшать на 2...4 град ПКВ. Рассмотрев РП при неиз-

менном θ наблюдается схожая картина, что свидетельствует о снижении интенсивности влияния рассматриваемых регулировочных параметров в области низких выбросов NO_x .



1 – $NO_x = 2$ г/кВт·ч; 2 – $NO_x = 4$ г/кВт·ч; 3 – $NO_x = 6$ г/кВт·ч;
 4 – $NO_x = 8$ г/кВт·ч; 5 – $NO_x = 10$ г/кВт·ч;
 6 – $NO_x = 12$ г/кВт·ч; 7 – $NO_x = 14$ г/кВт·ч

Рис. 3.3. – Результаты моделирования выбросов NO_x в зависимости от θ и ρ_p

3.4 Определение выбросов дисперсных частиц

Рассматривая PM в контексте снижения NO_x , следует отметить значительный рост выбросов при увеличении ρ_p . Так, на режиме Н-75 уже при $\rho_p = 0,1$ в нижнем диапазоне варьирования параметров топливоподачи, выброс PM превышает $0,1$ г/кВт·ч (рисунок 3.4).

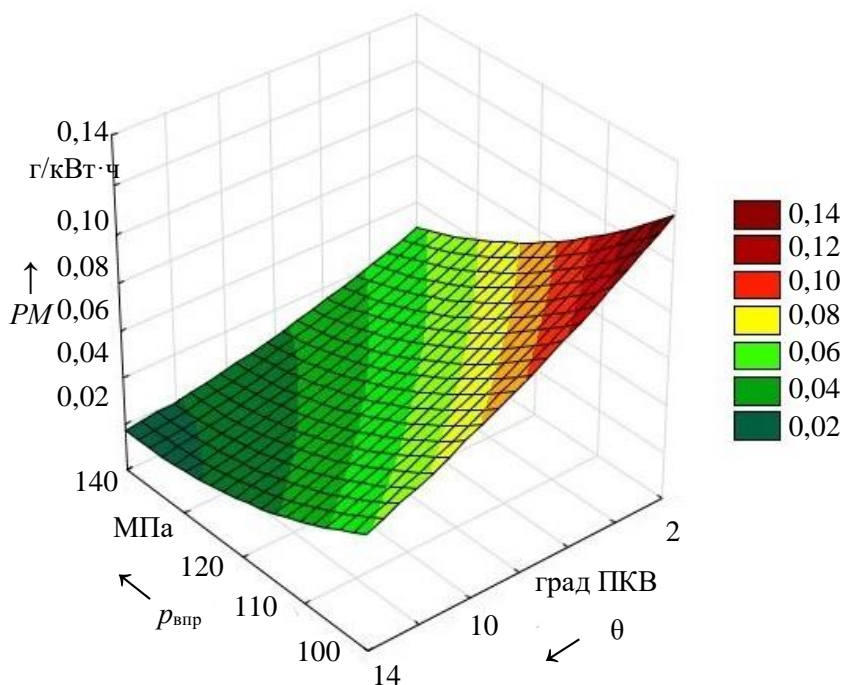


Рис. 3.4. – Результаты моделирования выбросов PM в зависимости от $p_{впр}$ и θ

Организация РП с $p_{впр}$ и θ в верхнем диапазоне варьирования позволяет получить наиболее низкие значения PM при любых значениях p_p . Если эффективность снижения PM с увеличением $p_{впр}$ выше 125 МПа снижается, то влияние θ на PM в рассмотренном диапазоне от 2 до 14 град ПКВ остается практически линейной. Причем, в отличие от NO_x , резкого снижения влияния $p_{впр}$ на PM со снижением θ не прослеживается.

3.5 Определение топливной экономичности

Отличительной чертой мероприятий по снижению выброса NO_x является четко прослеживаемая тенденция увеличения расхода топлива. Топливо-экономические показатели дизеля в зависимости от параметров топливоподачи без организации РОГ изменяются моно-

тно. При организации перепуска ОГ во впускной коллектор картина изменения зависимости g_e от $p_{впр}$ и ρ_p несколько видоизменяется и для режима Н-75 при $p_{впр} = 140$ МПа представлена на рисунке 3.5.

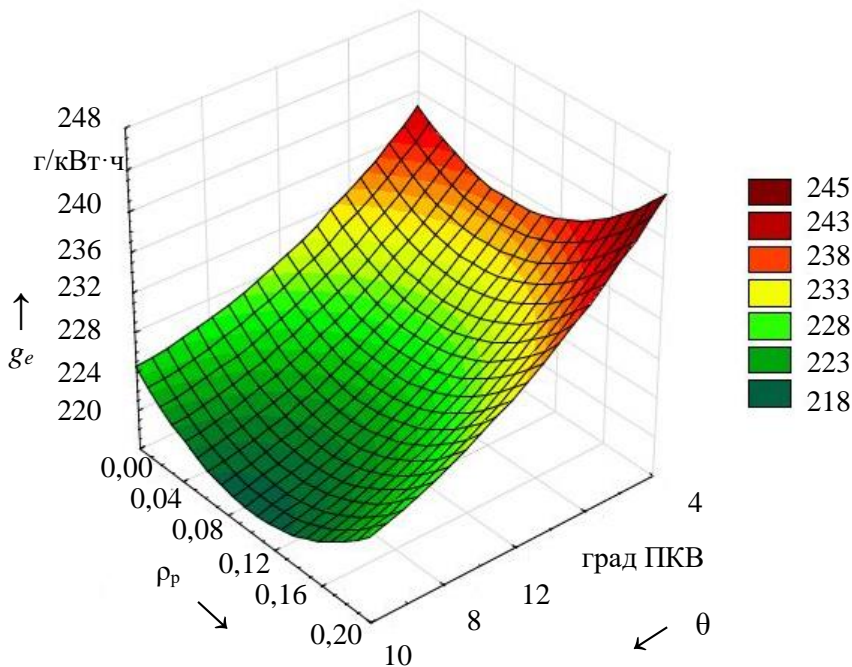


Рис. 3.5. – Результаты расчета выбросов g_e в зависимости от θ и ρ_p

Отчетливо наблюдается область минимизации расхода топлива во всем диапазоне изменения параметров топливоподачи на всех точках исследования, Н-75 при $\rho_p = 0,08 \dots 0,12$. Отклонение от этого диапазона, как в сторону увеличения (снижение ρ_p), так и уменьшения (увеличение ρ_p), приводит к возрастанию g_e , причем тенденция роста расхода топлива при снижении θ и $p_{впр}$ сохраняется во всем диапазоне исследования ρ_p . Добиться дальнейшего смещения g_e в области минимизации расхода топлива за счет увеличения значений $p_{впр}$ выше рассматриваемого диапазона, при обеспечении сопоставимых NO_x и PM , не удастся. Таким образом, в рассматриваемом уровне форсировки и выбранной комплектации дизеля, для реализации потенциала организации рабочего процесса является достаточным применение системы топливоподачи с $p_{впр} = 160$ МПа.

3.6 Определение температуры отработавших газов после турбокомпрессора

Сопоставив результаты моделирования T_r' с θ и ρ_p , можно отметить, что температура отработавших газов, в большей степени, зависит от РОГ. Так, для режима Н-75, резкое увеличение T_r' происходит при значениях ρ_p выше 0,14 (рисунок 3.6).

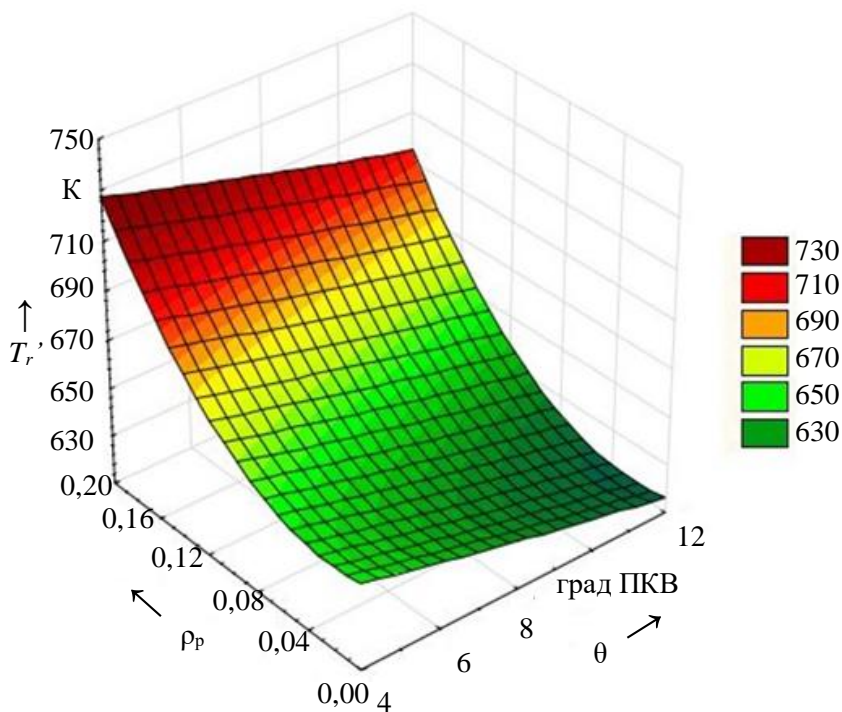


Рис. 3.6. – Результаты расчета выбросов T_r' в зависимости от θ и ρ_p при $p_{\text{впр}} = 140$ МПа
Во всем диапазоне варьирования параметров топливоподачи и РОГ на режиме Н-75 изменение T_r' находилось в диапазоне 130 К.

3.7 Регрессионные зависимости для оценки совершенствования рабочего процесса

После проведения расчетов на всех характерных точках цикла NRSC, были получены регрессионные зависимости оценочных параметров (ОП), которые в приведенном виде выглядят следующим образом [94]:

$$\begin{aligned} \text{ОП} = & K_{\rho_p^2} \cdot \rho_p^2 + K_{p_{\text{впр}}^2} \cdot p_{\text{впр}}^2 + K_{\theta^2} \cdot \theta^2 - K_{\rho_p} \cdot \rho_p - \\ & - K_{p_{\text{впр}}} \cdot p_{\text{впр}} - K_{\theta} \cdot \theta + K_{\rho_p p_{\text{впр}}} \cdot (\rho_p \cdot p_{\text{впр}}) - \\ & - K_{\rho_p \theta} \cdot (\rho_p \cdot \theta) - K_{p_{\text{впр}} \theta} \cdot (p_{\text{впр}} \cdot \theta) + K_0, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где $K_{\rho_p^2}$ – коэффициент регрессии при ρ_p^2 с учетом приведения;

$K_{p_{\text{впр}}^2}$ – коэффициент регрессии при $p_{\text{впр}}^2$ с учетом приведения;

K_{θ^2} – коэффициент регрессии при θ^2 с учетом приведения;

K_{ρ_p} – коэффициент регрессии при ρ_p с учетом приведения;

$K_{p_{\text{впр}}}$ – коэффициент регрессии при $p_{\text{впр}}$ с учетом приведения;

K_{θ} – коэффициент регрессии при θ с учетом приведения;

$K_{\rho_p p_{\text{впр}}}$ – коэффициент регрессии при $(\rho_p \cdot p_{\text{впр}})$ с учетом

приведения;

$K_{\rho_p \theta}$ – коэффициент регрессии при $(\rho_p \cdot \theta)$ с учетом

приведения;

$K_{p_{\text{впр}} \theta}$ – коэффициент регрессии при $(p_{\text{впр}} \cdot \theta)$ с учетом приведе-

ния;

K_0 – свободный член регрессионной зависимости.

Для удобства использования, при получении регрессии T_r' значения температуры были пересчитаны в °С. Для получения g_e использовался $\eta_m = 0,84$, определенного методом прокрутки при проведении экспериментальных исследований.

Результаты расчетов для каждой точки цикла NRSC представлены в Приложении Б, коэффициенты регрессии приведены в Приложении В, а коэффициенты регрессии с учетом приведения – в таблице 3.5.

Таблица 3.5. – Коэффициенты регрессии оценочных параметров для каждой точки цикла NRSC с учетом приведения

Точки цикла NRSC	Коэффициенты регрессии	Оценочные параметры			
		g_e	NO_x	PM	T_r'
1	2	3	4	5	6
Н-100	$K_{\rho_p^2}$	1008,78	83,54	16,15	3775,47
	$K_{\rho_{впр}^2}$	0,00	0,00	0,00	0,00
	K_{θ^2}	0,20	0,02	0,00	-0,14
	K_{ρ_p}	16,48	3,25	3,90	213,72
	$K_{\rho_{впр}}$	-0,82	0,04	-0,01	-0,76
	K_{θ}	-10,34	-0,15	-0,01	-12,68
	$K_{\rho_p \rho_{впр}}$	-0,84	-0,26	-0,03	-4,12
	$K_{\rho_p \theta}$	-3,23	-2,37	-0,05	11,76
	$K_{\rho_{впр} \theta}$	0,04	0,00	0,00	0,06
	K_0	337,96	-0,25	0,67	642,16
Н-75	$K_{\rho_p^2}$	646,38	77,75	5,02	1723,46
	K_{ρ_p}	-81,14	7,46	1,49	-139,97

Продолжение таблицы 3.5

1	2	3	4	5	6
Н-75	$K_{\rho_{\text{вир}}}$	-0,93	0,05	-0,01	-2,55
	K_{θ}	-8,74	-0,22	-0,01	-10,13
	$K_{\rho_p \rho_{\text{вир}}}$	-0,16	-0,27	-0,01	0,98
	$K_{\rho_p \theta}$	-2,16	-2,44	-0,02	4,04
	$K_{\rho_{\text{вир}} \theta}$	0,03	0,00	0,00	0,04
	K_0	345,42	-0,73	0,57	634,77
Н-50	$K_{\rho_p^2}$	501,65	46,32	2,47	900,13
	$K_{\rho_{\text{вир}}^2}$	0,01	0,00	0,00	0,01
	K_{θ^2}	0,15	0,02	0,00	0,01
	K_{ρ_p}	-158,01	9,79	0,95	113,22
	$K_{\rho_{\text{вир}}}$	-1,69	0,07	-0,01	-2,36
	K_{θ}	-8,31	-0,22	0,00	-3,58
	$K_{\rho_p \rho_{\text{вир}}}$	0,14	-0,28	-0,01	0,12
	$K_{\rho_p \theta}$	0,38	-1,95	-0,01	-0,96
	$K_{\rho_{\text{вир}} \theta}$	0,03	0,01	0,00	0,01
	K_0	397,38	-1,31	0,49	466,20
Н-10	$K_{\rho_p^2}$	1024,79	24,07	0,67	333,82
	$K_{\rho_{\text{вир}}^2}$	-0,01	0,00	0,00	0,02
	K_{θ^2}	0,22	0,08	0,00	0,06
	K_{ρ_p}	-451,03	10,71	0,53	-33,60
	$K_{\rho_{\text{вир}}}$	1,39	0,16	-0,01	-2,31

Продолжение таблицы 3.5

1	2	3	4	5	6
Н-10	K_{θ}	-13,20	-1,00	0,06	0,24
	$K_{\rho_p \rho_{\text{внр}}}$	-0,26	-0,34	-0,02	1,28
	$K_{\rho_p \theta}$	4,74	-2,83	0,06	-3,44
	$K_{\rho_{\text{внр}} \theta}$	0,06	0,01	0,00	-0,04
	K_0	586,71	3,11	0,33	300,78
ПР-100	$K_{\rho_p^2}$	2007,22	451,86	24,14	6068,57
	$K_{\rho_{\text{внр}}^2}$	0,00	0,00	0,00	-0,01
	K_{θ^2}	0,11	0,03	0,00	-0,23
	K_{ρ_p}	66,55	-11,93	2,68	649,39
	$K_{\rho_{\text{внр}}}$	-0,36	0,14	-0,01	0,94
	K_{θ}	-5,66	-0,05	-0,02	-16,40
	$K_{\rho_p \rho_{\text{внр}}}$	-1,00	-0,57	-0,03	-4,14
	$K_{\rho_p \theta}$	-1,64	-4,61	0,01	19,19
	$K_{\rho_{\text{внр}} \theta}$	0,02	0,00	0,00	0,13
	K_0	254,73	-4,50	0,68	517,86
ПР-75	$K_{\rho_p^2}$	1250,81	334,86	10,96	2766,62
	$K_{\rho_{\text{внр}}^2}$	0,00	0,00	0,00	0,00
	K_{θ^2}	0,06	0,04	0,00	-0,08
	K_{ρ_p}	-20,48	-12,01	0,42	446,25
	$K_{\rho_{\text{внр}}}$	-0,52	0,16	-0,01	-0,69
	K_{θ}	-5,34	-0,19	-0,01	-5,25

Окончание таблицы 3.5

1	2	3	4	5	6
ПР-75	$K_{\rho_p \rho_{\text{внр}}}$	-0,36	-0,53	-0,01	-0,69
	$K_{\rho_p \theta}$	-2,64	-4,45	0,04	1,16
	$K_{\rho_{\text{внр}} \theta}$	0,03	0,00	0,00	0,04
	K_0	261,05	-3,78	0,38	461,58
ПР-50	$K_{\rho_p^2}$	570,67	142,55	4,99	29,84
	$K_{\rho_{\text{внр}}^2}$	0,00	0,00	0,00	0,01
	K_{θ^2}	0,14	0,03	0,00	-0,03
	K_{ρ_p}	-30,40	-3,79	0,44	502,26
	$K_{\rho_{\text{внр}}}$	-1,10	0,12	-0,01	-1,50
	K_{θ}	-5,41	-0,17	0,00	-3,58
	$K_{\rho_p \rho_{\text{внр}}}$	-0,28	-0,47	-0,01	-0,95
	$K_{\rho_p \theta}$	-0,73	-2,99	0,03	1,39
	$K_{\rho_{\text{внр}} \theta}$	0,03	0,01	0,00	0,02
	K_0	-285,87	-1,12	0,31	405,86

С учетом полученных данных расчетных исследований можно отметить, что, достичь одновременного выполнения перспективных норм по выбросам NO_x и PM только за счет РП не представляется возможным. Ввиду широкого диапазона изменения выбросов и высокой чувствительности к факторам воздействия, определить оптимальные настройки, без применения специальных расчетных методов, является проблематичным. Для выбора направления совершенствования РП необходимо проанализировать регрессионные зависимости с учетом протекания рабочего процесса, определяющегося формой ИД, а также выработать подход поиска целевого решения.

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1 Объект исследования

Объект исследования представляет собой дизель серии Д-245 производства ОАО «Управляющая компания холдинга «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД» (4ЧН11/12,5) мощностью 90 кВт, оснащенный аккумуляторной системой впрыска топлива с электронным управлением (рисунок 4.1) и оборудованный системой РОГ и клапаном управления количеством перепускаемых ОГ, установленного после теплообменника РОГ.

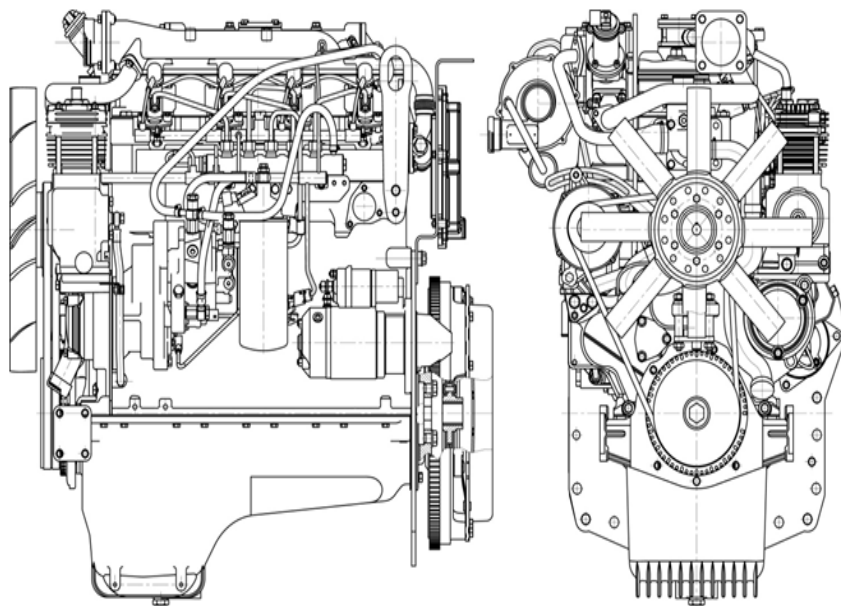


Рис. 4.1. – Общий вид объекта исследования

Основные параметры объекта исследования приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1. – Параметры объекта исследования

Параметр	Значение
Тип дизеля	4-х тактный с турбо-наддувом и ОНВ
Число и расположение цилиндров	4-х цилиндровый, рядное, вертикальное
Рабочий объем цилиндра (расчетный), л	4,75
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Степень сжатия (расчетная)	16
Диаметр цилиндра, мм	110
Ход поршня, мм	125
Мощность номинальная брутто, кВт	90
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	2200
Максимальный крутящий момент брутто, Н·м	501
Число клапанов на цилиндр	2
Способ смесеобразования	Непосредственное впрыскивание
Система топливоподачи	Аккумуляторного типа с электронным управлением
Инжекторы	Закрытого типа с электрогидравлическим управлением
Турбокомпрессор	Регулируемый с центробежной турбиной и центробежным компрессором

Изменение и контроль параметров топливоподачи и степени РОГ обеспечивается встроенной в объект исследования системой управления и активного контроля (рисунок 4.2), включающей штатные датчики электронной системы управления дизелем, соединительные кабели, исследовательский электронный блок управления дизелем

(ЭБУ) EDC17CV54-5.01 ЕТК с расширенными функциями обработки и индикации сигналов и внутренних переменных, блок коммуникации ES-590 между ЭБУ и электронно-вычислительной машиной (ЭВМ). Система позволяет дистанционно изменять в широком диапазоне параметры впрыска топлива и степень РОГ посредством управления открытием клапана РОГ. Параметры системы управления и активного контроля настраивались с использованием оборудования экспериментальной установки.

4.2 Экспериментальная установка

Разработанная экспериментальная установка изображена на рисунке 4.3 и состоит из системы управления и активного контроля параметров топливоподачи объекта исследования, систем управления топливоподачей и режимами нагружения дизеля, комплекса индирования и систем измерения параметров работы дизеля и состава отработавших газов [94, 95, 97].

4.2.1 Тормозной стенд

Тормозной стенд представляет собой динамометр постоянного тока (максимальная мощность – 247 кВт) с принудительным воздушным охлаждением и комплексом оборудования, предназначенного для точного измерения крутящего момента ($M_{\max} = 813 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $n = 1330 \text{ мин}^{-1}$) с одновременным изменением частоты вращения.

Измерение крутящего момента основано на измерении реактивного момента между нагрузкой динамометра и динамометром. Для измерения реактивной силы применялся так называемый измерительный фланец, содержащий тензометрический датчик T10F (рисунок 4.4), выходной сигнал которого обрабатывается в нормированный аналоговый или FM-модулированный сигнал. Калибровка производилась посредством подвешивания спецгрузов на калибровочные плечи, длиной 1,0197 м, и корректировки калибровочной кривой согласно расчетным значениям крутящего момента при разрыве механической связи между измерительным фланцем и дизелем путем демонтажа карданной муфты. Для расчета, значение гравитационного ускорения принималось равным $9,8067 \text{ м/с}^2$.

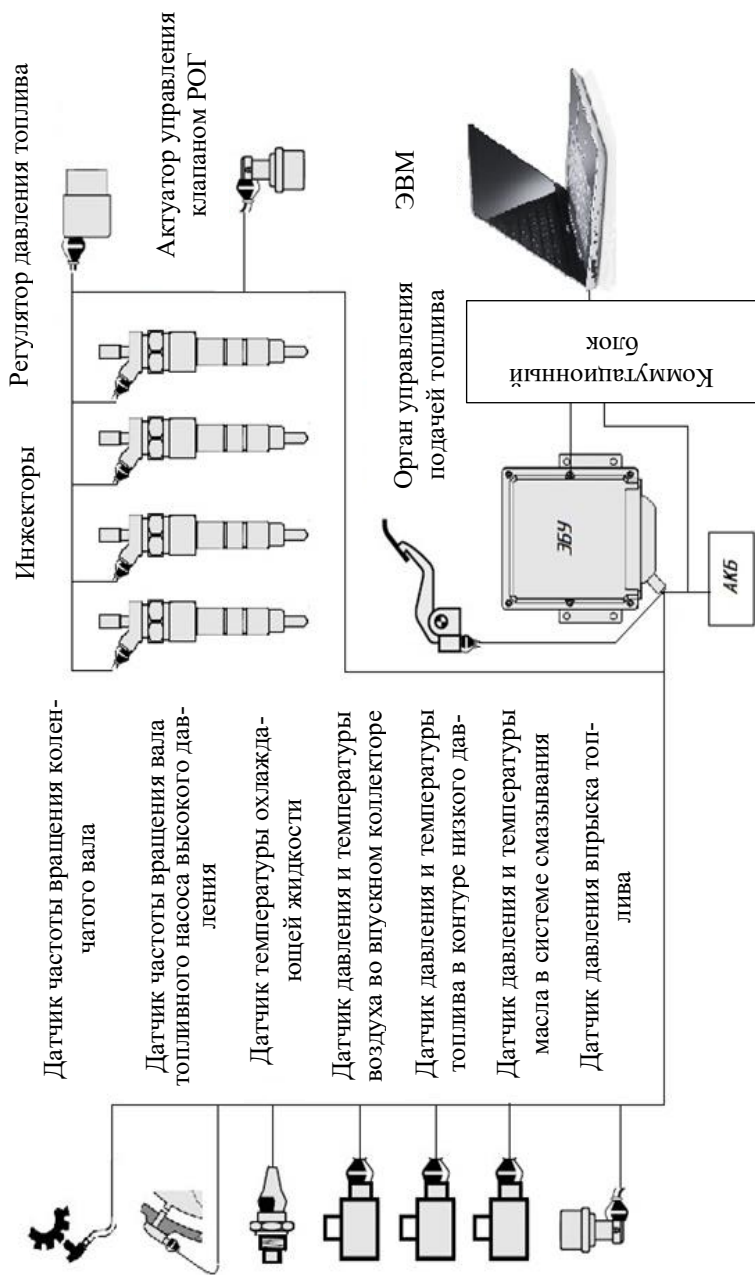


Рис. 4.2. – Система управления и активного контроля параметров топливоподачи и степени РОГ

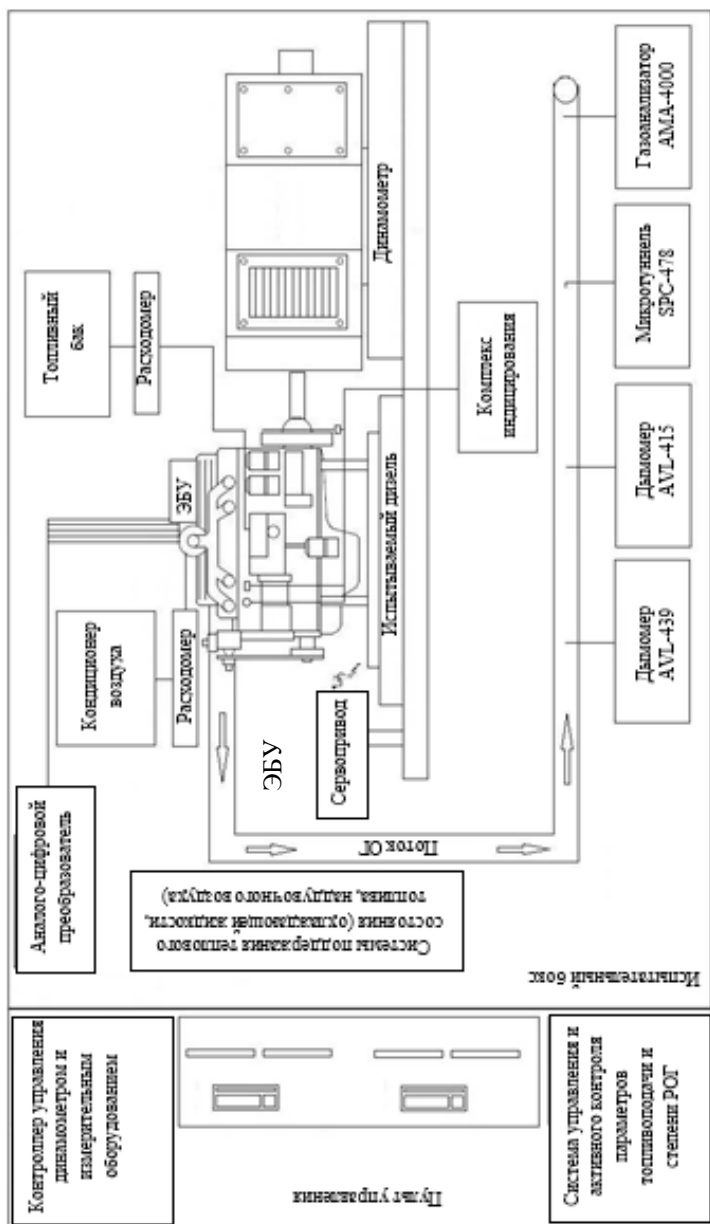


Рис. 4.3. – Экспериментальная установка

Для измерения частоты вращения с обратной стороны вала машины установлен инкрементный датчик IRC 305, имеющий диапазон измерения 300...2900 мин⁻¹.

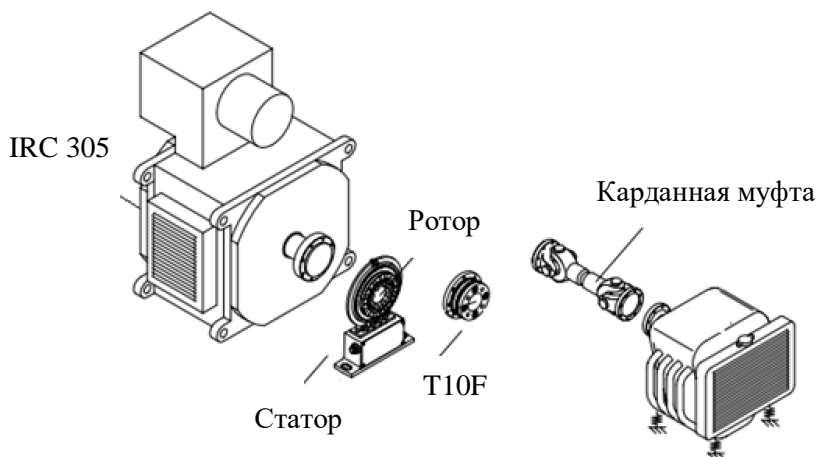


Рис. 4.4. – Схема тормозного стенда

Объект исследования (рисунок 4.5) был установлен на стойки крепления через демпфирующие подушки, подсоединен к кардану тормозного стенда и отцентрирован. Датчики давления и температуры монтировались на детали и системы дизеля путем доработки характерных мест под установку переходных штуцеров, бонок и переходных проставок, и после аналогово-цифрового преобразователя посредством измерительных каналов подключались к системе управления стенда. Соответствующие системы дизеля подсоединялись к стендовым системам поддержания теплового состояния охлаждающей жидкости, топлива и наддувочного воздуха. Для охлаждения моторного масла использовался штатный жидкостно-масляный теплообменник, предусмотренный конструкцией объекта исследования. Дизельное топливо под действием гидростатического давления из топливных баков, закрепленных на стене бокса, подводилось к расходомеру топлива AVL-735S и после кондиционера топлива AVL-753C, регулятора давления, фильтра тонкой и грубой очистки направлялось к топливному насосу высокого давления дизеля.

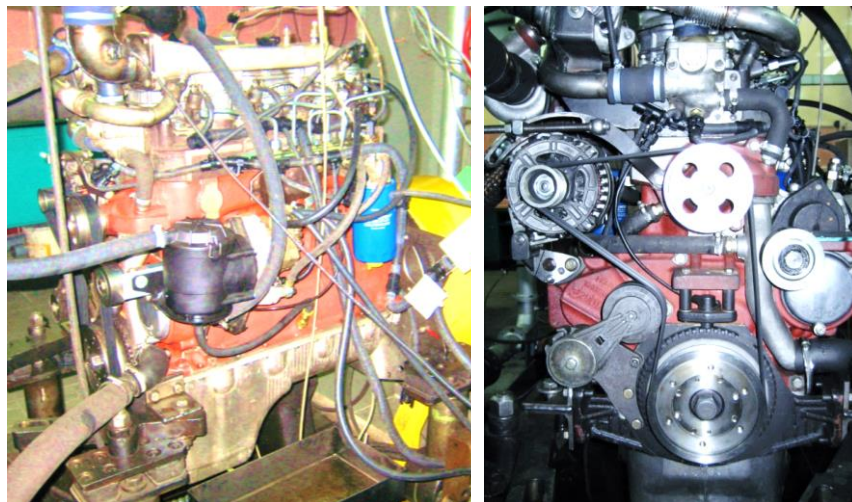


Рис. 4.5. – Объект исследования, установленный на тормозной стенд

Расходомер воздуха ИРВИС-РС-4, стационарно закрепленный на стене после воздушного фильтра, подсоединялся к турбокомпрессору посредством металлических труб, резиновых патрубков и хомутов. Принцип действия прибора основан на эффекте формирования в следе за телом обтекания цепочки вихрей, частота следования которых пропорциональна объемному расходу, определяемому на основании измерения скорости охлаждения, нагретого термопреобразователя сопротивлением потоком рабочего газа и его теплофизических свойств (давления и температуры). Диапазон измерения находится в диапазоне $180 \dots 7000 \text{ м}^3/\text{ч}$; пределы основной относительной погрешности в диапазоне работы до 0,2 измерительной шкалы составляли 1,3 % и свыше – 1 %; пределы допускаемой относительной погрешности по выходу стандартного интерфейса каналов измерения температуры и давления составляли соответственно 0,5 % и 0,6 %.

Для исключения поджатия потока на всасывании за счет разрежения, длина компенсации патрубками между трубами не превышала 5 мм. Выхлоп ОГ отводился через принудительную систему дымоудаления с разрежением в системе после заслонки, не превышающим 0,5 кПа. Поскольку для исключения влияния на результаты испытаний

система вентиляции картерных газов дизеля была отключена, газы после сапуна удалялись из бокса за счет работы системы вытяжной вентиляции. Приток и охлаждение воздуха осуществлялись кондиционером.

Температура в испытательном боксе и температура впускного воздуха поддерживалась автономной системой кондиционирования в диапазоне 20 ± 3 °С. Расход топлива измерялся массовым расходомером, принцип которого основывается на работе кориолисового датчика потока. Диапазон измерения применяемого расходомера находится в диапазоне 0...125 кг/ч; частота опроса датчика составляет 10 Гц. Кондиционер топлива поддерживал температуру в диапазоне 38 ± 2 °С. Температура охлаждающей жидкости и температура наддувочного воздуха контролировались системой управления стендом и поддерживались в диапазоне 85 ± 3 °С и 45 ± 3 °С соответственно. Температура моторного масла на протяжении испытаний не превышала 108 °С. Разряжение на впуске и противодавление на выпуске, оговоренные в технических условия дизеля, выставлялись заслонками стендовых систем впуска и выпуска на номинальном режиме работы дизеля и составляли 7 кПа. Влажность воздуха на впуске фиксировалась емкостным гигротермодатчиком канального исполнения, обеспечивающим достоверное измерение влажности в рабочей области от 0 до 100 % с временем отклика – 10 с.

Высокотемпературные параметры ОГ фиксировались термопарами с диапазоном измерения $-200...1200$ °С, остальные датчиками сопротивления с диапазоном измерения $-50...300$ °С.

При проведении метрологической аттестации стенда калибровка датчиков измерения температуры осуществлялась физикально, путем нагрева датчика в калибраторе температуры АТС 650В с внешним термометром, прошедшими поверку в РУП «Белорусский государственный институт метрологии», на двух точках калибровочной кривой. Проверка измеряемых значений производилась с учетом измерительных каналов стенда, используемых в процессе измерения. В случае с высокотемпературными датчиками, верхний диапазон калибровки осуществлялся при 650 °С.

Для измерения давления использовались микромеханические датчики мембранного типа DMP331 с чувствительным элементом

DSP401, который, совместно со встроенным электронным усилителем и температурным компенсатором, вмонтированы в общий корпус из нержавеющей стали. В качестве наполнителя использовалось масло, запитка датчика осуществлялась источником постоянного тока. При проведении метрологической аттестации стенда для воспроизведения давления, к каналу измерения подключалась пневматическая помпа и эталонный датчик IDOS, проходящие периодическую поверку в РУП «Белорусский государственный институт метрологии».

Перечень измеряемых параметров с погрешностью измерения сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2. – Измеряемые параметры

Измеряемый параметр	Обозначение	Ед. измерения	Погрешность измерения
1	2	3	4
Частота вращения коленчатого вала	n	мин ⁻¹	0,2%
Крутящий момент	M_k	Н·м	0,5%
Часовой расход топлива	G_t	кг/ч	±0,25%
Объемный расход воздуха	V_v	м ³ /ч	±1...1,3 %
Барометрическое давление	B_o	кПа	±0,1 кПа
Относительная влажность воздуха	ψ	%	±3,5%
Температура воздуха на впуске	$T_{вп}$	°С	±1 °С
Температура воздушного заряда после смешивания с рециркулируемыми газами	$T_{см}$	°С	±1 °С
Температура масла	T_m	°С	±3 °С
Температура охлаждающей жидкости	$T_{ож}$	°С	±3 °С

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4
Температура воздуха после ТКР	T_k	°C	±1 °C
Температура воздуха после ОНВ	T_k'	°C	±1 °C
Температура ОГ перед ТКР	T_{tr}	°C	±10 °C
Температура ОГ после ТКР	T_r'	°C	±10 °C
Температура ОГ после охладителя РОГ	$T_{РОГ}$	°C	±1 °C
Давление на впуске	$p_{вп}$	кПа	±0,05 кПа
Давление наддува после ТКР	p_k	кПа	±1 кПа
Давление наддува после ОНВ	p_k'	кПа	±0,5 кПа
Давление выпуска перед ТКР	p_{tr}	кПа	±1 кПа
Давление выпуска после ТКР	p_r'	кПа	±0,5 кПа
Давление впрыска топлива	$p_{впр}$	МПа	±0,05 МПа
Объемная концентрация THC в ОГ	C_{THC}	ppm	±2,2%
Объемная концентрация NO_x в ОГ	C_{NO_x}	ppm	±2,3%
Объемная концентрация CO в ОГ	C_{CO}	ppm	±2%
Объемная концентрация CO_2 в ОГ	C_{CO_2}	%	±0,8%
Объемная концентрация CO_2 воздуха после смешивания с ОГ	$C_{CO_2\text{ РОГ}}$	%	±0,8%
Дымность ОГ	N	% HSU	±1 %

Ввиду того, что в контуре измерения расхода топлива помимо механического топливоподкачивающего насоса дизеля присутствуют дополнительно два электрических насоса, необходимые для работы

расходомера и кондиционера топлива, а также из-за особенности работы аккумуляторной системы топливоподачи с высоким расходом по дренажу, производилась процедура регулировки давления в подводящей и отводящей топливных магистралях. Настройка вентилей регулятора давления производилась таким образом, чтобы достичь минимальной амплитуды мгновенных значений расхода топлива на номинальном режиме работы дизеля.

4.2.1 Система индицирования

Для проведения индицирования между маховиком и карданной муфтой был установлен специальный диск (рисунок 4.6), проградуированный через 0,5 град ПКВ, крепящийся посредством шпилек к маховику.

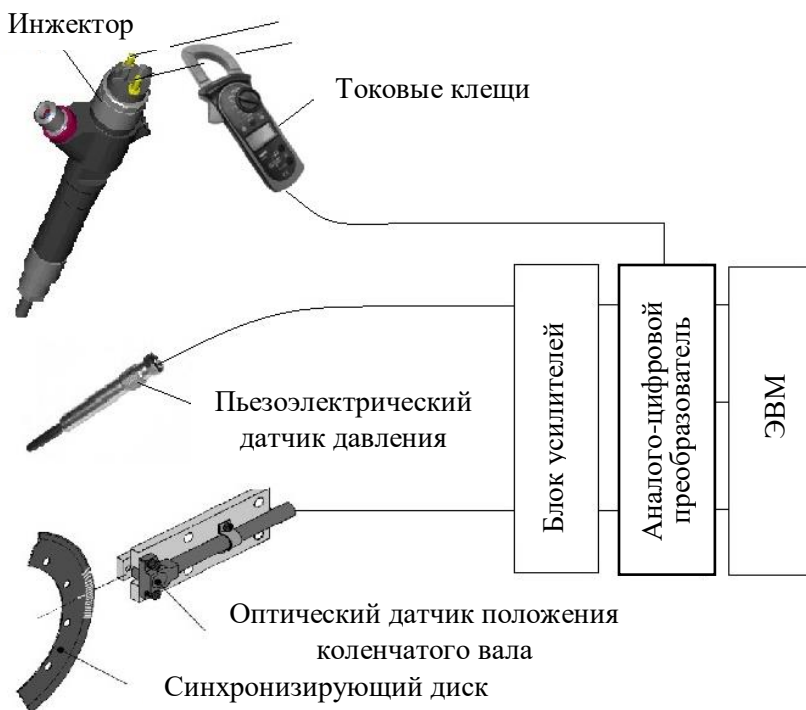


Рис. 4.6. – Система индицирования дизеля

Оптический датчик положения коленчатого вала с синхронизирующим диском, определяющие частоту записи давления газов в цилиндре, позволяют точно определить местоположение маховика и производить высокочастотную запись сигналов в зависимости от положения коленчатого вала. Пьезоэлектрический датчик давления с погрешностью измерения $\pm 2\%$ в диапазоне измеряемых величин 3...20 МПа монтировался в специальный адаптер, который устанавливался в головку блока цилиндров вместо свечи накаливания первого цилиндра без дополнительной доработки узла. Сигнал управления инжектором фиксировался при помощи токовых клещей, закрепленных на жгуте проводов дизеля. Измерительные сигналы после блоков усилителей и аналого-цифровых преобразователей записывались комплексом индицирования *AVL INDIMASTER ADVANCED 670*. Определение ВМТ корректировалось при помощи предварительной автоматической обработки ИД до начала испытаний, предусмотренных программным обеспечением измерительного комплекса, при прокрутке дизеля от балансирной машины без подачи управляющего сигнала на инжекторы (без топливоподачи) [98].

Для вывода на рабочий экран мгновенных значений давления газов в цилиндре, сигнала управления инжектором в виде диаграмм в зависимости от угла поворота коленчатого вала, частоты вращения коленчатого вала и других расчетные параметров, предусмотренных программным комплексом IndiCom 1.3, была сформирована рабочая область, включающая настройку измерительных каналов, блоков усилителей и параметров сенсоров.

В момент изменения параметров топливоподачи осуществлялся мониторинг изменения ИД. После стабилизации параметров дизеля, синхронно с началом измерения параметров тормозным стендом, записывались данные индицирования в отдельный файл. Значения давления газов в цилиндре фиксировались на протяжении 50-и циклов сгорания, после чего усреднялись.

4.2.2 Оборудование для определения экологических показателей

Измерение газообразных составляющих ОГ осуществлялось газоаналитическим комплексом АМА 4000 (рисунок 4.7) производства фирмы "Pierburg" (Германия), регистрирующим объемные концентрации THC , NO_x , CO , CO_2 и CO_2 пог.



Рис. 4.7. – Газоаналитический комплекс АМА-4000

Проба ОГ забиралась принудительно через пробоотборный зонд посредством принудительного насоса из выхлопной трубы испытательного стенда. После подогреваемого фильтра по обогреваемым линиям, температура в которых для предотвращения образования конденсата поддерживалась блоком нагрева пробы со встроенным регулятором температуры на уровне 190 °С, проба подавалась в измерительные камеры приборов [99].

Измерение *ТНС* происходило анализатором, работающим на основе метода ионизации атомов органических углеродов в водородном пламени, что обеспечивает протекание электрического тока,

пропорционального атомам углерода, между электродами различных потенциалов.

Выбросы NO_x определялись прибором, принцип работы которого основан на интенсивности хемилюминесцентного излучения при окислении NO в среде O_3 . Световой поток, излучаемый при реакции, пропускаться через оптический фильтр на датчик фотоумножителя, который преобразовывался в электрический сигнал, пропорциональный люминесцентной интенсивности.

Для измерения CO , CO_2 и CO_2 роГ использовались приборы с принципом работы, основанном на распознавании спектра поглощения инфракрасного излучения, пропускаемого через пробу ОГ. На основании разницы электрических сигналов датчиков, фиксирующих непоглощенное инфракрасное излучение от референсного газа, не содержащего анализируемые компоненты, и анализируемой пробы определяется концентрация соответствующих компонентов ОГ.

Перед измерением концентрации газовых компонентов производилась калибровка, заключающаяся в пропускании через измерительные камеры приборов соответствующих калибровочных газов с концентрацией, соответствующей диапазону измерения. После завершения испытаний проводилась повторная проверка анализаторов путем повторного пропускания калибровочных газов через измерительные камеры приборов. Расхождение величин концентрации калибровочных газов до и после измерения не превышала 2 %.

Дымность ОГ фиксировалась дымомером AVL-439 (рисунок 4.8), измеряющий потерю интенсивности светового потока (преломление, поглощение или отражение) между источником и приемником (детектором) в измерительной камере определенной длины. Прозрачность ОГ вычислялась по закону Бира-Ламберта [100]. Перед началом испытаний проводилась проверка детектора при помощи стекол с известными параметрами затемненности. Разрешение измерения составляет 1 Гц, единица измерения может определяться по шкале Hartridge в % H₂SU или м⁻¹ в виде коэффициента поглощения k . Поток пробы 40...49 л/мин через измерительную камеру с фотометрической базой 0,43 м обеспечивается двумя мембранными насосами.

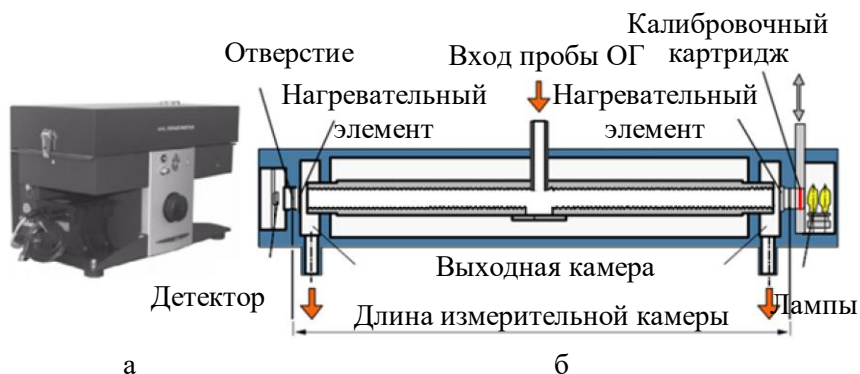


Рис. 4.8. – Общий вид (а) и принцип измерения дымомера AVL-439 (б)

С другой стороны, сажевый состав ОГ исследовался прибором AVL-415 (рисунок 4.9), принцип действия которого основан на учете степени почернения фильтрующей бумаги после пропускания пробы ОГ [101].

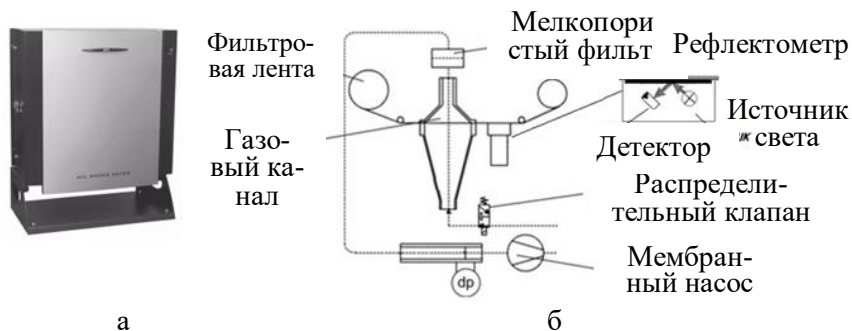
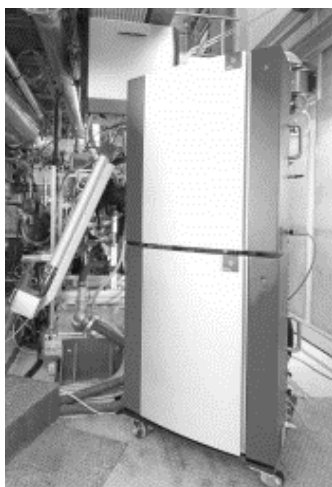


Рис. 4.9. – Общий вид (а) и принцип измерения дымомера AVL-415 (б)

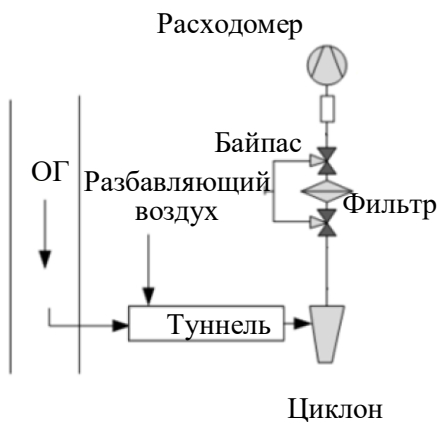
Предел измерения прибора составляет $0 \dots 10$ FSN с разрешающей способностью $0,01$ FSN и относительной погрешностью ± 2 %. Эффективная длина измерения прибора составляет 405 мм, стандартизованная ISO 10054. Значение FSN представляет собой результат измерения пробы 330 см^3 (при давлении 1 бар и температуре 298 К), образующейся на фильтрующей ленте пятно, диаметром 32 мм .

Для обеспечения сопоставимости результатов во всем диапазоне измерений, объем просасываемой пробы определялся исходя из условия обеспечения степени почернения $PB = 2,5$ (рекомендуемый диапазон 0,5...5) в автоматическом режиме. При этом время измерения составляло 6 с на 1 литр пробы, обеспечиваемое производительностью мембранного насоса, управление которым обеспечивалось микроконтроллером на основании показаний датчиков давления, температуры и объема пробы ОГ.

Дисперсные частицы измерялись гравиметрическим методом при помощи микротуннеля SPC-478 частично-поточного разбавления потока ОГ (рисунок 4.10). Через фильтр, диаметром 47 мм пропусклась проба, разбавленная воздухом. Значение коэффициента отбора пробы ОГ в процессе измерения поддерживалось на одном уровне. Коэффициент разбавления изменялся автоматически с учетом изменения расхода ОГ на различных режимах работы для обеспечения постоянного расхода газа через фильтр.



а



б

Рис. 4.10. – Общий вид (а) и принцип измерения микротуннеля SPC-478 (б)

Скорость потока через фильтр является регламентированным показателем и для диаметра фильтра 47 мм эта величина не должна превышать 100 см/с, что соответствует расходу 1,2 г/с. В конечном счете максимальная температура пробы перед фильтром во время измерения не должна превышать 52 °С, а рекомендованная минимальная загрузка фильтра, которая позволяет обеспечить высокую повторяемость и сопоставимость результатов измерения, составляет 0,5 мг. С другой стороны, максимальное значение перепада давления на фильтре рекомендуется не превышать 15 кПа [102]. Перед измерением проводилась проверка на герметичность газовых контуров под давлением и в вакууме, калибровка внутреннего расходомера во всем диапазоне работы и степени открытия байпасного клапана с целью минимизации пульсаций потока в процессе измерения. При настройке параметров разбавления, проба пропусклась по байпасному каналу мимо кассеты с фильтрами за счет перенаправления газового потока распределительными клапанами.

Масса твердых частиц определялась взвешиванием фильтров до и после измерения на электронных весах Mettler Toledo MX5/A, имеющих диапазон измерения до 5,1 г и класс точности 1а (рисунок 4.11) в камере кондиционирования, в которой поддерживалась температура 22 °С и относительная влажность 45 %. Стабилизация фильтров осуществлялась не менее 8 часов до первичного взвешивания и 12 часов после испытаний. Причем дополнительно производилось взвешивание двух эталонных фильтров, которые постоянно находились в камере кондиционирования. Разность при контрольном взвешивании составляла не более 1 мкг.

Степень РОГ определялась на основании измеренных концентраций [103, 104]:

$$\rho_p = \frac{c_{CO_2} - c_{CO_2 \text{ вк}}}{c_{CO_2 \text{ РОГ}} - c_{CO_2 \text{ вк}}}, \quad (4.1)$$

где c_{CO_2} – объемная концентрация CO_2 в выпускном коллекторе, %;

$c_{CO_2 \text{ РОГ}}$ – объемная концентрация CO_2 во впускном коллекторе, %;

$c_{CO_2 \text{ вк}}$ – объемная концентрация CO_2 во внешней среде, %.



Рис. 4.11. – Общий вид весов Toledo Mettler MX5/A

Определение промежуточных и итоговых удельных показателей ВВВ производилось согласно методике Правил ЕЭК ООН № 96.

На момент проведения испытаний, испытательный стенд был аттестован, а измерительное оборудование поверено и откалибровано, что позволяло проводить исследования согласно требованиям Правил ЕЭК ООН № 96.

4.3 Выбор конструктивных параметров дизеля

4.3.1 Камера сгорания

Была проведена работа по выбору базовых конструктивных параметров, определяющих протекание РП дизеля высокого экологического уровня [105, 106, 107, 108, 109, 110].

По результатам конструкторских работ, проведенных с условием сохранения степени сжатия и реализации возросшей дальности топливных струи за счет появления возможности увеличения $p_{впр}$, были разработаны опытные камеры сгорания (рисунок 4.12).

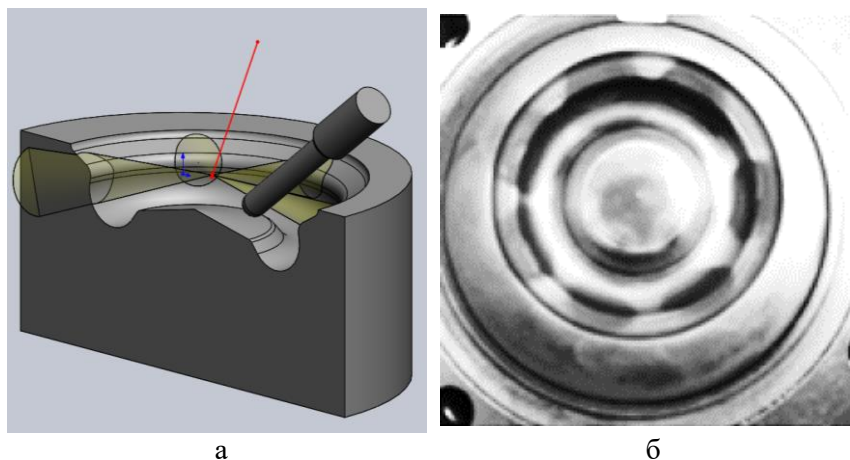


Рис. 4.12. – Пространственная модель (а) и следы топливных факелов на стенках исследуемой КС (б)

В дизелях с высокой интенсивностью впрыска роль кромки камеры сгорания превалирует над ролью поднутрения. Смесеобразование происходит главным образом за счет энергии впрыска топлива, что подталкивает к изменению формы КС в сторону выполнения кромки конусной формы с плавным переходом в основную камеру цилиндрической формы с вытеснителем в центре [111]. На основании пространственного моделирования с учетом конструктивных особенностей определено положение отверстий распылителя. Экспериментально установлено, что следы на стенках КС соответствуют прогнозу пространственной модели при положении поршня близком к 20 град ПКВ. А также определена область касания дальними струями вытеснителя, которая при угле раскрытия факелов 145 град находилась на диаметре вытеснителя 36 мм при удалении от днища поршня на 12 мм.

Увеличение диаметра горловины КС (рисунок 4.13) при неизменных параметрах топливоподачи на точках ВСХ в среднем и верхнем диапазонах частот вращения снижает дымность, на низких частотах вращения увеличивает, причем ухудшение экологического показателя превалирует при n меньших 1200 мин^{-1} .

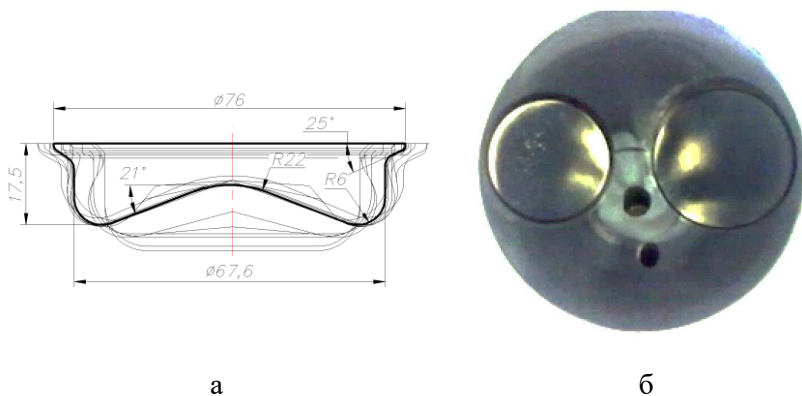


Рис. 4.13. – Варианты КС (а) и следы топливных факелов на зеркале ГБЦ (б)

4.3.2 Распылитель

Для определения пространственной тенденций снижения выбросов определялось оптимальное опускание носика распылителя относительно зеркала ГБЦ, которое регулировалось толщиной шайбы под инжектором. Эффективный диапазон варьирования (0,5...3,5 мм) был определен на основании изменения значений дымности, расхода топлива и визуального контроля отложения продуктов сгорания вблизи носика распылителя и ГБЦ.

Положительные тенденции при изменении положения носика распылителя были реализованы в увеличении угла раскрытия топливных факелов, который для диаметра горловины 67,6 мм составил 148 град. Для исследования влияния μ_F и i_c для сконструированной КС после проведения оценочных расчетов были изготовлены 3-и типа распылителей и испытаны в широком диапазоне изменения параметров топливоподачи (рисунок 4.14). На рисунке диаметром маркера условно показаны выбросы PM .

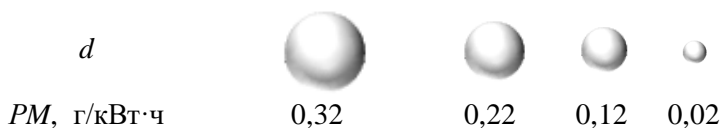
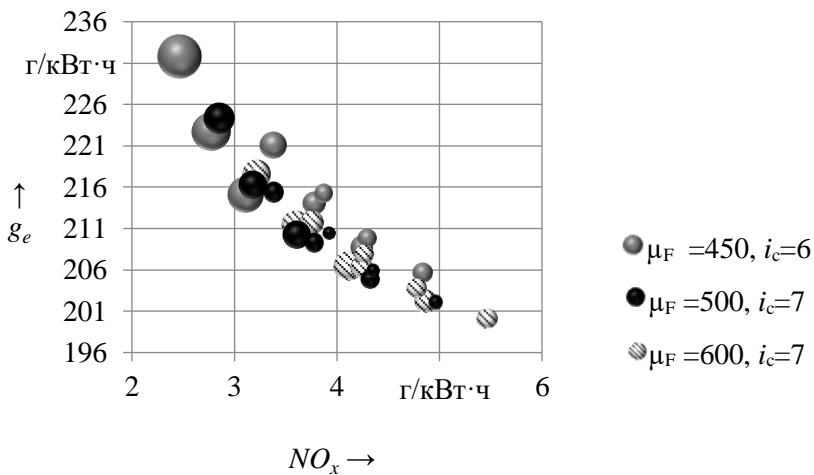


Рис. 4.14. – Результаты исследования параметров распылителя

Из графика видно, что для выбранного соотношения диаметр горловины КС – угол раскрытия факелов, с точки зрения снижения ВВВ, прослеживается положительная динамика со снижением μ_F и росте i_c . Для дальнейшей доводки РП был выбран распылитель с $\mu_F = 500$ мм³ и $i_c = 7$. Дальнейшее снижение μ_F не привело к улучшениям из-за затягивания процесса впрыска.

4.3.3 Головка блока цилиндров и система РОГ

Увеличение i_c и $p_{впр}$ позволило снизить H с 5,3 до 3,75, что совместно со снижением газодинамических потерь на впуске, снизило выброс NO_x при сопоставимом g_e [112]. Снижение H до 2,88 положительной динамики не дало. По результатам исследований была скорректирована форма стержней ГБЦ (рисунок 4.15).

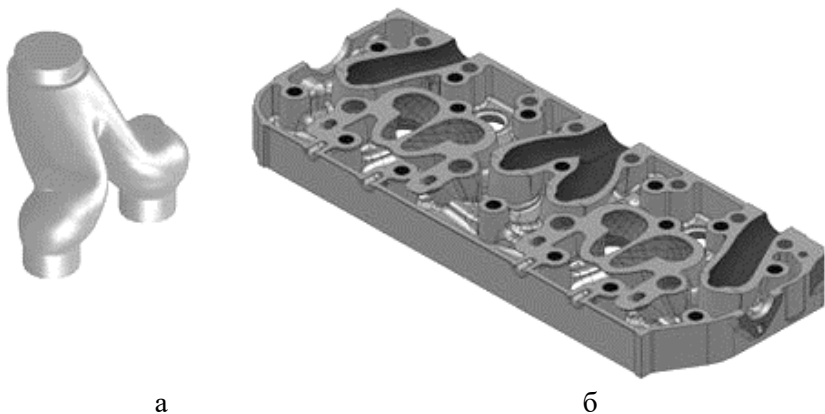


Рис. 4.15. – Объемная модель стержня впускного канала (а) и ГБЦ (б)

По итогам работ по исследованию различных способов организации РОГ выбрана регулируемая РОГ по контуру высокого давления с охлаждением перепускаемых ОГ [94, 112] (рисунок 4.16).

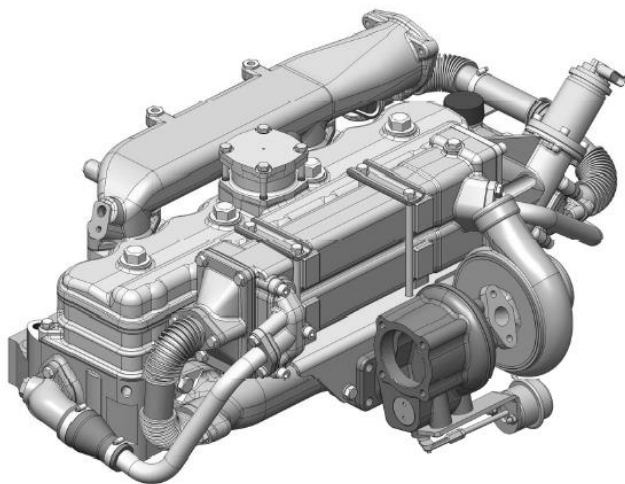
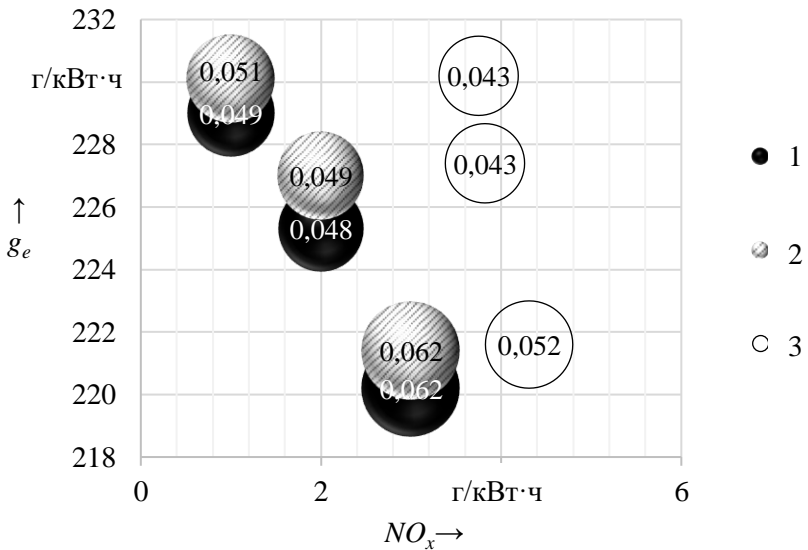


Рис. 4.16. – Система РОГ по контуру высокого давления

4.3.4 Фазы ГРМ

Применение системы РОГ оказывает влияние на процессы впуска и выпуска. При исследовании фаз ГРМ была обнаружена тенденция снижения чувствительности NO_x при росте g_e на режимах полной нагрузки (рисунок 4.17), позволяющая снизить выброс PM . Изменение наклона зависимости, полученной при различных θ , способствует уменьшению перекрытия клапанов за счет фазы выпуска. Увеличение перекрытия способствует эквидистантному опусканию кривой при увеличении PM , числовые значения выбросов которых указаны на рисунке 4.17. Таким образом были выбраны фазы ГРМ (впуск: 16 град ПКВ до ВМТ – 42 град ПКВ после НМТ; выпуск 52 град ПКВ до НМТ – 6 град ПКВ после ВМТ).



- 1 – впуск: 16 град ПКВ до ВМТ – 46 град ПКВ после НМТ, выпуск: 56 град ПКВ до НМТ – 18 град ПКВ после ВМТ;
- 2 – впуск: 16 град ПКВ до ВМТ – 42 град ПКВ после НМТ, выпуск: 52 град ПКВ до НМТ – 18 град ПКВ после ВМТ;
- 3 – впуск: 16 град ПКВ до ВМТ – 42 град ПКВ после НМТ, выпуск: 52 град ПКВ до НМТ – 6 град ПКВ после ВМТ

Рис. 4.17. – Результаты исследования фаз ГРМ

4.3.5 Разработанные элементы конструкции дизеля

В результате проведенных работ были выбраны конструктивные параметры объекта исследования: камеры сгорания, распылителя, головки блока цилиндров, механизма газораспределения и системы РОГ с учетом тенденций улучшения экологических и топливно-экономических показателей (рисунок 4.18).

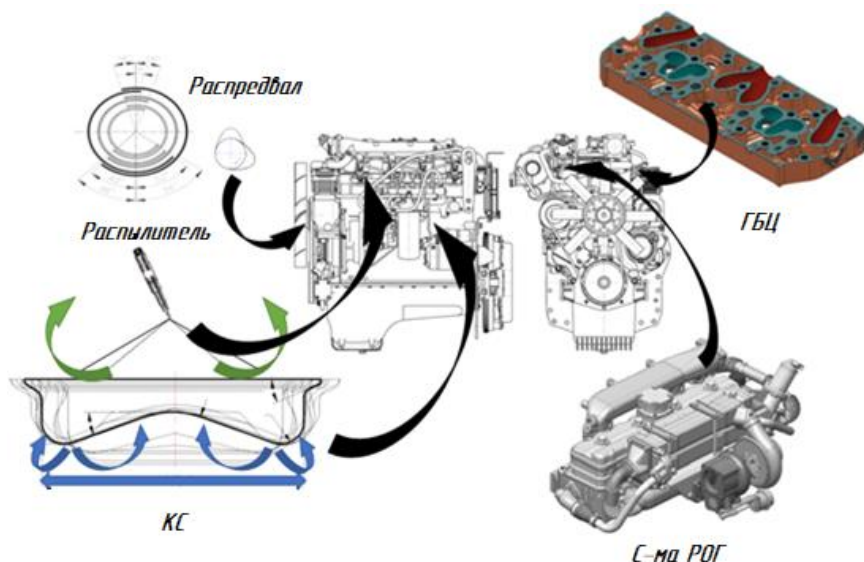


Рис. 4.18. – Разработанные элементы конструкции

Совершенствование конструктивных параметров без согласования с оперативно изменяющимися в процессе работы дизеля параметрами позволяет лишь оценить общие тенденции изменения экологических и топливно-экономических показателей [114]. Согласовать же несколько конструктивных параметров, ввиду взаимного влияния друг на друга, является сложной задачей, решить которую можно лишь при выработке подхода выбора регулировочных параметров управления рабочим процессом.

ГЛАВА 5

ОЦЕНКА НАПРАВЛЕНИЙ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ

5.1 Анализ регрессионных зависимостей

Для выбора параметров топливоподачи и степени РОГ были проанализированы результаты моделирования и полученные регрессионные зависимости с учетом формы ИД. Учитывая общепринятые подходы снижения ВВВ для каждой точки цикла NRSC были проработаны подходы поиска целевого решения. Для номинального режима результаты обоснования параметров управления РП представлены на рисунке 5.1, на котором диаметром маркера условно показан g_e .

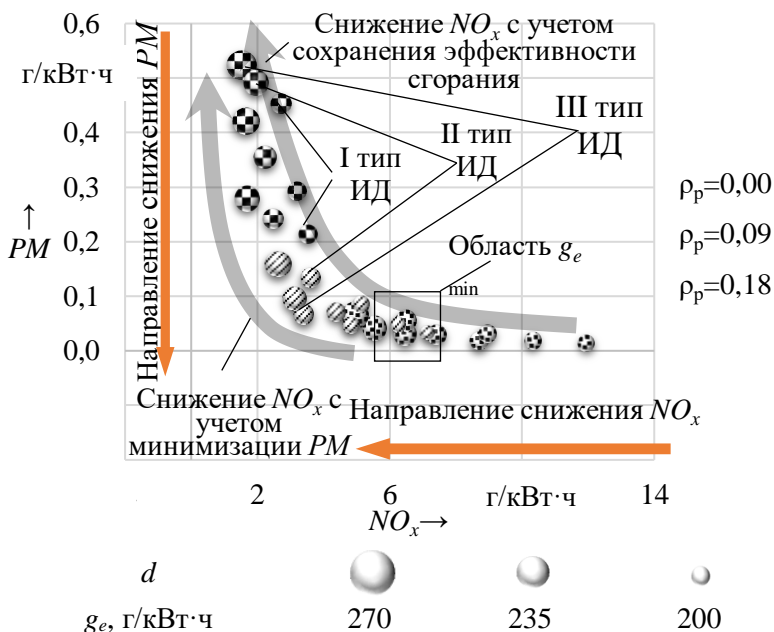


Рис. 5.1. – Диаграмма зависимости PM от NO_x для номинального режима
Анализ полученных данных проводился в трех направлениях:

- минимизация g_e ($g_e \min$);
- минимизация PM ($PM \min$);
- минимизация NO_x ($NO_x \min$).

Выбор параметров проводился при помощи встроенного программного модуля «Поиск решений» в Microsoft Excel, в который заложен принцип нелинейной оптимизации.

Для 1-го направления были выбраны параметры $p_{\text{впр}} = 160$ МПа, $\theta = 10$ град ПКВ и $\rho_p = 0,12$. При проведении расчетов в общем массиве данных, результат поиска решений минимизации NO_x и PM определяет нерациональные параметры с точки зрения обеспечения топливно-экономических показателей. Это проявляется выбором предельных в рассматриваемом диапазоне настроек. Поэтому, для реализации 2-го и 3-го направлений, поиск решений проводился путем последовательного ограничения расхода топлива по отношению к результату 1-го направления поиска ($g_e \min$), выраженного в процентах. Результат прогнозирования направлений снижения ВВВ для режима Н-100 представлен на рисунке 5.2.

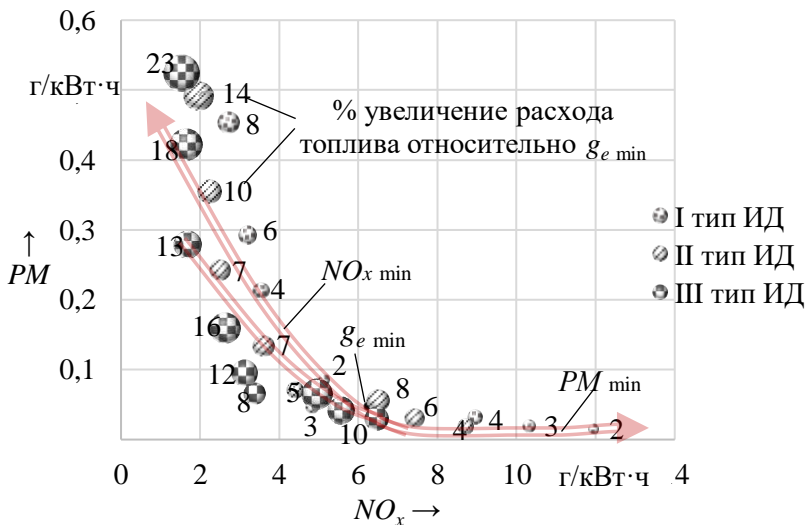


Рис. 5.2. – Направления улучшения экологических показателей для номинального режима работы

Числовыми значениями обозначен процент увеличения расхода топлива относительно минимального значения удельного эффективного расхода $g_{e \min} = 213,7$ г/кВт·ч.

Следует отметить, что в предложенном варианте организации поиска решений, исследуемые параметры с ухудшением расхода топлива стремятся организовать РП с начальной стадией ИД и постепенным переходом от I к III типу, что выражается в снижении θ при поддержании $p_{\text{впр}}$ на уровне верхнего предела варьирования. Отличие минимизации NO_x и PM заключались лишь тем, что в первом случае p_r находилось в области 0,16, а во втором – стремилось к 0.

5.2 Проработка способов улучшения экологических показателей

Получив результаты для каждой точки цикла NRSC, в областях полученных значений проведены расчеты итоговых результатов за цикл токсичности с учетом весовых факторов и приоритета минимизации g_e с ростом нагрузки (рисунок 5.3), для оценки которых выделены следующие показатели:

δg_e – увеличение расхода топлива по отношению к базовому циклу, определенному при регулировочных параметрах управления рабочими процессами, обеспечивающих минимизацию g_e на всех режимах цикла токсичности, %;

$(\Delta T_r)_{\text{ср}}$ – увеличение средней за цикл токсичности температуры ОГ после ТКР по отношению к базовому циклу;

K_{PM} , K_{NO_x} – необходимая степень конверсии системы очистки по PM и NO_x для достижения норм Stage 4, определяемая как отношение разности между значениями «сырых» и нормируемых PM и NO_x к значению «сырых» выбросов.

Проведена оценка пяти способов улучшения экологических показателей дизеля с учетом весовых факторов цикла токсичности, приоритета эффективности сгорания при росте нагрузки, наличия РОГ и комплектации системы очистки ОГ (таблица 5.1).

На первом этапе расчета для составления базового цикла токсичности на каждом режиме были выбраны настройки рабочих процессов, обеспечивающие минимизацию g_e .

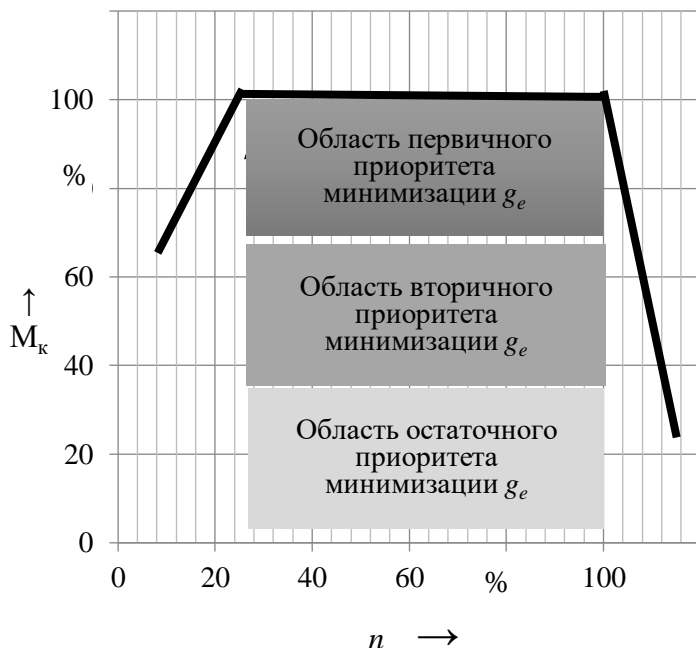


Рис. 5.3. – Приоритетность минимизации g_e в частотно-нагрузочном диапазоне работы дизеля

Итоговые показатели по выбросам NO_x и PM составили 8,1 и 0,031 г/кВт·ч соответственно. При этом средняя по циклу токсичности температура отработавших газов после ТКР составила 374 °С.

Таблица 5.1. – Результаты исследования

Этап расчета	NO_x , г/кВт·ч	PM , г/кВт·ч	δg_e , %	$(\Delta T_r)_{cp}$	K_{PM}	K_{NO_x}	РОГ
1	8,1	0,031	–	–	0,20	0,95	+
2	5,1	0,089	10,9	54	0,70	0,92	+
3	13,1	0,014	2,4	4	–	0,97	–
4	7,7	0,025	2,4	4	–	0,95	+
5	2,5	0,265	12,0	81	0,91	0,83	+

На втором и третьем этапах было реализовано направление минимизации PM с применением РОГ и при ее отсутствии. В результате для комплектации без РОГ был получен цикл с выбросами NO_x и PM , равными 13,1 и 0,014 г/кВт·ч соответственно, что позволяет выполнить требования норм Stage 4 по PM без применения систем очистки отработавших газов. При этом $\delta g_e = 2,4 \%$, $(\Delta T_r)_{cp} = 4^\circ$. Для комплектации с РОГ выбросы NO_x и PM составили 5,1 и 0,089 г/кВт·ч соответственно, при этом δg_e составило 10,9 % при $(\Delta T_r)_{cp} = 54^\circ$.

На четвертом этапе расчета рассматривался подход достижения норм по PM в пределах Stage 4 с возможностью снижения NO_x при использовании системы РОГ. Значение PM за цикл 0,025 г/кВт·ч удалось добиться с выбросами $NO_x = 7,7$ г/кВт·ч при росте температуры на 4° и $\delta g_e = 2,4 \%$.

На пятом этапе расчета было реализовано направление минимизации NO_x . Полученный цикл обеспечивает выбросы NO_x и PM , равные 2,5 и 0,265 г/кВт·ч соответственно, при $\delta g_e = 12 \%$ и $(\Delta T_r)_{cp} = 81^\circ$.

По итогам расчетов построена графическая зависимость для оценки способов улучшения экологических показателей дизеля (рисунок 5.4).

Полученные результаты свидетельствуют о том, что достичь уровня Stage 4 по выбросам NO_x и PM возможно при различном сочетании настроек управления РП и степени сложности применяемой системы очистки. Выбор направления снижения ВВВ осуществлялся исходя из сохранения эффективности использования топлива и сокращения элементов конструкции дизеля.

Направление достижения выбросов PM за счет совершенствования РП, позволяет получить более высокие топливно-экономические показатели, но требует усложнения системы очистки ОГ ($K_{NO_x} = 0,97$). Использование системы РОГ позволяет применять системы очистки ОГ по снижению NO_x средней эффективности, но уже в комплектации с сажевой ступенью. Настройкой РП достичь «сырого» выброса NO_x ниже 2,5 г/кВт·ч при сохранении высокой эффективности использования топлива не представляется возможным, к тому же это направление сопровождается ростом температуры ОГ и резким увеличением выбросов PM , что усложняет конструкцию системы очистки дизеля.

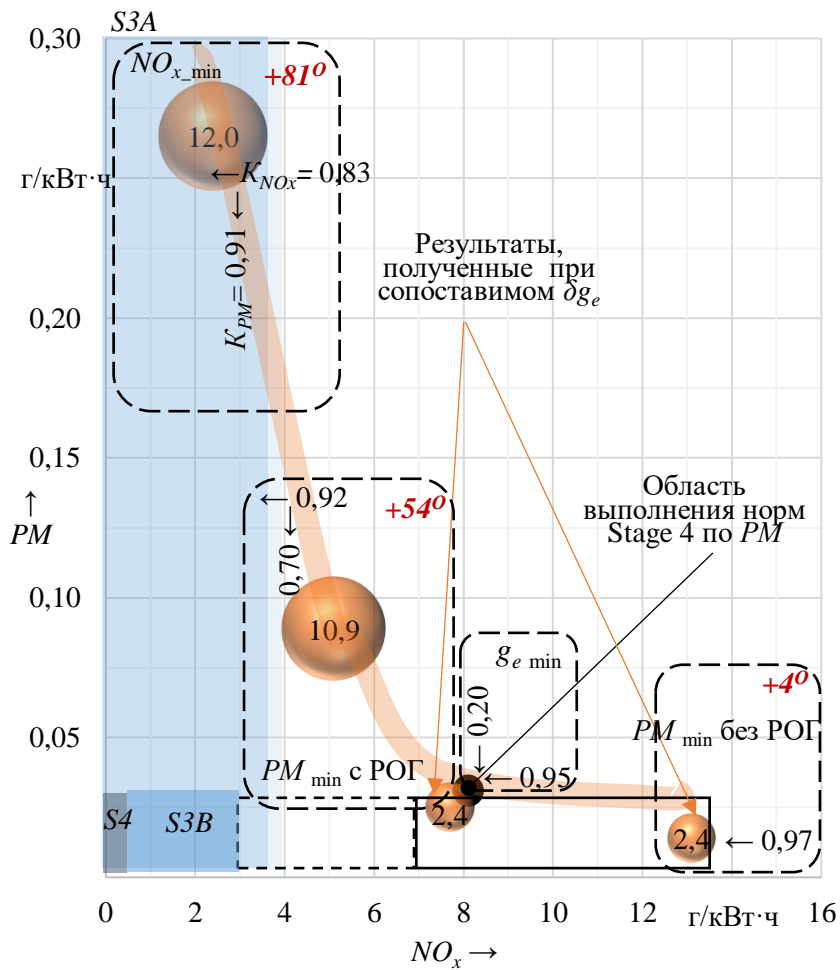


Рис. 5.4. – Способы улучшения экологических показателей дизеля до уровня Stage 4

Наибольшей привлекательностью обладают подходы, находящиеся в области выполнения норм Stage 4 по PM (см. таблицу 5.1, этапы 3 и 4), при которых δg_e не превышает 2,4 %

5.3 Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Для проверки результатов расчета по выбранным направлениям снижения ВВВ были проведены испытания по циклам NRSC с выбранными параметрам системы топливоподачи и степени РОГ, сведенные в таблицу 5.2.

Отклонения результатов расчета и экспериментальных значений NO_x и PM приведены на рисунках 5.5 и 5.6 для комплектации дизеля без РОГ и с РОГ соответственно.

Таблица 5.2. – Выбранные регулировочные параметры

Режим	Способ минимизации PM в комплектации дизеля без РОГ			Способ минимизации PM в комплектации дизеля с РОГ		
	$p_{впр}$	θ	ρ_p	$p_{впр}$	θ	ρ_p
	МПа	град ПКВ	–	МПа	град ПКВ	–
Н-100	160	10	0	160	10	0,10
Н-75	140	12	0	145	12	0,12
Н-50	115	12	0	125	12	0,14
Н-10	100	8,5	0	100	9	0,20
ПР-100	127	10	0	130	10	0,03
ПР-75	98	10	0	100	10	0,05
ПР-50	85	10	0	90	10	0,08

Отклонение расчетных значений от экспериментальных для комплектации дизеля без РОГ по итоговому циклу токсичности составило 0,5 % для NO_x и 3,8 % для PM . Отклонение расчетных значений от экспериментальных для комплектации дизеля с РОГ по итоговому циклу токсичности составило 2,1 % для NO_x и 2,8 % для PM .

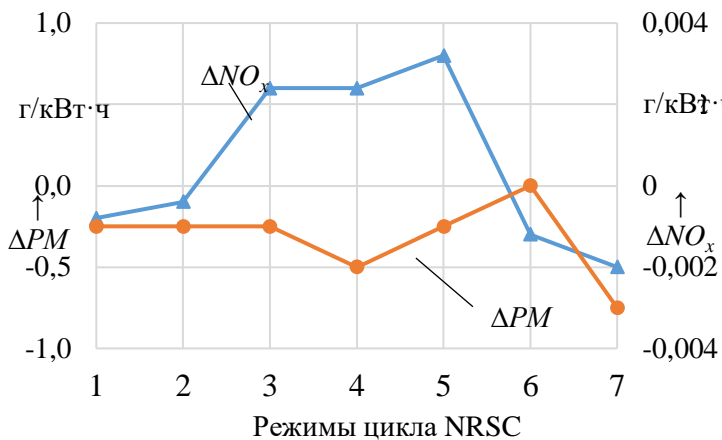


Рис. 5.5. – Отклонение расчетных данных от экспериментальных по выбросам PM и NO_x для комплектации дизеля без РОГ

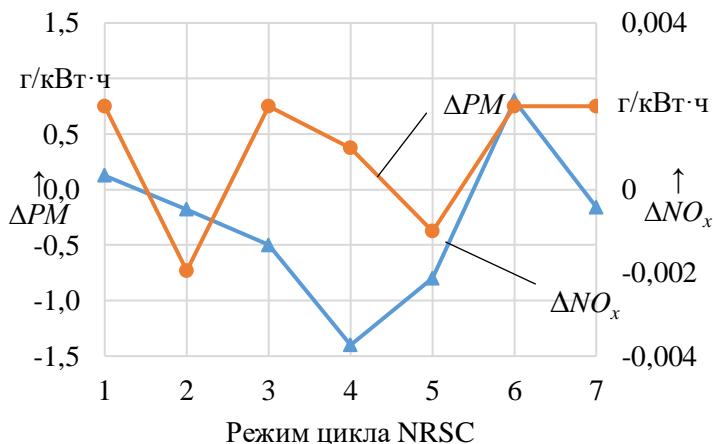


Рис. 5.6. – Отклонение расчетных данных от экспериментальных по выбросам PM и NO_x для комплектации дизеля с РОГ

После доводочных работ системы очистки на дизеле Д-245.2S4 с выбранными настройками системы топливоподачи ввиду получения запаса по выбросам NO_x в качестве приоритетного направления был выбран подход минимизации PM в комплектации дизеля без РОГ, что позволило выполнить экологические требования Stage 4 при высокой топливной экономичности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Список используемых источников

1. Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с.
2. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
3. Basshuysen, R. Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. Auflage / R. Basshuysen, F. Schäfer. – Wiesbaden : Vieweg & Sohn Verlag, 2007. – 1032 s.
4. Аксенов, И.Я. Транспорт и охрана окружающей среды / И. Я. Аксенов, В. И. Аксенов. М. : Транспорт, 1986. – 176 с.
5. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов [и др.]. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2004. – 268 с.
6. Парсаданов, И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе топливно-экологического критерия / И. В. Парсаданов. – Харьков : Изд. центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
7. Кульчицкий, А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей / А. Р. Кульчицкий. – Владимир : Изд-во Владимирского гос. ун-та, 2000. – 256 с.
8. Кухаренок, Г. М. Сокращение выбросов вредных веществ дизельными двигателями / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. – Минск : БНТУ, 2013. – С. 314–323.
9. О безопасности сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов и прицепов к ним ТР ТС 031/2012 : принят 20.07.2012 : вступ. в силу 19.08.2012 / Евраз. экон. комис. – Минск : Экономэнерго, 2012. – 60 с.
10. Березун, В. И. Энергоэффективные двигатели высокого экологического класса для внедорожной техники / В. И. Березун // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса. – Гомель : БелГУТ, 2013. – С. 157–158.

11. Heck, R. Catalytic Air Pollution Control / R. Heck, R. Farrauto, S. Galati. – NEW York, John Wiley & Sons, 2002. – 391 p.

12. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина / Л. В. Грехов. – М. : Легион-Автодата, 2001. – 176 с.

13. Системы управления дизельными двигателями: Перевод с немецкого: редкол.: В. В. Аверкиев [и др.]. – М. : Изд-во «За рулем», 2004. – 480 с.

14. Морозов, К. А. Токсичность автомобильных двигателей / К. А. Морозов. – М. : Легион-Автодата, 2001. – 80 с.

15. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А. Д. Блинов [и др.] : под ред. В. С. Папонова. – М. : НИЦ «Инженер», 2000. – 332 с.

16. Лиханов, В. А. Снижение токсичности автотракторных дизелей / В. А. Лиханов, А. М. Сайкин. – М. : Агропромиздат, 1991. – 208 с.

17. Жегалин, О. И. Снижение токсичности автомобильных двигателей / О. И. Жегалин, П. Д. Лупачев. – М. : Транспорт, 1985. – 120 с.

18. Griesche, D. Стратегии разработок дизельных двигателей для грузовых автомобилей с целью снижения токсичности выхлопа до норм Евро 2 и выше / D. Griesche // Матер, конф. фирмы AVL. – Ярославль, ОАО «ЯЗТА», 2001. – 14 с.

19. Гальговский, В. Р. Особенности потерь теплоты с отработавшими газами в дизеле с непосредственным впрыском без наддува / В. Р. Гальговский // Двигатели внутреннего сгорания : сборник науч. труд. – Ярославль. 1985. – С. 14–25.

20. Гальговский, В. Р. Распределение основных потерь теплоты при тепловыделении в дизеле с непосредственным впрыском / В. Р. Гальговский // Двигателестроение. – 1985. – № 4. – С. 6–11.

21. Гальговский, В. Р., Взаимосвязь индикаторного КПД с процессами тепловыделения и параметрами внутрицилиндрового пространства дизеля / В. Р. Гальговский, Г. Д. Чернышев, Н. И. Бессонов // Двигателестроение. – 1987. – № 7. – С. 4–9.

22. Гальговский, В.Р. Оптимизация отношения хода поршня к диаметру цилиндра и размеров камеры сгорания дизеля

с непосредственным впрыскиванием / В. Р. Гальговский // Двигателестроение. – 1990. – № 3. – С. 3–8.

23. Гальговский, В.Р. Тепловые потери в камере сгорания дизеля с непосредственным впрыском / В. Р. Гальговский // Двигателестроение. – 1983. – № 6. – С. 53–58.

24. Горбунов, В. В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. В. Горбунов, Н. Н. Патрахальцев. – М. : Изд-во Российского ун-та дружбы народов, 1998. – 216 с.

25. Хачиян, А.С. Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей / А. С. Хачиян, В. Р. Гальговский, С. Е. Никитин. – М. : Машиностроение, 1976. – 104 с.

26. Гальговский, В. Р. Рабочий процесс – главное направление совершенствования дизелей ЯМЗ / В. Р. Гальговский. – Автомобильная промышленность. – 2001. – № 12. – С. 23–25.

27. Schittler, M. Leistungsmerkmale der neun Nutzfahrzeugmotoren OM 501 LA und OM 502 LA von Mercedes-Benz / M. Schittler, R. Heinrich, F. Hase // MTZ. – 1996. – № 11. – S. 612–618.

28. Давдятин, Р. И. Пути уменьшения выбросов NO_x и «твердых» частиц / Р. И. Давтян // Анализ технического уровня и тенденций развития двигателей внутреннего сгорания. – М. : Информцентр НИИД, 1997. – Вып. 22. – С. 37–59.

29. Kamimoto, T. Spray Formation and Combustion / T. Kamimoto // Advanced Combustion Science. – 1993. – S. 79–135.

30. Гальговский, В. Р. Развитие нормативов ЕЭК ООН по экологии и формирование высокоэффективного транспортного дизеля / В. Р. Гальговский, В. А. Долецкий, Б. М. Малков. – Ярославль : ЯГТУ, 1996. – 171 с.

31. Актуальные вопросы создания топливоподающих систем транспортных дизелей: Материалы международной научно-практической конференции, посвящённой 30-летию ЯЗДА. – Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2002. – С. 19–33.

32. Симпозиум фирмы AVL 29–30 мая 2001 г., г. Ярославль // Анализ технического уровня и тенденций развития двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Р. И. Давтяна. – М.: Информцентр НИИД, 2001. – Вып. 39. – С. 75-85.

33. Демочка, О. И. Токсичность отработанных газов двигателей автотракторного типа и средства её снижения / О. И. Демочка, Ю. Я. Соколов. – М. : ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1974. – 43 с.
34. Лышевский, А. С. Системы питания дизелей / А. С. Лышевский. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с.
35. Свиридов, Ю. Б. Топливо и топливopодача автотракторных дизелей / Ю. Б. Свиридов, Л. В. Малявинский, М. М. Вихерт. Л. : Машиностроение, 1979. – 248 с.
36. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов [и др.] : под ред. А.С. Орлина. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.
37. Брoзе, Д. Д. Сгорание в поршневых двигателях / Д. Д. Брoзе. – М. : Машиностроение, 1969. – 248 с.
38. Дизели. Справочник / Б. П. Байков [и др.] : под ред. В. А. Ваншейдта. – Л. : Машиностроение, 1977. – 480 с.
39. Мочешников, Н. А. Обобщенные зависимости влияния регулировок дизеля на его токсичность и экономические показатели / Н. А. Мочешников, А. И. Френкель // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 11. – С. 17–20.
40. Klein, H., Geschwindigkeit der Stickoxidbildung im Dieselprozess mit direkter Einspritzung / H. Klein // MTZ. – 1977. – № 38. – S. 399–408.
41. Bareis, B. Abgasrückführungssysteme: Emissionssenkung bei Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor / B. Bareis, T. Blank, G. Deichmann. – Munchen : Verlag Moderne Industrie, 2004. – 70 s.
42. Klingmann, V. Der neue Vierzylinder Dieselmotor OM611 mit Common-Rail-Einspritzung / V. Klingmann, H. Bruggenman // MTZ. – 1997. № 12. – S. 760–767.
43. Портнов, Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия / Д. А. Портнов. – М. : МАШГИЗ, 1963. – 640 с.
44. Двигатели внутреннего сгорания / А. С. Хачиян, [и др.] : под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. Шк., 1985. – 311 с.
45. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А. Н. Воинов, – М. : Машиностроение, 1977. – 277 с.
46. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood. – New York : McGraw-Hill, 1988. – 930 p.

47. Kouremenos, D. Multi-Zone Combustion Modelling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines / D. Kouremenos, C. Rakopoulos, D. Hountalas // SAE Technical Paper. – 1997. – № 970635. – P. 1–20.
48. Foster, D. An Overview of Zero-Dimensional Thermodynamic Models for IC Engine Data Analysis / D. Foster // SAE Technical Paper. – 1985. – № 852070. – P. 1–16.
49. Whitehouse, N. Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate / N. Whitehouse, R. Way // SAE Technical Paper. – 1971. – № 710134. – P. 1–11.
50. Woschni, G. Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent Upon Engine Operating Conditions / G. Woschni, F. Anisits // SAE Technical Paper. – 1974. – № 740086. – P. 1–16.
51. Gupta, A. Model for Predicting Air-Fuel Mixing and Combustion for Direct Injection Diesel Engine // A. Gupta, P. Mehta, C. Gupta // SAE Technical Paper. – 1986. – № 860331. – P. 1–24.
52. Lipkea, W. A Model of a Direct Injection Diesel Combustion System for use in a Cycle Simulation and Optimization Studies / W. Lipkea, A. Dejoode // SAE Technical Paper. – 1987. – № 870573. – P. 1–17.
53. Nishida, K. Simplified Three-Dimensional Modelling of Mixture Formation and Combustion in a D.I. Diesel Engine / K. Nishida, H. Hiroyasu // SAE Technical Paper. – 1989. – № 890269. – P. 1–21.
54. Mehta, P. A Comprehensive Simulation Model for Mixing and Combustion Characteristics of Small Direct Injection Diesel Engines / P. Mehta, S. Singal, B. Pundir // Proceedings of the Inst. of Mech. Eng. – 1995. – № 2. – P. 117.
55. Hiroyasu, H. Fuel Spray Trajectory and Dispersion in a D.I. Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, K. Nishida // SAE Technical Paper. – 1989. – № 890462. – P. 1–21.
56. Stiesch, G. A Phenomenological Model for Accurate and Time Efficient Prediction of Heat Release and Exhaust Emissions in Direct Injection Diesel Engines / G. Stiesch, G. Merker // SAE Technical Paper. – 1999. – № 1999-01-1535. – P. 1–12.
57. Rakopoulos, C. Application of a MultiZone Combustion Model for the Prediction of Large Scale Marine Diesel Engines Performance and

Pollutants Emissions / C. Rakopoulos, D. Hountalas, N. Agaliotis // SAE Technical Paper. – 1999. – № 1999-01-0227. – P. 1–18.

58. Chiu, W. A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion / W. Chiu, S. Shahed, W. Lyn // SAE Technical Paper. – 1976. – № 760128. – P. 1–11.

59. Dent, J. Phenomenological Combustion Model for a Quiescent Chamber Diesel Engine / J. Dent, P. Mehta // SAE Technical Paper. – 1981. – № 811235. – P. 1–22.

60. Kuo, T. A Numerical Study of the Transient Evaporating Spray Process in the Diesel Environment / T. Kuo, R. Yu, S. Shahed // SAE Technical Paper. – 1983. – № 831735. – P. 1–18.

61. Austen, A. E. W. Relation between Fuel Injection and Heat Release in a Direct Injection Engine and the Nature of the Combustion Process / A. E. W. Austen, W. T. Lyn // Proc. Inst. Mech. Eng. – 1961. – № 1. – P. 47–62.

62. Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе – М. : Машгиз, 1962. – 272 с.

63. Лазарев, Е. А. Основные принципы, методы и эффективность средств, совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей / Е. А. Лазарев. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 360 с.

64. Reitz, R. D. Modeling Atomization Processes in High pressure Vaporizing Sprays / R. D. Reitz // Atomization and Spray Technology. – 1987. – № 3. – P. 309–337.

65. Разлейцев, Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев. – Харьков : Вища школа, 1980. – 169 с.

66. Hiroyasu, H. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions / H. Hiroyasu, T. Kadota, M. Arai // Combustion modeling / Bulletin of the JSME. – 1983. – № 26. – P. 569–575.

67. Кухаренок, Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования / Г. М. Кухаренок – Минск: БГПА, 1999. – 180 с.

68. Кухаренок, Г. М. Моделирование характеристик топливных струй и параметров камеры сгорания дизеля / Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань // Вестник БНТУ. – 2011. – №4. – С. 35–39.

69. Кухаренок, Г. М. Выбор параметров топливоподачи на режиме пуска в аккумуляторных системах дизелей с электронным управлением / Г. М. Кухаренок, А. Н. Марчук // Вісник НТУ – 2010. № 20. С. 209–212.

70. Гурвич, Л. В. Термодинамические свойства индивидуальных веществ / Л. В. Гурвич [и др.]. – М. : Наука, 1978. – 496 с.

71. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 160 с.

72. Health assessment document for diesel engine exhaust: research report National Center for Environmental Assessment : rev.: V. Vu [et al.]. – Washington, 2002. – 669 p.

73. PAH content of diesel fuel and automotive emission: research report National Technology Agency of Finland : rev. P. Aakko [et al.]. – Espoo, 2006. – 54 p. № VTT-R-1155-06.

74. Батурин, С. А. Исследование динамики сажевыделения и температуры пламени на неустановившихся режимах работы дизеля ЯМЗ-238 НБ / С. А. Батурин, Н. М. Ложкин // Исследование и совершенствование быстроходных дизелей. – Барнаул, 1978. – С. 46–53.

75. Батурин, С. А. Математическое моделирование процессов сажевыделения и радиационного теплообмена в дизелях / Батурин С. А., Лоскутов А. С., В. А. Сеницын, В. А. Курочкин // Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС : сб. науч. тр. ЛПИ – Л., 1986. – № 412. – С. 23–29.

76. Батурин, С. А. Феноменология химизма процесса результирующего сажевыделения в дизелях / С. А. Батурин, В. В. Макаров, А. С. Лоскутов // Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС : сб. науч. тр. ЛПИ. – Л., 1985. – № 411. – С. 52–55.

77. Магарил, Р. З. Образование углерода при термических превращениях индивидуальных углеводородов и нефтепродуктов / Р. З. Магарил. – М. : Химия, 1973. – 144 с.

78. Теснер, П. А. Образование углерода из углеводородов газовой фазы / П. А. Теснер. – М. : Химия, 1972. – 136 с.

79. Петрученко, А. Н. Модель образования сажи в цилиндре двигателя / А. Н. Петрученко, В. И. Березун // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. – Минск : БНТУ, 2013. – С. 345–351.

80. Warnatz, J. Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation / J. Warnatz, U. Maas, R. Dibble. – Berlin : Springer, 2006. – 378 p.

81. Amann, C. A. Diesel particulate – what they are and why / C. A. Amann, D. C. Sieglä // Aerosol science and technology. – 1982. – № 1. – P. 73–101.

82. Frenklach, M. Soot formation in Combustion – Mechanism and Models / M. Frenklach, H. Wang. – Berlin: Springer–Verlag, 1994. – P. 132–157.

83. Haywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Haywood. – Singapore : McGraw-Hill Book Company, 1988. – 918 p.

84. Stanmore, B. The oxidation of soot: a review of experiments, mechanisms and models / B. Stanmore, J. Brilhac, P. Gilot // CARBON. – 2001. – № 39. – P. 2247–2268.

85. Kittelson, D. Particle Formation and Models / D. Kittelson, M. Kraft // Encyclopedia of Automotive Engineering. – 2015. – P. 107–130.

86. Hardenberg, H. Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen / H. Hardenberg, H. Albrecht // MTZ. – 1987. – № 2. – S. 51–54.

87. Филиппосянц, Т. Р. К вопросу об ускоренных методах контроля и доводки дизелей по экологическим параметрам / Т. Р. Филиппосянц, А. Г. Иванов // Экология двигателя и автомобиля : сб. научн. тр. НАМИ. – М., 1998. – С. 19–25.

88. Alkidas, A. Relationship between smoke measurements and particulate measurements / A. Alkidas // SAE Technical Paper. – 1984. – № 840412. – P. 1–12.

89. Muntean, G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust / G. Muntean // SAE Technical Paper. – 1999. – № 1999-01-0515. – P. 1–9.

90. Christian, V. Eine neue Messmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit / V. Christian, F. Knopf, A. Jaschek // MTZ. – 1993. – № 54. – S. 16–22.

91. Кухаренок, Г. М. Оценка содержания дисперсных частиц в отработавших газах дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Наука и техника. – 2016. – № 5. – С. 371–379.

92. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К. Хартман [и др.] : под ред. Э. К. Лецкого. – М. : Мир, 1977. – 552 с.

93. Кухаренок, Г. М. Совершенствование рабочего процесса дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Изобретатель. – 2018. – № 1 (217). – С. 37–40.

94. Кухаренок, Г. М. Влияние параметров топливоподачи и рециркуляции отработавших газов на выбросы вредных веществ дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Автомобильный транспорт. – 2018. – №42. – С. 5–11.

95. Кухаренок, Г. М. Экспериментальная установка для исследования пусковых качеств дизелей с электронным управлением топливоподачей / Г. М. Кухаренок, А. Н. Марчук // Вісник Східно-українського національного університету імені Володимира Даля – 2010. – №6. – С. 80–84.

96. Кухаренок, Г. М. Пусковые качества дизелей с аккумуляторной системой топливоподачи / Г. М. Кухаренок, А. Н. Марчук, А. Н. Петрученко – Минск: БНТУ, 2012. – 173 с.

97. Березун, В. И. Экспериментальная установка для исследования рабочего процесса дизеля высокого экологического класса / В. И. Березун // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 13 Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 21 апр. 2015 г. : в 4 ч. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол. : Б. М. Хрусталеv [и др.]. – Минск, 2015. – Ч. 2. – С. 68–69.

98. Concerto Software Version 3.7. – Graz : AVL List, 2004. – 916 p.

99. Operating Instructions AMA 4000. – Graz : AVL List, 2004. – 432 p.

100. Operating Instructions AVL 439. – Graz : AVL List, 2004. – 170 p.

101. Smoke value measurement with the Filter-Paper-Method. – Graz : AVL List, 2004. – 112 p.

102. Product Guide AVL SMART SAMPLER 478. – Graz : AVL List, 2004. – 176 p.

103. Needham, J. The Low NO_x Truck Engine / J. Needham, D. Doyle, A. Nicol // SAE Technical Paper. – 1991. – № 910731. – P. 1–12.

104. Havenith, C. Low Emission Heavy Duty Diesel Engine for Europe / C. Havenith, J. Needham, A. Nicol, C. Such // SAE Technical Paper. – 1993. – № 932959. – P. 1–14.

105. Кухаренок, Г. М. Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей / Г. М. Кухаренок, А. Н. Петрученко, В. И. Березун. – Москва : Новое знание, 2014. – 220 с.

106. Кухаренок, Г. М. Обеспечение экологических показателей уровня ЕВРО-4 и ЕВРО-5 на автомобильных дизелях Минского моторного завода / Г. М. Кухаренок, С. П. Севиздрал, В. И. Березун // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – 2012. – № 1 (14). – С. 95–105.

107. Севиздрал, С. П. Состояние вопроса и перспективы развития двигателестроения в Республике Беларусь / С. П. Севиздрал, В. И. Березун // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2013. – № 6 (83). – С. 6–7.

108. Кухаренок, Г. М. Выбор параметров системы рециркуляции отработавших газов / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Наука и техника. – 2014. – № 1. – С. 57–63.

109. Кухаренок Г. М. Выбор формы камеры сгорания дизельного двигателя / Г. М. Кухаренок, А. Н. Петрученко, В. И. Березун // Вісник СевНТУ. – 2014. – № 1 (152). – С. 65–68.

110. Бойченко, С.В Влияние состава и свойств топлива на рабочий процесс двигателя / С. В. Бойченко, Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань, Л. М. Черняк, И. О. Шкільник // Энерготехнологии и ресурсосбережение – 2018. – №3. – С. 11–15.

111. Кухаренок, Г. М. Выбор формы камеры сгорания дизельного двигателя с низкой интенсивностью впрыска / Г. М. Кухаренок, В. И. Березун // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. – Минск : БНТУ, 2014. – С. 180–184.

112. Березун, В. И. Влияние вихревого отношения впускных каналов на показатели двигателя / В. И. Березун // Наука – образованию, производству, экономике : материалы 12 Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 15 апр. 2014 г. : в 4 ч. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол. : Б. М. Хрусталеv [и др.]. – Минск, 2014. – Ч. 2. – С. 45–46.

113. Березун, В. И. Исследование способов организации рециркуляции отработавших газов / В. И. Березун // Наука – образованию,

производству, экономике : материалы 12 Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 15 апр. 2014 г. : в 4 ч. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол. : Б. М. Хрусталеv [и др.]. – Минск, 2014. – Ч. 2. – С. 56–57.

114. Березун, В. И. Показатели рабочего процесса двигателей высокой удельной мощности / В. И. Березун // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов. – Минск : БНТУ, 2013. – С. 333–337.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Данные для выполнения проверки адекватности модели

В таблице А1 представлены значения расчетной $p_{Г\text{м}}$ и экспериментальных $p_{Г1}$, $p_{Г2}$, $p_{Г3}$ ИД, использованные для выполнения проверки адекватности математической модели.

Таблица А1 – Исходные данные расчета

φ , град ПКВ	$p_{Г1}$, МПа	$p_{Г2}$, МПа	$p_{Г3}$, МПа	$p_{Г\text{м}}$, МПа	φ , град ПКВ	$p_{Г1}$, МПа	$p_{Г2}$, МПа	$p_{Г3}$, МПа	$p_{Г\text{м}}$, МПа
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
260,0	0,197	0,197	0,215	0,209	360,5	9,955	9,855	9,917	9,717
260,5	0,200	0,200	0,216	0,214	361,0	10,056	9,956	10,018	9,805
261,0	0,203	0,203	0,215	0,211	361,5	10,148	10,048	10,112	9,899
261,5	0,207	0,207	0,224	0,218	362,0	10,241	10,141	10,208	9,990
262,0	0,210	0,210	0,221	0,222	362,5	10,338	10,238	10,298	10,078
262,5	0,213	0,213	0,229	0,227	363,0	10,431	10,331	10,395	10,175
263,0	0,216	0,216	0,233	0,229	363,5	10,532	10,432	10,496	10,259
263,5	0,220	0,220	0,233	0,235	364,0	10,622	10,522	10,588	10,346
264,0	0,223	0,223	0,237	0,233	364,5	10,707	10,607	10,674	10,423
264,5	0,226	0,226	0,243	0,237	365,0	10,793	10,693	10,758	10,500
265,0	0,230	0,230	0,248	0,236	365,5	10,882	10,782	10,849	10,576
265,5	0,233	0,233	0,245	0,243	366,0	10,960	10,860	10,921	10,647
266,0	0,237	0,237	0,250	0,249	366,5	11,031	10,931	11,001	10,713
266,5	0,241	0,241	0,255	0,254	367,0	11,102	11,002	11,070	10,778
267,0	0,244	0,244	0,254	0,256	367,5	11,168	11,068	11,129	10,826
267,5	0,248	0,248	0,266	0,255	368,0	11,229	11,129	11,196	10,876

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
268,0	0,252	0,252	0,265	0,259	368,5	11,283	11,183	11,247	10,918
268,5	0,256	0,256	0,271	0,261	369,0	11,327	11,227	11,296	10,956
269,0	0,259	0,259	0,279	0,267	369,5	11,358	11,258	11,324	10,978
269,5	0,263	0,263	0,280	0,276	370,0	11,381	11,281	11,345	10,989
270,0	0,267	0,267	0,287	0,279	370,5	11,400	11,300	11,364	10,998
270,5	0,271	0,271	0,286	0,281	371,0	11,400	11,300	11,370	11,002
271,0	0,276	0,276	0,292	0,284	371,5	11,388	11,288	11,356	10,986
271,5	0,280	0,280	0,295	0,295	372,0	11,367	11,267	11,332	10,963
272,0	0,284	0,284	0,296	0,299	372,5	11,334	11,234	11,297	10,933
272,5	0,338	0,238	0,300	0,296	373,0	11,294	11,194	11,259	10,891
273,0	0,343	0,243	0,304	0,307	373,5	11,240	11,140	11,209	10,839
273,5	0,347	0,247	0,311	0,309	374,0	11,168	11,068	11,134	10,776
274,0	0,352	0,252	0,316	0,314	374,5	11,081	10,981	11,042	10,705
274,5	0,356	0,256	0,318	0,315	375,0	10,995	10,895	10,962	10,619
275,0	0,362	0,262	0,329	0,321	375,5	10,898	10,798	10,862	10,532
275,5	0,367	0,267	0,330	0,331	376,0	10,781	10,681	10,749	10,426
276,0	0,372	0,272	0,337	0,336	376,5	10,661	10,561	10,630	10,321
276,5	0,378	0,278	0,346	0,333	377,0	10,538	10,438	10,501	10,200
277,0	0,383	0,283	0,348	0,347	377,5	10,405	10,305	10,374	10,078
277,5	0,389	0,289	0,350	0,344	378,0	10,271	10,171	10,241	9,949
278,0	0,394	0,294	0,354	0,353	378,5	10,126	10,026	10,088	9,821
278,5	0,400	0,300	0,370	0,362	379,0	9,972	9,872	9,935	9,676

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
279,0	0,406	0,306	0,373	0,364	379,5	9,818	9,718	9,782	9,532
279,5	0,412	0,312	0,373	0,375	380,0	9,662	9,562	9,628	9,389
280,0	0,418	0,318	0,388	0,378	380,5	9,495	9,395	9,461	9,235
280,5	0,424	0,324	0,388	0,387	381,0	9,324	9,224	9,293	9,077
281,0	0,430	0,330	0,400	0,391	381,5	9,157	9,057	9,119	8,918
281,5	0,437	0,337	0,405	0,396	382,0	8,986	8,886	8,948	8,765
282,0	0,443	0,343	0,404	0,399	382,5	8,815	8,715	8,781	8,603
282,5	0,450	0,350	0,419	0,413	383,0	8,644	8,544	8,607	8,441
283,0	0,457	0,357	0,419	0,411	383,5	8,471	8,371	8,435	8,280
283,5	0,464	0,364	0,425	0,420	384,0	8,302	8,202	8,272	8,120
284,0	0,471	0,371	0,440	0,428	384,5	8,135	8,035	8,095	7,959
284,5	0,478	0,378	0,442	0,438	385,0	7,970	7,870	7,936	7,804
285,0	0,485	0,385	0,454	0,448	385,5	7,805	7,705	7,767	7,645
285,5	0,493	0,393	0,460	0,453	386,0	7,645	7,545	7,609	7,488
286,0	0,501	0,401	0,468	0,458	386,5	7,486	7,386	7,450	7,334
286,5	0,509	0,409	0,470	0,462	387,0	7,331	7,231	7,294	7,184
287,0	0,517	0,417	0,480	0,470	387,5	7,182	7,082	7,142	7,035
287,5	0,526	0,426	0,492	0,479	388,0	7,029	6,929	6,997	6,895
288,0	0,534	0,434	0,498	0,488	388,5	6,885	6,785	6,851	6,747
288,5	0,543	0,443	0,505	0,502	389,0	6,740	6,640	6,705	6,612
289,0	0,552	0,452	0,513	0,510	389,5	6,600	6,500	6,565	6,472
289,5	0,561	0,461	0,531	0,522	390,0	6,464	6,364	6,427	6,341

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
290,0	0,570	0,470	0,534	0,533	390,5	6,327	6,227	6,292	6,207
290,5	0,580	0,480	0,542	0,540	391,0	6,198	6,098	6,167	6,075
291,0	0,590	0,490	0,559	0,550	391,5	6,068	5,968	6,034	5,955
291,5	0,600	0,500	0,560	0,554	392,0	5,945	5,845	5,910	5,824
292,0	0,611	0,511	0,579	0,573	392,5	5,824	5,724	5,794	5,711
292,5	0,622	0,522	0,585	0,579	393,0	5,706	5,606	5,674	5,586
293,0	0,633	0,533	0,598	0,590	393,5	5,589	5,489	5,554	5,478
293,5	0,644	0,544	0,613	0,595	394,0	5,473	5,373	5,439	5,358
294,0	0,656	0,556	0,621	0,611	394,5	5,363	5,263	5,330	5,254
294,5	0,667	0,567	0,636	0,621	395,0	5,253	5,153	5,221	5,148
295,0	0,679	0,579	0,642	0,630	395,5	5,146	5,046	5,107	5,037
295,5	0,691	0,591	0,654	0,651	396,0	5,039	4,939	5,000	4,940
296,0	0,703	0,603	0,665	0,661	396,5	4,938	4,838	4,902	4,837
296,5	0,715	0,615	0,679	0,675	397,0	4,839	4,739	4,799	4,745
297,0	0,728	0,628	0,690	0,679	397,5	4,741	4,641	4,711	4,645
297,5	0,741	0,641	0,705	0,699	398,0	4,652	4,552	4,622	4,560
298,0	0,754	0,654	0,717	0,707	398,5	4,560	4,460	4,530	4,463
298,5	0,768	0,668	0,737	0,720	399,0	4,477	4,377	4,444	4,382
299,0	0,783	0,683	0,750	0,734	399,5	4,391	4,291	4,361	4,298
299,5	0,797	0,697	0,765	0,751	400,0	4,310	4,210	4,272	4,212
300,0	0,812	0,712	0,781	0,770	400,5	4,230	4,130	4,196	4,131
300,5	0,828	0,728	0,795	0,785	401,0	4,149	4,049	4,111	4,054

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
301,0	0,844	0,744	0,809	0,797	401,5	4,071	3,971	4,032	3,976
301,5	0,860	0,760	0,829	0,818	402,0	3,992	3,892	3,958	3,901
302,0	0,876	0,776	0,838	0,829	402,5	3,917	3,817	3,880	3,822
302,5	0,893	0,793	0,858	0,843	403,0	3,841	3,741	3,805	3,748
303,0	0,911	0,811	0,874	0,866	403,5	3,767	3,667	3,734	3,675
303,5	0,929	0,829	0,898	0,879	404,0	3,696	3,596	3,663	3,614
304,0	0,947	0,847	0,915	0,896	404,5	3,627	3,527	3,592	3,544
304,5	0,966	0,866	0,928	0,921	405,0	3,561	3,461	3,528	3,474
305,0	0,986	0,886	0,947	0,940	405,5	3,495	3,395	3,462	3,409
305,5	1,005	0,905	0,973	0,960	406,0	3,431	3,331	3,398	3,351
306,0	1,026	0,926	0,993	0,978	406,5	3,369	3,269	3,335	3,291
306,5	1,046	0,946	1,014	0,994	407,0	3,309	3,209	3,278	3,224
307,0	1,067	0,967	1,027	1,017	407,5	3,249	3,149	3,217	3,170
307,5	1,089	0,989	1,051	1,036	408,0	3,191	3,091	3,152	3,106
308,0	1,111	1,011	1,071	1,058	408,5	3,133	3,033	3,099	3,054
308,5	1,133	1,033	1,102	1,081	409,0	3,077	2,977	3,037	2,995
309,0	1,156	1,056	1,120	1,107	409,5	3,023	2,923	2,987	2,938
309,5	1,180	1,080	1,147	1,127	410,0	2,969	2,869	2,934	2,892
310,0	1,205	1,105	1,165	1,154	410,5	2,916	2,816	2,883	2,837
310,5	1,231	1,131	1,200	1,178	411,0	2,864	2,764	2,834	2,790
311,0	1,257	1,157	1,227	1,209	411,5	2,815	2,715	2,780	2,740
311,5	1,284	1,184	1,253	1,237	412,0	2,765	2,665	2,734	2,684

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
312,0	1,312	1,212	1,278	1,261	412,5	2,716	2,616	2,680	2,641
312,5	1,340	1,240	1,308	1,289	413,0	2,668	2,568	2,634	2,592
313,0	1,370	1,270	1,331	1,317	413,5	2,621	2,521	2,586	2,548
313,5	1,400	1,300	1,361	1,347	414,0	2,575	2,475	2,538	2,504
314,0	1,430	1,330	1,398	1,373	414,5	2,530	2,430	2,494	2,455
314,5	1,461	1,361	1,429	1,409	415,0	2,486	2,386	2,447	2,411
315,0	1,493	1,393	1,453	1,442	415,5	2,444	2,344	2,413	2,372
315,5	1,526	1,426	1,490	1,478	416,0	2,402	2,302	2,367	2,332
316,0	1,560	1,460	1,526	1,509	416,5	2,361	2,261	2,330	2,294
316,5	1,595	1,495	1,558	1,544	417,0	2,322	2,222	2,282	2,251
317,0	1,632	1,532	1,595	1,581	417,5	2,284	2,184	2,250	2,214
317,5	1,669	1,569	1,638	1,611	418,0	2,246	2,146	2,214	2,177
318,0	1,708	1,608	1,675	1,651	418,5	2,209	2,109	2,170	2,142
318,5	1,747	1,647	1,708	1,693	419,0	2,173	2,073	2,135	2,106
319,0	1,788	1,688	1,752	1,732	419,5	2,138	2,038	2,099	2,072
319,5	1,830	1,730	1,795	1,779	420,0	2,104	2,004	2,073	2,042
320,0	1,873	1,773	1,840	1,819	420,5	2,070	1,970	2,037	2,007
320,5	1,917	1,817	1,881	1,859	421,0	2,037	1,937	2,005	1,973
321,0	1,962	1,862	1,929	1,904	421,5	2,005	1,905	1,965	1,941
321,5	2,009	1,909	1,977	1,952	422,0	1,973	1,873	1,940	1,905
322,0	2,057	1,957	2,018	1,995	422,5	1,942	1,842	1,908	1,883
322,5	2,107	2,007	2,068	2,054	423,0	1,913	1,813	1,875	1,849

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
323,0	2,158	2,058	2,126	2,098	423,5	1,883	1,783	1,849	1,820
323,5	2,211	2,111	2,174	2,154	424,0	1,854	1,754	1,820	1,787
324,0	2,265	2,165	2,225	2,207	424,5	1,826	1,726	1,796	1,765
324,5	2,321	2,221	2,287	2,260	425,0	1,798	1,698	1,766	1,734
325,0	2,379	2,279	2,345	2,317	425,5	1,770	1,670	1,731	1,708
325,5	2,438	2,338	2,400	2,378	426,0	1,743	1,643	1,713	1,677
326,0	2,499	2,399	2,461	2,438	426,5	1,717	1,617	1,686	1,658
326,5	2,562	2,462	2,528	2,503	427,0	1,691	1,591	1,656	1,631
327,0	2,626	2,526	2,592	2,563	427,5	1,666	1,566	1,631	1,606
327,5	2,693	2,593	2,659	2,631	428,0	1,641	1,541	1,603	1,580
328,0	2,761	2,661	2,730	2,699	428,5	1,618	1,518	1,587	1,563
328,5	2,832	2,732	2,794	2,765	429,0	1,595	1,495	1,562	1,536
329,0	2,905	2,805	2,869	2,841	429,5	1,573	1,473	1,541	1,518
329,5	2,980	2,880	2,950	2,916	430,0	1,552	1,452	1,512	1,492
330,0	3,057	2,957	3,026	2,988	430,5	1,530	1,430	1,493	1,474
330,5	3,136	3,036	3,096	3,063	431,0	1,510	1,410	1,474	1,447
331,0	3,218	3,118	3,182	3,153	431,5	1,489	1,389	1,454	1,435
331,5	3,301	3,201	3,262	3,227	432,0	1,469	1,369	1,431	1,414
332,0	3,387	3,287	3,356	3,319	432,5	1,449	1,349	1,413	1,390
332,5	3,476	3,376	3,439	3,406	433,0	1,430	1,330	1,395	1,372
333,0	3,566	3,466	3,536	3,495	433,5	1,411	1,311	1,381	1,353
333,5	3,660	3,560	3,630	3,580	434,0	1,393	1,293	1,358	1,339

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
334,0	3,755	3,655	3,716	3,679	434,5	1,375	1,275	1,340	1,319
334,5	3,853	3,753	3,822	3,770	435,0	1,356	1,256	1,325	1,296
335,0	3,955	3,855	3,918	3,872	435,5	1,339	1,239	1,300	1,287
335,5	4,058	3,958	4,026	3,978	436,0	1,322	1,222	1,291	1,267
336,0	4,164	4,064	4,133	4,079	436,5	1,305	1,205	1,268	1,252
336,5	4,272	4,172	4,237	4,184	437,0	1,288	1,188	1,255	1,235
337,0	4,383	4,283	4,346	4,290	437,5	1,272	1,172	1,236	1,217
337,5	4,497	4,397	4,466	4,409	438,0	1,256	1,156	1,224	1,205
338,0	4,613	4,513	4,576	4,522	438,5	1,241	1,141	1,208	1,187
338,5	4,732	4,632	4,699	4,637	439,0	1,226	1,126	1,193	1,176
339,0	4,854	4,754	4,821	4,758	439,5	1,211	1,111	1,171	1,160
339,5	4,978	4,878	4,942	4,875	440,0	1,197	1,097	1,164	1,147
340,0	5,105	5,005	5,071	4,998	440,5	1,183	1,083	1,153	1,134
340,5	5,233	5,133	5,195	5,124	441,0	1,170	1,070	1,136	1,114
341,0	5,364	5,264	5,325	5,245	441,5	1,157	1,057	1,122	1,103
341,5	5,497	5,397	5,465	5,373	442,0	1,144	1,044	1,104	1,093
342,0	5,633	5,533	5,593	5,504	442,5	1,132	1,032	1,098	1,079
342,5	5,770	5,670	5,737	5,638	443,0	1,120	1,020	1,084	1,062
343,0	5,908	5,808	5,877	5,769	443,5	1,108	1,008	1,076	1,054
343,5	6,048	5,948	6,017	5,908	444,0	1,096	0,996	1,064	1,039
344,0	6,190	6,090	6,150	6,046	444,5	1,084	0,984	1,045	1,030
344,5	6,332	6,232	6,298	6,184	445,0	1,072	0,972	1,038	1,014

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
345,0	6,475	6,375	6,435	6,314	445,5	1,060	0,960	1,021	1,012
345,5	6,618	6,518	6,583	6,452	446,0	1,049	0,949	1,013	0,998
346,0	6,762	6,662	6,730	6,592	446,5	1,037	0,937	1,002	0,986
346,5	6,905	6,805	6,865	6,729	447,0	1,026	0,926	0,992	0,971
347,0	7,047	6,947	7,014	6,855	447,5	1,015	0,915	0,976	0,959
347,5	7,188	7,088	7,149	6,996	448,0	1,004	0,904	0,970	0,956
348,0	7,328	7,228	7,290	7,131	448,5	0,994	0,894	0,961	0,939
348,5	7,467	7,367	7,435	7,263	449,0	0,984	0,884	0,946	0,928
349,0	7,603	7,503	7,570	7,386	449,5	0,974	0,874	0,938	0,927
349,5	7,737	7,637	7,707	7,510	450,0	0,965	0,865	0,930	0,917
350,0	7,869	7,769	7,836	7,637	450,5	0,955	0,855	0,921	0,900
350,5	7,998	7,898	7,967	7,762	451,0	0,946	0,846	0,907	0,895
351,0	8,123	8,023	8,089	7,877	451,5	0,937	0,837	0,906	0,881
351,5	8,244	8,144	8,214	7,990	452,0	0,928	0,828	0,896	0,874
352,0	8,361	8,261	8,321	8,097	452,5	0,919	0,819	0,883	0,868
352,5	8,473	8,373	8,440	8,209	453,0	0,910	0,810	0,880	0,859
353,0	8,579	8,479	8,542	8,309	453,5	0,901	0,801	0,865	0,849
353,5	8,679	8,579	8,644	8,418	454,0	0,893	0,793	0,855	0,845
354,0	8,772	8,672	8,732	8,514	454,5	0,884	0,784	0,852	0,831
354,5	8,858	8,758	8,826	8,610	455,0	0,876	0,776	0,841	0,827
355,0	8,938	8,838	8,907	8,704	455,5	0,868	0,768	0,836	0,819
355,5	9,015	8,915	8,976	8,798	456,0	0,860	0,760	0,821	0,811

Окончание таблицы А1

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
356,0	9,096	8,996	9,066	8,886	456,5	0,852	0,752	0,821	0,807
356,5	9,178	9,078	9,146	8,976	457,0	0,844	0,744	0,809	0,798
357,0	9,261	9,161	9,230	9,069	457,5	0,837	0,737	0,802	0,785
357,5	9,352	9,252	9,321	9,166	458,0	0,829	0,729	0,795	0,783
358,0	9,446	9,346	9,410	9,248	458,5	0,822	0,722	0,784	0,776
358,5	9,551	9,451	9,516	9,348	459,0	0,814	0,714	0,780	0,764
359,0	9,654	9,554	9,620	9,434	459,5	0,807	0,707	0,776	0,762
359,5	9,754	9,654	9,724	9,534	460,0	0,800	0,700	0,766	0,749
360,0	9,854	9,754	9,816	9,619	–	–	–	–	–

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Результаты расчетного исследования

Таблица Б1 – Результаты расчетного исследования

n , мин ⁻¹	M_k , Н·м	$p_{впр}$, МПа	θ , град ПКВ	ρ_p	g_e , г/кВт·ч	NO_x , г/кВт·ч	PM , г/кВт·ч	T_r' , К
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2200	391	160	2	0	234,9	6,4	0,060	761
2200	391	160	6	0	223,1	8,1	0,048	729
2200	391	160	10	0	217,7	10,4	0,044	707
2200	391	140	2	0	240,6	5,3	0,071	767
2200	391	140	6	0	226,6	7,4	0,060	742
2200	391	140	10	0	219,4	8,9	0,049	718
2200	391	120	2	0	249,0	5,5	0,095	793
2200	391	120	6	0	231,6	7,5	0,085	763
2200	391	120	10	0	221,7	8,6	0,062	733
2200	391	160	2	0,09	230,7	2,7	0,097	732
2200	391	160	6	0,09	219,4	5,3	0,076	724
2200	391	160	10	0,09	213,7	8,7	0,062	710
2200	391	140	2	0,09	238,4	2,6	0,125	773
2200	391	140	6	0,09	224,3	4,0	0,100	752
2200	391	140	10	0,09	216,1	7,4	0,078	728
2200	391	120	2	0,09	247,8	2,8	0,189	795
2200	391	120	6	0,09	229,2	3,6	0,164	775
2200	391	120	10	0,09	217,9	4,8	0,116	746
2200	391	160	2	0,18	241,9	2,1	0,309	785
2200	391	160	6	0,18	228,7	2,2	0,272	778
2200	391	160	10	0,18	222,2	3,6	0,243	762
2200	391	140	2	0,18	252,1	2,0	0,452	831
2200	391	140	6	0,18	234,9	2,2	0,385	808
2200	391	140	10	0,18	225,6	2,6	0,322	783
2200	391	120	2	0,18	262,4	2,0	0,554	852
2200	391	120	6	0,18	244,3	2,0	0,672	841
2200	391	120	10	0,18	229,8	3,1	0,484	808
2200	295	140	4	0	238,4	6,5	0,021	648
2200	295	140	8	0	228,8	9,4	0,014	634

Продолжение таблицы Б1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2200	295	140	12	0	224,4	13,3	0,010	619
2200	295	120	4	0	245,9	5,9	0,031	669
2200	295	120	8	0	233,5	8,1	0,021	650
2200	295	120	12	0	226,5	11,4	0,015	629
2200	295	100	4	0	252,8	4,9	0,053	687
2200	295	100	8	0	236,6	6,5	0,038	667
2200	295	100	12	0	227,9	9,3	0,028	643
2200	295	140	4	0,10	235,6	3,7	0,041	670
2200	295	140	8	0,10	224,1	5,4	0,028	654
2200	295	140	12	0,10	218,5	7,8	0,020	641
2200	295	120	4	0,10	240,0	3,3	0,064	683
2200	295	120	8	0,10	226,6	4,8	0,043	664
2200	295	120	12	0,10	219,0	6,1	0,031	648
2200	295	100	4	0,10	247,4	2,8	0,104	703
2200	295	100	8	0,10	232,2	3,8	0,081	681
2200	295	100	12	0,10	224,6	5,4	0,057	661
2200	295	140	4	0,20	242,4	2,1	0,131	720
2200	295	140	8	0,20	230,9	2,9	0,120	707
2200	295	140	12	0,20	224,1	4,2	0,104	694
2200	295	120	4	0,20	248,5	1,9	0,192	731
2200	295	120	8	0,20	234,1	2,6	0,163	715
2200	295	120	12	0,20	226,0	3,7	0,135	701
2200	295	100	4	0,20	257,4	1,7	0,275	751
2200	295	100	8	0,20	239,7	2,2	0,250	730
2200	295	100	12	0,20	229,7	3,1	0,205	713
2200	195	120	4	0	263,3	6,9	0,026	583
2200	195	120	8	0	252,2	9,6	0,021	570
2200	195	120	12	0	245,6	13,4	0,015	559
2200	195	100	4	0	267,8	5,9	0,043	585
2200	195	100	8	0	253,3	7,9	0,034	574
2200	195	100	12	0	246,4	11,2	0,024	565
2200	195	80	4	0	280,2	4,7	0,072	601
2200	195	80	8	0	263,8	6,3	0,060	586
2200	195	80	12	0	252,2	8,8	0,041	574

Продолжение таблицы Б1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2200	195	120	4	0,11	253,1	4,0	0,042	603
2200	195	120	8	0,11	244,4	5,8	0,034	594
2200	195	120	12	0,11	238,7	8,2	0,023	583
2200	195	100	4	0,11	260,0	3,6	0,066	609
2200	195	100	8	0,11	246,0	4,9	0,059	600
2200	195	100	12	0,11	236,9	6,9	0,039	588
2200	195	80	4	0,11	266,9	3,0	0,114	622
2200	195	80	8	0,11	251,6	4,0	0,097	611
2200	195	80	12	0,11	243,1	5,5	0,069	598
2200	195	120	4	0,22	254,9	2,4	0,094	653
2200	195	120	8	0,22	246,0	3,2	0,096	639
2200	195	120	12	0,22	238,9	4,7	0,075	626
2200	195	100	4	0,22	261,8	2,2	0,140	654
2200	195	100	8	0,22	250,0	2,9	0,133	643
2200	195	100	12	0,22	240,0	4,1	0,110	631
2200	195	80	4	0,22	272,0	1,9	0,228	668
2200	195	80	8	0,22	254,7	2,4	0,217	654
2200	195	80	12	0,22	244,7	3,4	0,180	642
2200	40	100	4	0	567,8	16,2	0,180	482
2200	40	100	8	0	537,8	20,8	0,174	471
2200	40	100	12	0	522,2	29,6	0,172	464
2200	40	80	4	0	566,7	14,0	0,183	477
2200	40	80	8	0	556,7	17,7	0,176	470
2200	40	80	12	0	538,9	24,7	0,173	465
2200	40	60	4	0	582,2	11,4	0,189	484
2200	40	60	8	0	554,4	14,0	0,179	477
2200	40	60	12	0	548,9	19,4	0,173	470
2200	40	100	4	0,12	507,8	12,7	0,057	494
2200	40	100	8	0,12	498,9	15,6	0,102	482
2200	40	100	12	0,12	500,0	21,8	0,083	474
2200	40	80	4	0,12	541,1	11,1	0,088	487
2200	40	80	8	0,12	524,4	13,3	0,173	481
2200	40	80	12	0,12	506,7	18,2	0,133	474
2200	40	60	4	0,12	544,4	8,9	0,167	494

Продолжение таблицы Б1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2200	40	60	8	0,12	511,1	10,5	0,335	488
2200	40	60	12	0,12	495,6	14,4	0,241	482
2200	40	100	4	0,25	501,1	9,4	0,053	532
2200	40	100	8	0,25	498,9	11,4	0,098	510
2200	40	100	12	0,25	493,3	15,6	0,089	496
2200	40	80	4	0,25	525,6	8,1	0,062	507
2200	40	80	8	0,25	507,8	9,6	0,160	499
2200	40	80	12	0,25	496,7	13,2	0,150	492
2200	40	60	4	0,25	541,1	6,8	0,105	511
2200	40	60	8	0,25	517,8	7,8	0,329	505
2200	40	60	12	0,25	500,0	10,4	0,310	497
2200	501	140	2	0	213,7	9,0	0,014	708
2200	501	140	6	0	205,2	11,3	0,009	708
2200	501	140	10	0	199,9	15,0	0,009	700
2200	501	120	2	0	214,3	7,9	0,018	742
2200	501	120	6	0	206,8	10,1	0,012	728
2200	501	120	10	0	201,8	13,6	0,010	712
2200	501	100	2	0	217,7	6,7	0,032	761
2200	501	100	6	0	208,1	8,3	0,025	749
2200	501	100	10	0	201,9	11,5	0,017	725
2200	501	140	2	0,05	211,9	5,8	0,035	717
2200	501	140	6	0,05	204,0	7,3	0,024	728
2200	501	140	10	0,05	201,9	9,7	0,025	729
2200	501	120	2	0,05	216,3	5,3	0,041	763
2200	501	120	6	0,05	208,6	6,5	0,034	752
2200	501	120	10	0,05	202,1	8,6	0,033	736
2200	501	100	2	0,05	221,0	4,4	0,083	784
2200	501	100	6	0,05	209,2	5,4	0,066	769
2200	501	100	10	0,05	202,1	7,5	0,046	749
2200	501	140	2	0,10	219,3	3,7	0,103	748
2200	501	140	6	0,10	212,7	5,0	0,100	767
2200	501	140	10	0,10	208,7	6,6	0,132	767
2200	501	120	2	0,10	223,5	3,6	0,122	804
2200	501	120	6	0,10	213,8	4,5	0,125	795

Продолжение таблицы Б1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2200	501	120	10	0,10	208,9	6,0	0,152	784
2200	501	100	2	0,10	230,7	3,1	0,246	831
2200	501	100	6	0,10	218,3	3,8	0,200	815
2200	501	100	10	0,10	210,5	5,2	0,188	796
1600	376	120	2	0	211,6	8,4	0,011	656
1600	376	120	6	0	208,1	10,8	0,009	651
1600	376	120	10	0	205,4	15,3	0,007	644
1600	376	100	2	0	216,0	7,3	0,016	665
1600	376	100	6	0	208,3	9,6	0,013	657
1600	376	100	10	0	202,5	13,3	0,009	649
1600	376	80	2	0	220,8	5,9	0,033	676
1600	376	80	6	0	213,0	7,6	0,025	667
1600	376	80	10	0	204,0	10,9	0,018	655
1600	376	120	2	0,06	214,1	4,8	0,028	679
1600	376	120	6	0,06	205,7	6,4	0,028	678
1600	376	120	10	0,06	201,1	9,2	0,025	674
1600	376	100	2	0,06	215,9	4,4	0,037	695
1600	376	100	6	0,06	210,0	5,6	0,035	687
1600	376	100	10	0,06	205,4	8,1	0,033	680
1600	376	80	2	0,06	223,7	3,7	0,069	705
1600	376	80	6	0,06	210,8	4,5	0,058	697
1600	376	80	10	0,06	201,4	6,5	0,048	685
1600	376	120	2	0,12	220,0	3,2	0,080	724
1600	376	120	6	0,12	213,7	4,1	0,109	725
1600	376	120	10	0,12	209,2	5,8	0,132	718
1600	376	100	2	0,12	223,0	3,1	0,097	740
1600	376	100	6	0,12	215,9	3,7	0,114	732
1600	376	100	10	0,12	210,2	5,2	0,143	723
1600	376	80	2	0,12	230,6	2,6	0,163	752
1600	376	80	6	0,12	218,6	3,1	0,156	742
1600	376	80	10	0,12	211,0	4,3	0,161	729
1600	250	100	2	0	219,3	7,5	0,015	584
1600	250	100	6	0	212,9	10,1	0,012	581
1600	250	100	10	0	212,6	14,4	0,008	576

Окончание таблицы Б1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1600	250	80	2	0	226,7	6,5	0,023	597
1600	250	80	6	0	215,2	8,4	0,019	583
1600	250	80	10	0	211,0	12,1	0,013	580
1600	250	60	2	0	231,9	5,1	0,048	608
1600	250	60	6	0	216,9	6,5	0,042	600
1600	250	60	10	0	215,5	9,2	0,033	589
1600	250	100	2	0,08	219,5	4,4	0,027	630
1600	250	100	6	0,08	215,2	5,9	0,032	618
1600	250	100	10	0,08	212,4	8,5	0,021	607
1600	250	80	2	0,08	224,3	3,8	0,044	627
1600	250	80	6	0,08	213,6	5,0	0,046	619
1600	250	80	10	0,08	206,7	7,2	0,035	608
1600	250	60	2	0,08	228,6	3,1	0,084	637
1600	250	60	6	0,08	220,7	3,9	0,080	629
1600	250	60	10	0,08	211,7	5,6	0,075	617
1600	250	100	2	0,16	225,0	2,5	0,078	643
1600	250	100	6	0,16	218,1	3,5	0,110	644
1600	250	100	10	0,16	213,8	5,0	0,105	639
1600	250	80	2	0,16	227,9	2,5	0,100	663
1600	250	80	6	0,16	219,8	3,1	0,131	655
1600	250	80	10	0,16	214,8	4,4	0,130	646
1600	250	60	2	0,16	236,2	2,1	0,172	675
1600	250	60	6	0,16	226,2	2,5	0,176	667
1600	250	60	10	0,16	219,0	3,6	0,174	657

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Коэффициенты регрессии исследуемых параметров для каждой точки цикла NRSC

Таблица В1 – Коэффициенты регрессии

Режим цикла NRSC	Коэффи- циенты ре- грессии	g_e	NO_x	PM	Tr'
1	2	3	4	5	6
H-100	a_0	223,9	4,3	0,1	477,2
	a_1	4,3	-2,8	0,2	29,7
	a_2	-5,6	0,7	-0,1	-23,2
	a_3	-11,9	1,6	0,0	-21,9
	a_{11}	7,3	0,6	0,1	27,3
	a_{22}	0,5	0,0	0,0	-0,6
	a_{33}	3,2	0,3	0,0	-2,2
	a_{12}	-1,4	-0,4	-0,1	-7,0
	a_{13}	-1,1	-0,8	0,0	4,0
	a_{23}	3,0	0,3	0,0	4,5
H-75	a_0	227,1	4,6	0,1	392,4
	a_1	1,0	-2,8	0,1	34,2
	a_2	-4,5	0,9	0,0	-13,8
	a_3	-10,4	1,8	0,0	-17,4
	a_{11}	6,2	0,7	0,0	16,6
	a_{22}	0,8	0,0	0,0	2,4
	a_{33}	3,1	0,3	0,0	0,4
	a_{12}	-0,3	-0,5	0,0	1,9
	a_{13}	-0,8	-1,0	0,0	1,6
	a_{23}	2,2	0,4	0,0	3,3

Продолжение таблицы В1

1	2	3	4	5	6
Н-50	a_0	245,8	4,9	0,1	325,3
	a_1	-3,4	-2,6	0,1	34,1
	a_2	-5,1	1,0	0,0	-8,1
	a_3	-10,8	1,7	0,0	-11,8
	a_{11}	5,9	0,5	0,0	10,6
	a_{22}	2,3	-0,1	0,0	3,8
	a_{33}	2,4	0,4	0,0	0,1
	a_{12}	0,3	-0,6	0,0	0,3
	a_{13}	0,2	-0,8	0,0	-0,4
	a_{23}	2,6	0,4	0,0	0,5
Н-10	a_0	516,0	13,3	0,2	206,4
	a_1	-21,9	-4,2	0,0	16,1
	a_2	-9,3	2,7	-0,1	-0,2
	a_3	-15,3	3,8	0,0	-8,6
	a_{11}	16,5	0,4	0,0	5,4
	a_{22}	-5,9	-0,2	0,0	6,1
	a_{33}	3,6	1,3	0,0	0,9
	a_{12}	-0,6	-0,9	0,0	3,3
	a_{13}	2,4	-1,4	0,0	-1,8
	a_{23}	5,2	1,0	0,0	-2,8
ПР-100	a_0	207,2	6,5	0,1	479,9
	a_1	4,3	-2,9	0,1	31,9
	a_2	-2,3	1,0	0,0	-22,6
	a_3	-7,2	1,9	0,0	-8,9
	a_{11}	3,4	0,8	0,0	10,3
	a_{22}	0,3	-0,1	0,0	-4,5

Окончание таблицы В1

1	2	3	4	5	6
ПР-100	a_{33}	1,8	0,5	0,0	-3,7
	a_{12}	-0,8	-0,5	0,0	-3,4
	a_{13}	-0,3	-0,8	0,0	3,2
	a_{23}	1,7	0,2	0,0	10,8
ПР-75	a_0	208,8	5,7	0,1	414,5
	a_1	3,5	-3,0	0,1	36,9
	a_2	-2,5	1,1	0,0	-8,8
	a_3	-7,0	2,0	0,0	-7,5
	a_{11}	3,6	1,0	0,0	8,1
	a_{22}	0,5	-0,2	0,0	0,1
	a_{33}	1,0	0,6	0,0	-1,3
	a_{12}	-0,4	-0,6	0,0	-0,8
	a_{13}	-0,6	-1,0	0,0	0,3
a_{23}	2,4	0,4	0,0	3,4	
ПР-50	a_0	214,2	5,0	0,1	347,0
	a_1	2,2	-2,8	0,1	32,8
	a_2	-3,2	1,1	0,0	-8,7
	a_3	-6,8	1,8	0,0	-8,1
	a_{11}	3,2	0,8	0,0	0,2
	a_{22}	2,0	-0,1	0,0	2,5
	a_{33}	2,2	0,5	0,0	-0,5
	a_{12}	-0,4	-0,7	0,0	-1,4
	a_{13}	-0,2	-0,9	0,0	0,4
	a_{23}	2,1	0,4	0,0	1,8

Научное издание

КУХАРЁНОК Георгий Михайлович
БЕРЕЗУН Виталий Иванович

**УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ**

Подписано в печать 01.04.2019. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 8,66. Уч.-изд. л. 6,77. Тираж 120. Заказ 136.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.