

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования «Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Наумов  
Алексей Владимирович

СНИЖЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ И МЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ  
КОНВЕРТИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ В СОСТАВЕ ИНВЕРТОРНОЙ  
ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

2.4.7 – Турбомашины и поршневые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, доцент  
Малозёмов Андрей Адиевич

Челябинск – 2024

## АННОТАЦИЯ

Одним из перспективных направлений развития средств малой энергетики является создание инверторных энергоустановок на основе конвертированных поршневых двигателей внутреннего сгорания работающих с оптимальной, с точки зрения топливной экономичности, частотой вращения, зависящей от нагрузки. Однако при этом увеличиваются максимальные величины температуры и давления газов в камере сгорания на режимах с пониженной частотой вращения, что влечет рост тепловой и механической нагруженности деталей первичного двигателя и, следовательно, снижение показателей его надежности. Для решения этой проблемы, применительно к первичным конвертированным дизелям инверторных энергоустановок, предложено и научно обосновано техническое решение, заключающееся в снижении геометрической степени сжатия двигателя при одновременном повышении давления наддува. Предложен и экспериментально обоснован метод обеспечения нормативных значений пусковых качеств первичного двигателя, учитывающий условия его функционирования в составе инверторной энергоустановки и снижение степени сжатия, основанный на использовании электрических нагревателей для предпускового подогрева воздуха во впускном коллекторе. Доказано, что затраты на эксплуатацию инверторной энергоустановки с дизелем 4ЧН15/20.5 с предложенным техническим решением будут на 3.7 % ниже, чем аналогичной энергоустановки с постоянной частотой вращения коленчатого вала первичного двигателя, при этом показатели, характеризующие тепломеханическую нагруженность двигателя, и его пусковые качества не ухудшаться.

## СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Введение .....	8
1 Обзор и анализ современного состояния разработки и производства поршневых двигателей внутреннего сгорания для средств малой и возобновляемой энергетики .....	17
1.1 Проблемы и перспективы развития малой энергетики на базе инверторных двигатель-генераторных энергоустановок.....	17
1.2 Особенности функционирования дизелей в составе инверторных энергоустановок.....	26
1.3 Обзор и анализ исследований в области совершенствования инверторных двигатель-генераторных установок .....	30
1.4 Методы и средства обеспечения нормативных пусковых качеств первичных конвертированных дизелей инверторных энергоустановок .....	37
1.5 Методы математического моделирования процессов первичных дизелей в составе энергоустановок .....	42
1.6 Цель, задачи и основные этапы исследования .....	59
2 Совершенствование методов математического моделирования процессов дизеля в составе инверторной энергоустановки .....	62
2.1 Анализ термического КПД теоретического замкнутого цикла со смешанным подводом теплоты и газотурбинным наддувом.....	62
2.2 Расчетное определение влияния геометрической степени сжатия на показатели назначения и безопасности дизеля с применением CFD-модели .....	69
2.3 Разработка феноменологической математической модели процессов дизеля для оценки влияния различных факторов на его тепловую и механическую нагруженность .....	80

2.4 Расчетное определение влияния различных факторов на тепловую и механическую нагруженность дизеля инверторной энергоустановки .....	86
2.5 Выводы и рекомендации по 2-ой главе.....	95
3 Методика экспериментального исследования первичного конвертированного дизеля .....	97
3.1 Объект экспериментального исследования .....	97
3.2 Метрологическое обеспечение экспериментального исследования, оценка точности измерений.....	100
3.3 Методика испытаний дизеля на нагрузочном стенде.....	105
3.4 Методика пусковых испытаний дизеля в климатической камере .....	107
3.5 Выводы и рекомендации по 3-ей главе .....	109
4 Результаты экспериментального исследования первичного конвертированного дизеля и их анализ .....	111
4.1 Результаты экспериментального исследования рабочего процесса и синтез оптимального алгоритма управления частотой вращения первичного дизеля 4ЧН15/20.5 .....	111
4.2 Анализ результатов экспериментального исследования с применением нейросетевой модели .....	118
4.3 Оценка состояния поршней и показателей тепловой и механической нагруженности двигателя 4ЧН15/20.5 после 192 часов работы на стенде.....	123
4.4 Определение характеристик электростартерной системы пуска, динамики изменения давления масла в системе смазки и момента сопротивления прокручиванию КВ .....	125
4.5 Оценка пусковых качеств дизеля с пониженной степенью сжатия и трубчатыми электронагревателями, установленными во впускном коллекторе .....	131
4.6 Выводы и рекомендации по 4-ой главе.....	138

5 Технико-экономическое обоснование эффективности предлагаемого технического решения .....	140
5.1 Определение затрат на топливо .....	140
5.2 Оценка расходования ресурса .....	143
5.3 Выводы и рекомендации по 5-ой главе .....	147
Заключение .....	150
Список литературы .....	153
Приложение А. Акты внедрения результатов диссертационного исследования .....	185
Приложение Б. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ .....	190

## СПИСОК ОСНОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АКБ	- аккумуляторная батарея;
ВИЭ	- возобновляемый источник энергии;
ВМТ	- верхняя мертвая точка;
ВЭС	- ветроэлектростанция;
ГРМ	- газораспределительный механизм;
ДВС	- двигатель внутреннего сгорания;
ДГ	- двигатель-генератор;
ДГУ	- дизель-генераторная установка;
ДЭС	- дизельная электростанция;
КВ	- коленчатый вал;
КПД	- коэффициент полезного действия;
КС	- камера сгорания;
КШМ	- кривошипно-шатунный механизм;
МЗН	- маслозакачивающий насос;
МЭК	- многофункциональный энерготехнологический комплекс;
НТД	- нормативно-техническая документация;
ОГ	- отработавшие газы;
ОЖ	- охлаждающая жидкость;
ОНВ	- охладитель наддувочного воздуха;
ОС	- окружающая среда;
ПДВС	- первичный двигатель внутреннего сгорания;
ПЗВ	- период задержки воспламенения;
ПКВ	- поворот коленчатого вала;
ПО	- программное обеспечение;
ПЧ	- преобразователь частоты;
РТ	- рабочее тело;
САРЧ	- система автоматического регулирования частоты вращения;
СН	- свеча накаливания;

- СОП - средство облегчения пуска;
- СПП - средство предпусковой подготовки;
- СЭС - солнечная электростанция;
- СЭУ - солнечная энергетическая установка;
- ТНВД - топливный насос высокого давления;
- ТКР - турбокомпрессор;
- ТЭН - трубчатый электронагреватель;
- ЭС - электростанция;
- ЭФУ - электрофакельное устройство;
- CFD - computational fluid dynamic (вычислительная газовая динамика).

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.**

Основой малой энергетики Российской Федерации являются более 50 тысяч электростанций суммарной мощностью 17 млн. кВт на базе поршневых ДВС или 8 % от общей установленной мощности ЭС РФ. В качестве первичных ДВС используются конвертированные модификации серийных дизелей, т.е. модификации первично предназначенных для работы в составе тракторов, автомобилей, тепловозов, судов и т.д. Конвертация обычно заключается в дефорсировании по частоте вращения до ближайшего значения из стандартного ряда (750, 1000, 1500 мин<sup>-1</sup> и т.д. [1]) и установке однорежимной САРЧ. Такой подход не является оптимальным с точки зрения обеспечения максимальной эффективности энергоустановки, в первую очередь, топливной экономичности. В настоящее время средний эксплуатационный расход топлива ДЭС мощностью более 100 кВт составляет 256...665 г/(кВт·ч) [2], что существенно превышает номинальную величину (195...225 г/(кВт·ч)).

Поэтому назрела необходимость структурных и качественных изменений энергетического сектора России, которые будут способствовать её динамичному социально-экономическому развитию. «Стратегией научно-технологического развития Российской Федерации» (утверждена Указом Президента РФ от 01.12.2016 № 642) [3] предусмотрен переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике, повышение эффективности глубокой переработки углеводородного сырья, формирование новых источников и способов транспортировки энергии. В «Энергетической стратегии России на период до 2035 года» [4] указано, что одним из приоритетов является развитие региональной энергетики с увеличением уровня надежности обеспечения энергоресурсами территорий при опережающем развитии распределенной генерации, экономически эффективном использовании местных источников топлива и ВИЭ. «Доктрина энергетической безопасности» (утверждена Президентом РФ



29.11.2012) [5] предусматривает повышение степени самообеспечения энергетическими ресурсами регионов РФ и отдельных потребителей посредством освоения местных видов топлив и развития малой энергетики (в том числе на основе ВИЭ).

Одним из способов решения проблемы повышения топливной экономичности является создание и внедрение инверторных гибридных энергоустановок, объединяющие ДГ, работающий с оптимальной, с точки зрения топливной экономичности, частотой вращения, зависящей от нагрузки, и ВИЭ. Наличие ВИЭ и работа ДГ с переменной частотой вращения определяют использование преобразователя частоты тока (инвертора) [6], который обеспечивает показатели качества электрической энергии, соответствующие требованиям к сетям общего назначения [7].

Снижение частоты вращения, при сохранении номинальной мощности из стандартного ряда (100, 200, 315 кВт и т.д.) [1], влечет повышение крутящего момента, средних и максимальных значений давления РТ в КС, что негативно отражается на показателях надежности дизеля [8]. Для снижения тепломеханической нагруженности элементов первичного ДВС, в качестве одного из мероприятий по обеспечению надежности, целесообразно уменьшать степень сжатия при одновременном повышении давления наддува.

Снижение геометрической степени сжатия отрицательно влияет на пусковые качества двигателя. Однако, требования к пусковым качествам дизелей в составе стационарных ЭС менее жесткие, чем требования к дизелям других типов. Двигатель в составе ДЭС должен пускаться и функционировать при температуре окружающего воздуха 8 °С и выше, что позволяет обеспечить нормативные значения пусковых качеств при более высоких значениях параметров топливной экономичности и надежности ДВС. При необходимости, для обеспечения пуска могут быть применены высокоэффективные электронагреватели воздуха во впускном коллекторе, что оправдано наличием системы аккумулирования электроэнергии высокой емкости.

### **Степень разработанности темы исследования.**

Инверторные энергоустановки относительно новое направление в сфере малой энергетики, которое появилось в 90-х годах 20-го века и начало интенсивно развиваться только в 21-ом веке. Исследованиями в этой области занимались зарубежные ученые D. Cherus, J.F. Manwell, R. Bram, Z. Chlodnicki, J.H. Lee, J. Leuchter, отечественные – С.Г. Обухов, И.А. Плотников, Б.В. Лукутин, О.С. Хватов и др. В большинстве работ ДВС описан упрощенными математическими моделями (например, полиномиальной регрессией, полученной на основе экспериментальных данных) с двумя входами – момент сопротивления нагрузки и цикловая подача топлива, и одним выходом – частотой вращения КВ, а основное внимание уделено электротехнической части.

Более подробно процессы в первичных ДВС инверторных энергоустановок исследованы в трудах О.А. Алешкова (разработан метод синтеза оптимального алгоритма управления частотой вращения КВ с точки зрения топливной экономичности), А.В. Копейна (исследовано влияние переменной частоты вращения КВ на выбросы вредных веществ с ОГ), А.С. Шикина (разработан метод прогнозирования ресурсных показателей), Р.Р. Гимазетдинова (разработаны методы имитационного моделирования энергоустановок). Результаты этих исследований были расширены и обобщены А.А. Малозёмовым, при создании многофункциональных энерготехнологических комплексов. Однако в этих работах не рассмотрены вопросы снижения тепловой и механической нагруженности первичного ДВС и обеспечения гарантированного пуска.

Топливная экономичность инверторных энергоустановок определяется эффективностью рабочих процессов и механическими потерями в механизмах и агрегатах ДВС. Тепловая и механическая нагруженность деталей первичного ДВС зависит от динамики рабочих процессов в КС, которые, в свою очередь, зависят от режима функционирования (нагрузки и цикловой подачи топлива). Вопросам влияния степени сжатия на процессы в КС дизеля посвящены работы зарубежных ученых S.G. Tumoney, V. Nariram, R.A. Valia, S. Iliev, отечественных

– В.П. Демидова, А.И. Хуциева, М.А. Зленко, Г.Г. Тер-Мкртчяна, И.А. Ямина, Б.А. Шароглазова, М.Д. Гарипова, В.А. Маркова и др. Однако в этих работах не учитываются особенности функционирования ДВС в составе инверторных энергоустановок, в частности необходимость ограничения тепловой и механической нагруженности двигателя при реализации оптимального алгоритма управления частотой вращения КВ, обеспечения нормативных пусковых качеств двигателя. Отсутствует возможность прогнозирования ресурсных показателей, отсутствует комплексная технико-экономическая оценка затрат на эксплуатацию объектов применения ДВС (инверторных энергоустановок) в реальных условиях. Существующие математические модели не предусматривают возможность определения рациональных сочетаний геометрической степени сжатия и давления наддува, обеспечивающих одновременное повышение топливной экономичности и снижение тепломеханической нагруженности ДВС в составе инверторных энергоустановок.

Основное противоречие, требующее решение при создании инверторных ДГ – противоположное влияние частоты вращения КВ первичного ДВС на показатели его топливной экономичности и тепломеханической нагруженности (при уменьшении частоты вращения расход топлива снижается, а нагруженность увеличивается и наоборот).

**Гипотеза исследования:** научная задача может быть решена путем снижения геометрической степени сжатия двигателя при одновременном повышении давления наддува, с учетом необходимости обеспечения нормативных значений пусковых качеств.

**Направления исследования,** согласно паспорту научной специальности 2.4.7 – «Турбомашинны и поршневые двигатели»:

1. Экспериментальные исследования термодинамических, механических, тепло- и массообменных, физико-химических, газодинамических процессов в поршневых двигателях.

2. Разработка математических моделей, методов экспериментальных исследований, теоретические и экспериментальные исследования с целью

повышения эффективности рабочих процессов и надежности поршневых двигателей в составе инверторных энергоустановок.

**Объект исследования:** взаимосвязанные тепловые, газодинамические, гидродинамические, механические и физико-химические процессы поршневого ДВС в составе инверторной энергоустановки.

**Предмет исследования:** закономерности влияния процессов ДВС на показатели расхода топлива, тепловой и механической нагруженности, пусковые качества.

**Цель исследования:** снижение тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки.

**Задачи исследования:**

1. Разработать математические модели процессов в системах и механизмах ДВС, учитывающие особенности конструкции и функционирования в составе инверторной энергоустановки и позволяющие комплексно оценивать показатели топливной экономичности и тепломеханической нагруженности.

2. Выявить зависимости, связывающие конструктивные параметры и режимы функционирования ДВС в составе инверторной энергоустановки и показатели его топливной экономичности, тепломеханической нагруженности и пусковые качества.

3. Обосновать рациональные конструктивные параметры ДВС в составе инверторной энергоустановки, обеспечивающие повышение его топливной экономичности, с учетом ограничений по тепломеханической нагруженности и требований к пусковым качествам.

4. Обосновать эффективность технического решения, заключающегося в снижении степени сжатия при одновременном повышении давления наддува, с учетом необходимости обеспечения требуемых пусковых качеств ДВС в составе инверторной энергоустановки.

**Научные результаты** исследования, обладающие **новизной:**

- уравнения, связывающие термический КПД цикла Тринклера со степенью сжатия поршневой части и компрессора и максимальным давлением цикла;

- уравнения для определения относительного изменения периода задержки воспламенения топлива в камере сгорания, показателя характера тепловыделения в уравнении И.И. Вибе и критерия теплонапряженности дизеля от относительного изменения геометрической степени сжатия и давления наддува;

- выявленные, по результатам стендовых испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 12.5, 13.5, 14.5 и различными турбокомпрессорами, зависимости показателей топливной экономичности и тепломеханической нагруженности от его конструктивных и режимных параметров;

- выявленная, по результатам испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 14.5 и 12.5 в климатической камере, зависимость его пусковых качеств от степени сжатия и мощности электронагревателей во впускном коллекторе при различных температурах окружающей среды.

**Теоретическая значимость** результатов исследования заключается в том, что выполнено теоретическое обобщение и экспериментальное исследование процессов в системах и механизмах конвертированного первичного ДВС на режимах эксплуатации инверторного ДГ, что дает возможность их использования при решении широкого спектра научных задач в области энергетического машиностроения, связанных с повышением топливной экономичности, надежности, обеспечением пусковых качеств ДВС в составе энергетических установок.

**Практической значимостью** обладают:

- техническое решение, заключающееся в снижении степени сжатия при одновременном повышении давления наддува, с учетом обеспечения требуемых пусковых качеств ДВС в составе инверторной энергоустановки;

- рекомендации по способам обеспечения требуемых пусковых качеств ДВС в составе инверторной энергоустановки;

- программное обеспечение «Программный класс для определения влияния степени сжатия на показатели рабочих процессов в камере сгорания дизеля».

Результаты исследования могут найти практическое применение при создании модификаций ДВС для работы в составе инверторных энергоустановок.

**Границы применимости** результатов исследования: конвертированные четырехтактные дизели с газотурбинным наддувом, используемые в составе инверторных энергоустановок автономных систем энергообеспечения общего назначения.

**На защиту выносятся:** вышеперечисленные научные результаты исследования, обладающие научной новизной, теоретической и практической значимостью.

**Методология и методы исследования** включают расчетно-теоретические методы, основанные на известных и широко апробированных зависимостях теории поршневых ДВС, газо- и термодинамики, математического моделирования сложных динамических систем, стандартные и оригинальные методы стендовых и пусковых испытаний ДВС. Критерием эффективности решений являлось снижение затрат на топливо и расходование ресурса инверторной энергоустановки при условии обеспечения пусковых качеств ДВС в условиях эксплуатации.

**Достоверность результатов** подтверждена валидацией разработанных математических моделей на основе данных, полученных в ходе экспериментов, использованием поверенного испытательного оборудования, методик стендовых и пусковых испытаний, соответствующих действующим НТД, сравнением полученных результатов с результатами других исследователей.

**Апробация результатов:**

Основные результаты работы были доложены на конференциях:

- Возобновляемая энергетика, энерго- и ресурсосбережение «International Ural Conference on Green Energy», г. Челябинск, 2018 г. [9];

- II Всероссийская научно-практическая конференция научных, научно-педагогических работников, аспирантов и студентов «Современные транспортные технологии: задачи, проблемы, решения», г. Челябинск, 2018 г. [10, 11];

- 70, 71, 72, 73, 75 научные конференции «Наука ЮУрГУ», г. Челябинск, 2018...2023 гг. [12, 13, 14];

- XV-XVI Международная научно-практическая конференция «Технические науки: проблемы и решения», г. Москва, 2018 г. [15];

- III, V, VIII Всероссийская научно-практическая конференция «Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация», г. Омск, 2019, 2021, 2024 гг. [16, 17, 18];

- V Всероссийская научно-практическая конференция «Калашниковские чтения», г. Ижевск, 2019 г. [19];

- Международная научно-практическая конференция «100 лет Отечественному танкостроению», г. Омск, 2020 г. [20];

- Международная молодежная научно-практическая конференция «Роль военной науки в развитии оборонно-промышленного комплекса и подготовке кадров», г. Омск, 2020 г. [21];

- IV Международная научно-практическая конференция «Производственные технологии будущего: от создания к внедрению», г. Комсомольск-на-Амуре, 2021 г. [22];

- IV Всероссийская научно-практическая конференция «Умные технологии в современном мире», г. Челябинск, 2021 г. [23];

- Всероссийская научная конференция с международным участием «Цифровая индустрия: состояние и перспективы развития», г. Челябинск, 2023 г. [24];

По результатам диссертационного исследования **опубликовано** 26 печатных работ, в том числе: 3 входящих в перечень ВАК, 2 индексируемых в базе SCOPUS, 1 патент на полезную модель, 1 свидетельство о регистрации программы для ЭВМ.

#### **Результаты исследования внедрены:**

1) ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» – при выполнении поисковых и хоздоговорных работ в области средств малой и возобновляемой энергетики, поршневых ДВС.

2) ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» – при выполнении НИОКР по модернизации серийных энергоустановок ДГУ-60С/100С и первичных дизелей для них.

3) Омский автобронетанковый инженерный институт (филиал ФГКВОУ ВО «Военная академия МТО им. генерала армии А.В. Хрулёва» МО РФ в г. Омске) – при выполнении НИОКР по совершенствованию силовых и энергетических установок специального назначения.

4) ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» – в учебном процессе.

Внедрение подтверждено актами (Приложение А).



# 1 Обзор и анализ современного состояния разработки и производства поршневых двигателей внутреннего сгорания для средств малой и возобновляемой энергетики

## 1.1 Проблемы и перспективы развития малой энергетики на базе инверторных двигатель-генераторных энергоустановок

Энергетика является одной из стратегически важных отраслей экономики любого государства. Российская Федерация имеет опыт создания и эксплуатации энергетической инфраструктуры огромных территорий. Объем генерируемой в РФ энергии более чем в два раза превышает внутреннее потребление, гарантируя энергетическую безопасность страны [25]. В то же время имеется ряд проблем, затрудняющих развитие энергетической отрасли:

- экспортно-сырьевая модель экономики, низкие темпы её развития, замедляющие увеличение спроса на электрическую и тепловую энергию;
- истощение и ухудшение качества запасов угля, нефти и газа, рост затрат на их добычу, транспортирование и переработку;
- технологическое отставание в сфере энергетики и энергетического машиностроения от развитых зарубежных стран, зависимость от импорта многих видов промышленного оборудования.

Поэтому назрела необходимость структурных и качественных изменений энергетического сектора России, которые будут способствовать её динамичному социально-экономическому развитию. «Стратегией научно-технологического развития Российской Федерации» (утверждена Указом Президента РФ от 01.12.2016 № 642) [3] предусмотрен переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике, повышение эффективности глубокой переработки углеводородного сырья, формирование новых источников и способов транспортировки энергии. В проекте «Энергетической стратегии России на период до 2035 года» [4] указано, что одним из приоритетов является развитие региональной энергетики с увеличением уровня надежности обеспечения энергоресурсами

территорий при опережающем развитии распределенной генерации, экономически эффективном использовании местных источников топлива и ВИЭ. «Доктрина энергетической безопасности» (утверждена Президентом РФ 29.11.2012) [5] предусматривает повышение степени самообеспечения энергетическими ресурсами регионов РФ и отдельных потребителей посредством освоения местных видов топлив и развития малой энергетики (в том числе на основе ВИЭ). В результате реализации этих планов возможно увеличение производства электрической энергии энергоустановками на основе ВИЭ с 2.3 млрд кВт·ч в 2015 г. до 29...46 млрд. кВт·ч (в 12...20 раз).

К ВИЭ чаще всего относят энергию рек, солнца, ветра, геотермальных источников, приливов и т.д. Большие реки, моря и геотермальные источники есть далеко не везде, поэтому для сетей автономного энергоснабжения наиболее перспективными являются ВЭС и СЭС. Одной из особенностей этих ВИЭ является нестабильность природного источника энергии (солнце светит только днем и может зайти за облака, ветер тоже трудно предсказуем), рисунок 1.1.



Рисунок 1.1 – Среднесуточные значения инсоляции и скорости ветра в Челябинске (2017 г.)

Поэтому, для обеспечения надежного энергообеспечения потребителей, электростанции на базе ВИЭ входят в состав сетей централизованного энергообеспечения. Если такой возможности нет, электростанции на базе ВИЭ включают системы аккумулирования энергии, либо традиционные ДГУ или ДЭС на базе ДВС, газотурбинных установок и другие более стабильные и дешевые (по сравнению с аккумуляторами) источники энергии. Такие комбинированные системы, использующие не менее 2-х разных технологий генерации, согласно ГОСТ Р 56124.2-2014 [26] относятся к классу гибридных.

На рисунке 1.2 показана динамика изменения удельной среднемировой стоимости энергии, вырабатываемой ДЭС и электростанциями на базе ВИЭ. Из графика видно, что наиболее экономичны ВЭС и СЭС, а себестоимость энергии, генерируемой ДЭС неуклонно повышается, поэтому необходимо искать новые технические решения, направленные на повышение топливной экономичности как традиционных ДГУ, так и ДГУ в составе гибридных энергоустановок.

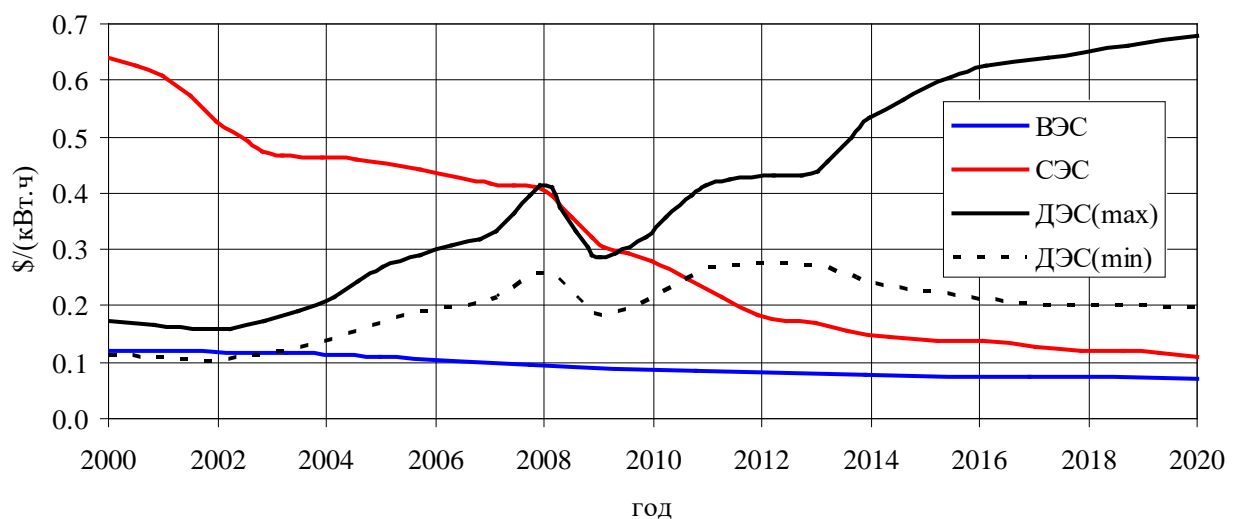


Рисунок 1.2 – Удельная стоимость электроэнергии, генерируемой ВИЭ и ДЭС (по материалам фирмы Caterpillar)

Повышение топливной экономичности ДГУ может быть достигнуто:

- совершенствованием рабочих процессов ДВС;



Одной из основных проблем при работе ДВС с переменной частотой вращения в составе ДГУ является необходимость обеспечения нормативных показателей качества электроэнергии в системах электроснабжения общего назначения. Отклонение частоты напряжения от номинального (50 Гц), согласно ГОСТ 32144-2013 [29] не должно превышать:

- в синхронизированных системах электроснабжения –  $\pm 0.2$  Гц в течение 95 % и  $\pm 0.4$  Гц в течение 100 % интервала времени в одну неделю;

- в изолированных системах электроснабжения с автономными энергоустановками –  $\pm 1$  Гц в течение 95 % и  $\pm 5$  Гц в течение 100 % интервала времени в одну неделю.

В серийных ДГУ частота генерируемого напряжения напрямую зависит от частоты вращения КВ ДВС. Поэтому, при переходе на режим с переменной частотой вращения, необходимы технические мероприятия по обеспечению нормативных значений показателей качества электроэнергии. Чаще всего используется ПЧ (инвертор), который восстанавливает частоту напряжения до нормативных значений. Известны и другие, кроме инвертора, решения, например, на рисунке 1.4 показан электроагрегат VG-50 мощностью 50 кВт с дизелем Kohler и вариатором «VariGen» производства «CVT Corp» (Канада) [30]. Передаточное число вариатора зависит от нагрузки, обеспечивая оптимальную частоту вращения КВ ДВС и экономию топлива до 55 %. Стоимость электроагрегата с вариатором на 34 %, чем базовой ДГУ, время окупаемости – 7 месяцев. По утверждению фирмы-разработчика. Однако, максимальный КПД вариатора составляет всего 91 %, что существенно меньше, чем КПД инвертора – 94...96 %. Кроме того, ПЧ значительно надежнее (срок службы – около 10 лет).

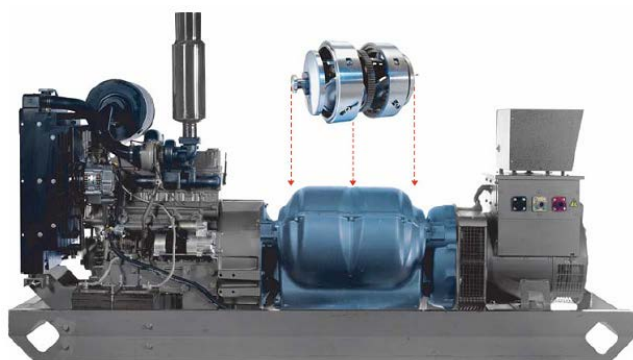


Рисунок 1.4 – Электроагрегат VG-50  
с вариатором «VariGen»

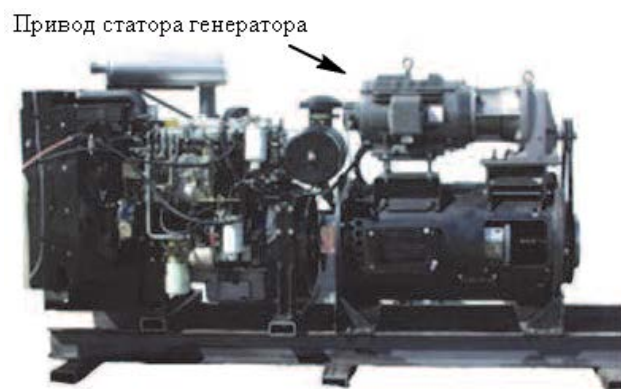


Рисунок 1.5 – ДГУ с системой  
«Ео-Synhcro»

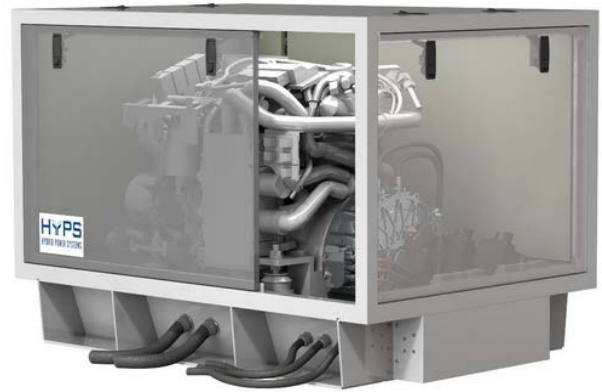
Другой оригинальной разработкой является концепция «Ео-Synhcro», суть которой заключается в том, что ДВС работает с оптимальной частотой вращения, а для обеспечения стандартной частоты напряжения служит компенсирующий электропривод, вращающий статор синхронного генератора [31, 33]. Например, для двигателя Perkins 1104D-44TA максимальной мощностью 83 кВт при  $2200 \text{ мин}^{-1}$  и синхронного генератора Stamford A06C539061 максимальной электрической мощностью 75 кВА, используется компенсирующий электродвигатель максимальной мощностью 27 кВт при частоте вращения  $1575...2025 \text{ мин}^{-1}$  (см. рисунок 1.5). Экономия топлива при коэффициенте нагрузки 0.9 составляет 8 %. Очевидным недостатком концепции является расход части генерируемой энергии на привод компенсирующего двигателя, «съедающий» значительную часть потенциальной экономии. ДГУ с системой «Ео-Synhcro» находится на стадии опытной конструкторской разработки.

Поэтому в большинстве серийных зарубежных ДГУ с переменной частотой вращения используется инвертор, стоимость которого составляет примерно 30 % от цены ДГУ. Однако, для гибридных установок это решение является экономически целесообразным, т.к. в любом случае необходимо восстанавливать частоту напряжения, генерируемого СЭУ, ВЭУ или другим ВИЭ.

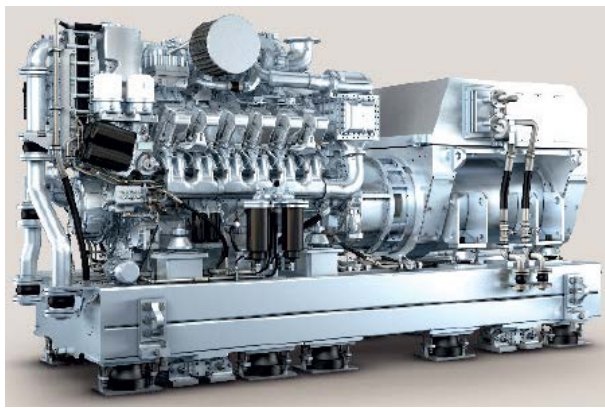
Энергоустановки на базе ДГУ с переменной частотой вращения серийно выпускаются многими зарубежными фирмами (рисунок 1.6).



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.6 – Примеры серийно выпускаемых энергоустановок с ДВС с переменной частотой вращения: а) Panda 150i PMS ( $N_s = 150$  кВА,  $n = 1400 \dots 2600$  мин $^{-1}$ ); б) HyPS VSG85 ( $N_s = 85$  кВА,  $n = 1600 \dots 3000$  мин $^{-1}$ ); в) MTU 4000 ( $N_s = 3480$  кВА,  $n = 750 \dots 1800$  мин $^{-1}$ ); г) Innovus Power IP MVS 600 ( $N_s = 737$  кВА,  $n = 600 \dots 1500$  мин $^{-1}$ ); д) Himonsa HPS 3000 DCV ( $N_s = 3$  кВА,  $n = 1200 \dots 3000$  мин $^{-1}$ ); е) Canadian Advanced ( $N_s = 900$  кВА)

Адаптация ДВС для работы в их составе включает программирование электронного блока управления для обеспечения оптимального закона управления топливоподачей в зависимости от нагрузки и (иногда) от условий окружающей среды. В Российской Федерации в настоящее время серийное производство подобных установок полностью отсутствует.

На рисунке 1.7 показана гибридная электростанция с переменной частотой вращения ДВС фирмы Caterpillar. В её состав входят ВЭУ, СЭУ и ДГУ, а также модуль (Hybrid Power Modul) осуществляющий функции автоматического управления компонентами электростанции и включающий инвертор.

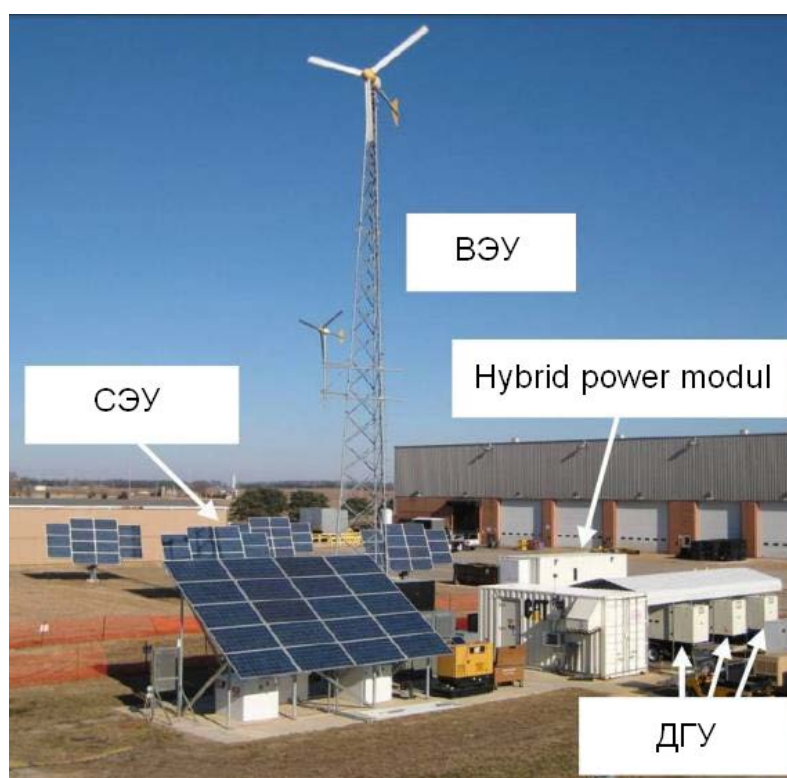


Рисунок 1.7 – Гибридная электростанция с ДГУ с переменной частотой вращения ДВС (по материалам фирмы Caterpillar)

Одним из видов гибридных ЭС является МЭК [33, 34, 35, 36], который отличается тем, что входящий в его состав ДВС с переменной частотой вращения является многотопливным. МЭК дополнительно включает модули:

- установку по переработке местных видов топлива (например, нефти, газового конденсата, угля, биоресурсов и т.д.) в жидкое или газообразное моторное топливо, а также химическое сырье для других производств;



- систему утилизации сбросового тепла ДВС;
- систему аккумулирования электрической и тепловой энергии;
- котельную.

Возможная схема МЭК представлена на рисунке 1.8. Количество и конфигурация модулей определяется в зависимости от требований энергоснабжения конкретных потребителей.



Рисунок 1.8 – Схема многофункционального энерготехнологического комплекса на базе ДВС с переменной частотой вращения

Выполненный обзор показал, что разработка и внедрение инверторных, в первую очередь гибридных, энергоустановок с ДВС является актуальным направлением развития малой энергетики, так как позволяет существенно снизить расход углеводородных топлив и обеспечить электроэнергией районы децентрализованного энергоснабжения [37]. Однако в РФ этим вопросам уделяется недостаточное внимание, в результате чего серийное производство таких установок отсутствует, что снижает энергоэффективность отечественной экономики, усугубляет технологическое отставание РФ от зарубежных стран.

## 1.2 Особенности функционирования дизелей в составе инверторных энергоустановок

Процессы функционирования ДВС в составе инверторных энергоустановок имеют ряд отличий от процессов в традиционных ДГУ, что связано, в первую очередь, с необходимостью обеспечивать требования НТД (стандартов, технических заданий на разработку и т.д.) к показателям назначения и безопасности при различной частоте вращения. Показатели назначения, зависящие от ДВС:

- номинальная и максимальная (кратковременная) мощность;
- расход топлива;
- ресурс.

Показатели безопасности энергоустановок, зависящие от ДВС:

- дымность и выбросы вредных веществ с ОГ;
- уровень шума и вибрации на рабочем месте оператора.

Рассмотрим более подробно эти показатели и проблемы, которые могут возникнуть при их обеспечении. На рисунке 1.9 показаны графики зависимости максимального крутящего момента от нагрузки ДВС в составе ДГУ с постоянной и переменной частотой вращения (двигатели 6Ч13/14 и 6ЧН13/14) из которых видно, что на частичных режимах величина крутящего момента ДВС в составе инверторной энергоустановки будет существенно выше, чем в составе традиционной ДЭС с постоянной частотой вращения. Ожидаемо, что возрастут средние и максимальные значения температуры газов в КС. Всё это может негативно сказаться на ресурсных показателях.

Мощность ДГУ обычно составляет 40...50 % от суммарной мощности энергоустановки. На режимах частичных нагрузок ДГУ в изолированной системе может работать длительное время (рисунок 1.10), поэтому не учитывать это нельзя. Для гибридной энергоустановки проблема усугубляется тем, что ДВС только компенсирует недостаток мощности ВИЭ, например, ночью или при отсутствии ветра, поэтому генерируемая ДГУ мощность будет существенно меньше нагрузки.

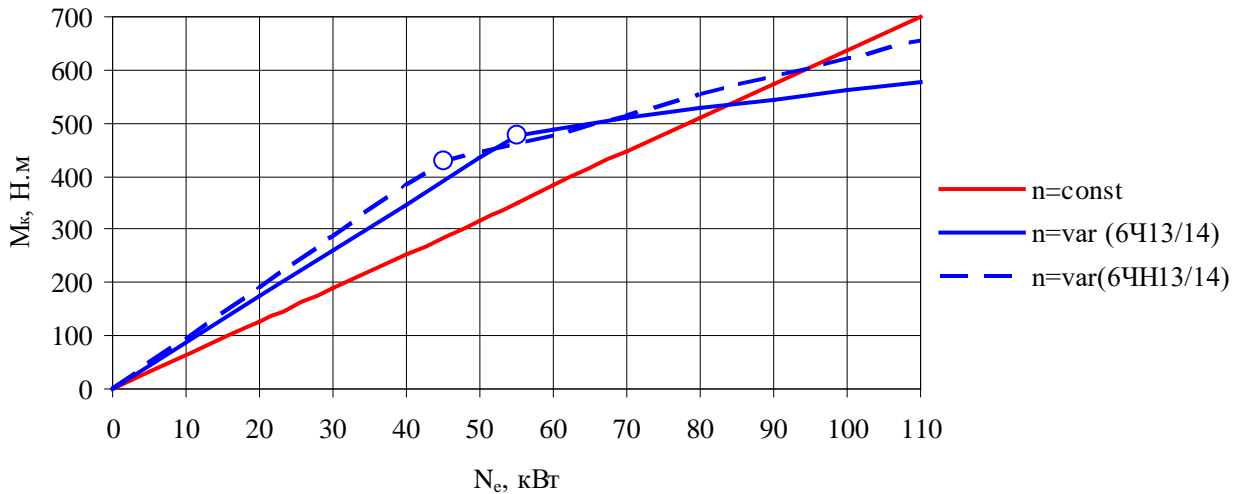


Рисунок 1.9 – Зависимость максимальных значений крутящего момента от нагрузки ДВС с постоянной и переменной частотой вращения (○ – момент перехода между режимами  $n = \text{const}$  и  $n = \text{var}$ )

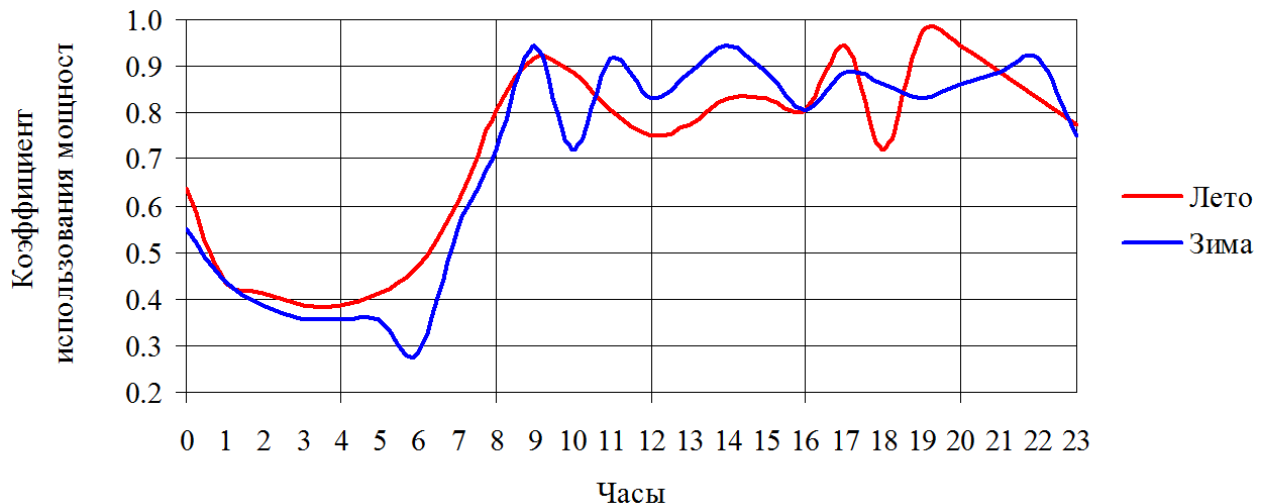


Рисунок 1.10 – Пример характерных суточных графиков электрической нагрузки автономной системы энергоснабжения в республике Якутия [38]

В зарубежной и отечественной литературе отсутствуют работы, посвященные проблемам обеспечения надежности ДВС в составе инверторных энергоустановок (подробнее см. п. 1.3).

Расход топлива в настоящее время является фактором конкурентоспособности ДГУ и стандартами не регламентируется. Ранее действовавший ГОСТ 10150-88 [39] предписывал удельный расход топлива в диапазоне

190...235 г/(кВт·ч) (чем больше рабочий объем цилиндра и меньше частота вращения, тем меньше рекомендуемый расход топлива). Ресурс стандартами также не регламентируется. В ГОСТ 10150-88 были приведены рекомендуемые значения ресурса до капитального ремонта – 16...65 тыс. часов, зависящие от частоты вращения КВ и рабочего объема цилиндра.

Дымность и выбросы вредных веществ с ОГ регламентированы действующими стандартами. ДВС энергоустановок относятся к типу промышленных и на них в РФ распространяются ГОСТ 31967-2012 [40] и ГОСТ 24028-2013 [41]. Проблема заключается в том, что ГОСТ 30574-98 [42] предписывает проводить оценку соответствия при постоянной номинальной частоте вращения (цикл D1) в то время как ДВС инверторной энергоустановки функционирует с переменной частотой вращения. Аналогичная ситуация имеет место в зарубежных странах [43]. Поэтому в настоящее время ведется разработка НТД, учитывающих эти особенности ДВС для инверторных энергоустановок [44].

Уровень шума и вибрации первичных ДВС не регламентируется [45], а обеспечивается на рабочем месте оператора производителем электростанции. В случае необходимости применяется вибро- и звукоизоляция, индивидуальные средства защиты слуха и другие известные методы защиты персонала ДЭС.

ДВС может выполнять свои функции только если он запустился. В качестве первичных ДВС инверторных энергоустановок используются промышленные или конвертированные двигатели. Пуск промышленных дизелей, согласно ГОСТ 10150-2014 [46] должен осуществляться при температуре окружающего воздуха, ОЖ, масла и дизельного топлива 281 К (8 °С) электро-стартером – не более чем с 3-х попыток, сжатым воздухом – за время не более 8 с. Конструкция конвертированных тракторных дизелей, согласно ГОСТ 20000-88 [47], должна обеспечивать возможность его пуска без применения средств тепловой подготовки при температуре окружающего до минус 10...20 °С (в зависимости от применяемого масла). Конвертированный автомобильный дизель со степенью сжатия менее 15, согласно ГОСТ Р 54120-2010 [48], должен запускаться без средств тепловой подготовки при температуре минус 10 °С и выше.

Очевидно, что конвертированный дизель в составе энергоустановки функционирует и, соответственно, запускается при более благоприятных условиях, что позволяет оптимизировать параметры рабочего процесса двигателя (например, степень сжатия) в более широких пределах и без риска выйти за рамки требований к пусковым качествам. С другой стороны, наличие дополнительных инерционных масс ротора генератора и трансмиссии, дополнительных моментов сопротивления трения в сопряжениях элементов ДГУ отрицательно влияют на динамику пусковых процессов. Дополнительные потребители собственных нужд энергоустановки снижают уровень заряда АКБ. Жесткие требования к показателям качества электроэнергии не позволяют осуществлять одновременный прогрев ДВС с постепенным увеличением частоты вращения и работу на частичную нагрузку. В настоящее время перечисленные особенности пуска первичных ДВС почти не учитываются при их конвертировании для работы в составе энергоустановок (чаще всего ограничиваются установкой облегченного маховика и снятием средств предпусковой подготовки) [49, 50]. В результате конструктивные и регулировочные параметры, определяющие пусковые и другие характеристики первичных конвертированных дизелей в составе энергоустановок далеки от оптимальных.

Таким образом, анализ особенностей функционирования дизелей в составе инверторных энергоустановок выявил следующее:

- ДВС с переменной частотой вращения КВ работают в условиях повышенной, по сравнению с традиционными, механической и тепловой напряженности, что может негативно отразиться на их ресурсе;

- особенности условий эксплуатации инверторных ДГУ позволяют выбрать рациональные, с точки зрения топливной экономичности, параметры рабочего процесса ДВС без риска выйти за рамки требований НТД к пусковым качествам и другим показателям назначения и безопасности.

### 1.3 Обзор и анализ исследований в области совершенствования инверторных двигатель-генераторных установок

Инверторные ДГУ относительно новое направление совершенствования средств малой энергетики, которое появилось в 90-х годах 20-го века и начало интенсивно развиваться только в 21-ом веке в связи с существенным удешевлением силовой электроники. Экспериментальные исследования опытных образцов ДГУ с переменной частотой вращения, в том числе в составе гибридных энергоустановок, проведены D.Cherus, J.F. Manwell и W.A. Stein [51, 52], R. Bram [53], Z. Chlodnicki и W. Koczara [54], J.H. Lee [55] и другими учеными.

В работах J. Leuchter [56, 57] рассмотрены вопросы динамики ДГУ с переменной частотой вращения в условиях изменяющейся нагрузки по случайному закону. ДВС описан математической моделью MVEM (mean value engine model – модель двигателя с усредненными показателями) с двумя входами – момент сопротивления нагрузки и цикловая подача топлива, на выходе – частота вращения КВ. Аналогичный подход использован в работах W. Koczara и L. Grzesiak [58, 59], P. Dengler и M. Geimer [60, 61], R. Luis [62], T. Waris [63], A. Vargas-Martinez [64] и многих других исследователей. Например, в работе I. Choi [65] двигатель описан полиномиальной регрессией, полученной на основе экспериментальных данных:

$$T_m = h_1 \cdot w^4 + h_2 \cdot w^3 + h_3 \cdot w^2 + h_4 \cdot w + h_5, \quad (1.1)$$

где:  $T_m$  – крутящий момент двигателя;  $w$  – угловая скорость КВ;  $h_1...h_5$  – коэффициенты.

Динамика двигателя чаще всего описывается известным уравнением:

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{T_m - T_{load}}{J}, \quad (1.2)$$

где:  $J$  – момент инерции вращающихся масс ДГУ;  $T_{load}$  – момент нагрузки генератора.

Иногда используется описание динамики ДВС с использованием относительных единиц, общепринятых в электротехнике [66, 67, 68]:

$$\frac{dT'_m}{d\tau} = \frac{1}{T_{eng}} \cdot (-T'_m + g'_u), \quad (1.3)$$

где:  $T'_m$  – крутящий момент двигателя, ри;  $g'_u$  – цикловая подача топлива, ри;  $T_{eng}$  – постоянная времени двигателя, с [69]:

$$T_{eng} \approx \frac{1}{2 \cdot N_{cyl} \cdot n}, \quad (1.4)$$

где:  $N_{cyl}$  – число цилиндров ДВС.

Для синтеза оптимального алгоритма управления ДВС используются не только аналитические зависимости, подобные (1.1), но и нейросетевые самообучающиеся модели, например, в работах N. Prakash и K. Sankar [70]. Но чаще всего системы управления ДГУ программируются с использованием таблиц сопоставления (lookup tables) [71], в которых определенному набору входных сигналов (частота вращения, нагрузка и т.д.) ставится в соответствие выходной сигнал управления топливоподачей. Такие таблицы удобно составлять с применением системы Matlab/Simulink, так как их затем можно использовать не только в ПО ДГУ, но и в имитационной математической модели.

В России проблемами создания ДГУ с переменной частотой вращения ДВС занимаются ПАО «Звезда», АО «НПЦ малой энергетики», Южно-Уральский государственный университет, Волжский государственный университет инженеров водного транспорта, Нижегородский государственный технический университет (НГТУ), Саратовский государственный технический университет (СГТУ), Томский политехнический университет и др.

Вопросы, касающиеся инверторных ДГУ, исследовались О.С. Хватовым [72, 73, 74] (НГТУ). В его работах предложен вариант создания ДГУ с ПЧ со звеном постоянного напряжения с выходным повышающим трансформатором. Для синтеза алгоритма управления топливоподачей ДВС используется нейросетевая математическая модель. Предложена структура системы параллельной работы ДГУ с переменной частотой вращения в составе энергоустановки судна.

В диссертационной работе И.С. Полякова (научный руководитель – О.С. Хватов) [75], в развитие этого подхода, разработана математическая модель ДГУ с переменной частотой вращения. В частности, подмодель ДВС с газотурбинным наддувом имеет вид [76]:

$$\left. \begin{aligned} (T_{a\mu} \cdot p + \delta_{\mu}) \cdot y_0 &= k_l \cdot y_n - \mu_0 \\ (T_m \cdot p + \delta_m) \cdot y_m &= k_m \cdot y_0 - y_n \\ (T_k \cdot p + \delta_k) \cdot y_n &= -k_k \cdot y_0 + y_m \\ (T_{a\chi} \cdot p + \delta_{\delta}) \cdot y_0 &= k_{\delta} \cdot y_n + \varphi_0 \\ (T_m \cdot p + \delta_m) \cdot y_m &= k_h \cdot \chi_0 + k_m \cdot y_0 - y_n \\ k_g \cdot g_u &= \chi_0 + \theta_{\psi} \cdot y_0 \end{aligned} \right\}, \quad (1.5)$$

где:  $y_0, \mu_0, y_n, y_t, \chi_0, g_u$  – безразмерные величины изменения частоты вращения и нагрузки дизеля, давления нагнетаемого воздуха, частоты вращения ротора турбины, положения рейки ТНВД и цикловой подачи топлива, соответственно;  $T_{a\mu}, T_{a\chi}, T_m, T_k$  – постоянные времени дизеля в каналах нагрузочного и регуляторного воздействий, ТКР и впускного коллектора, соответственно;  $\delta_{\mu}, \delta_{\delta}, \delta_m, \delta_k$  – коэффициенты самовыравнивания, дизеля в каналах нагрузочного и регуляторного воздействий, ТКР и впускного коллектора, соответственно;  $k_l, k_{\delta}, k_m, k_k, k_h$  – коэффициенты, учитывающие зависимость крутящего момента от давления наддува, изменение момента сопротивления при изменении нагрузки, зависимость расхода воздуха от частоты вращения ДВС, зависимость крутящего момента турбины от частоты её вращения и положения рейки ТНВД, соответственно;  $k_g, \theta_{\psi}$  – коэффициенты самовыравнивания ДВС и усиления топливоподающей аппаратуры дизеля, соответственно;  $p$  – мощность ДГУ.

В диссертации И.С. Самоявчева (научный руководитель – О.С. Хватов) [77] разработана структура электростанции на базе ДГУ с переменной частотой вращения и её математическая модель, в которой частота вращения ДВС формируется в зависимости от мощности нагрузки каналов электродвижения и электроснабжения [78]. В диссертационной работе И.А. Тарпанова (научный руководитель – О.С. Хватов) [79] решалась задача стабилизации показателей электроэнергии, генерируемой автономным комплексом на основе синхронного



или асинхронного генератора с короткозамкнутым ротором и ПЧ в статоре, а также на основе машины двойного питания [80].

В.В. Завалишиным (СГТУ) предложена схема управления топливоподачей дизеля с переменной частотой вращения в составе ДГУ, реализованная в виде алгоритма микропроцессорной системы управления работой двигателя [81, 82] с входными сигналами от датчиков: давления и температуры масла, окружающего воздуха, ОЖ, положения рейки ТНВД, частоты вращения. В ходе испытаний ДГУ с переменной частотой вращения мощностью 30 кВт экономия топлива составила до 12 %.

В диссертации С.Г. Обухова [83] и в его совместных работах с Б.В. Лукутиным [84] предложено использование нечеткого моделирования для формирования оптимального алгоритма управления инверторным ДГУ, входными сигналами являются частота вращения КВ и мощность нагрузки, параметры регулирования – цикловая подача топлива и напряжение возбуждения синхронного генератора. В диссертации М.А. Суркова [85] для формирования оптимального алгоритма управления ДГУ использована нейросетевая модель, а в диссертации З. Хошнау [86] (научный руководитель этих работ – Б.В. Лукутин) предложена эмпирическая формула для определения изменения удельного расхода топлива ДГУ при различной нагрузке:

$$\frac{g_e}{g_{e\text{ ном}}} = 0.87 + 0.13 \cdot \frac{N_{e\text{ ном}}}{N_{\text{номр}}}, \quad (1.6)$$

где: *ном* – номинальные показатели ДВС;  $N_{\text{номр}}$  – мощность нагрузки, согласно суточного графика.

С.Г. Обухов и И.А. Плотников (Томский политехнический университет) изучали общие вопросы повышения эффективности инверторных ДГУ [87, 88], а также математического моделирования их электротехнической части. Имитационная модель ДВС [89] упрощенно описывает его динамические свойства как объекта автоматического регулирования. Выполненные ими исследования ДГУ Kipor KDE12EA3 показали, что снижение удельного расхода топлива достигает

40 % от базового варианта, выбросы оксида азота уменьшаются до 20 %, оксида углерода (II) – до 25 %, уровень шума снижается на 10 дБ.

В вышеперечисленных работах рассмотрены вопросы, связанные с электротехнической частью энергоустановок (специальности 05.09.03 – электротехнические комплексы и системы, либо 05.14.02 – электростанции и электроэнергетические системы, по «старой» номенклатуре ВАК). Для моделирования использовалась система MatLab / Simulink (что связано с наличием в ней готовых электротехнических компонентов и соответствует мировой практике, см., например [90]). ДВС представлен в виде модели с усредненными по циклу значениями показателей (MVEM), вопросы его надежности, пуска, оптимизации рабочих процессов и конструктивных параметров не рассматривались.

Исследования, касающиеся функционирования ДВС в составе МЭК, были проведены в ЮУрГУ под руководством А.А. Малозёмова. В работах О.А. Алешкова [91, 92, 93, 94] установлены общие принципы формирования оптимального алгоритма управления скоростным режимом ДГУ по критерию обеспечения минимального удельного расхода топлива. Исходными данными являются расчетные или экспериментальные зависимости удельного эффективного расхода топлива от нагрузки и частоты вращения, которые аппроксимируются полиномами второго порядка. Затем, с применением известных математических методов, производится поиск линейного минимума этих полиномов. Минимальная частота вращения ДВС определяется технической характеристикой двигателя и генератора. При потерях в инверторе, превышающих экономию топлива, необходимо его отключать, используя встроенный байпас, и переводить ДВС на режим номинальной частоты вращения.

Вопросы обеспечения требований НТД к экологическим характеристикам инверторной ДГУ в составе МЭК были рассмотрены в работах А.В. Копейна [95, 96, 97, 98]. В ходе исследований было установлено, что при снижении частоты вращения в 1.2...1.5 раза по отношению к номинальным и уменьшении нагрузки энергоустановки выбросы оксида углерода дизелей типа Ч13/14 и ЧН13/14 уменьшаются в 1.2...4 раза, выбросы углеводородов изменяются мало ( $\pm 20\%$ ),

выбросы оксидов азота ДВС увеличиваются в 1.7...2.0 раза, выбросы твердых частиц (наиболее токсичных компонентов ОГ) уменьшаются в 3...4 раза. Для двигателей А-41СИ, Д-461ВСИ и Д-442ВСИ снижение частоты вращения приводит к увеличению выбросов твердых частиц. В этих же работах, на основании результатов расчета, предположено, что скорость изнашивания первичного ДВС при уменьшении частоты вращения в 1.2...1.5 раза может снизиться примерно в 2 раза.

В работах Р.Р. Гимазетдинова [99, 100] на основе теории ненаправленных графов связей, объектно-ориентированного и компонентного подходов, декларативного описания математических моделей компонентов разработаны теоретические основы имитационного моделирования когенерационных [101] установок, в том числе, на базе инверторных ДГУ.

В работах А.В. Шавлова [102, 103], К.В. Роднова [104, 105, 106] и В.Н. Бондаря [107, 108] научно обоснованы технические решения, обеспечивающие требуемые пусковые качества дизелей различного назначения, в том числе с пониженной степенью сжатия [109, 110], дизелей типа 4ЧН15/20.5 [111].

А.С. Шикиным [112] исследованы вопросы прогнозирования ресурса ДВС при изменении режима их функционирования, в том числе при конвертации. Было показано, что снижение частоты вращения ДВС, влечет снижение скорости изнашивания и накопления повреждений, обусловленной влиянием инерционных нагрузок, в то же время растут уровень газовых сил и амплитуда макротеплосмен, что приводит к повышению тепломеханической напряженности деталей образующих КС.

Результаты исследования МЭК и инверторных энергоустановок были расширены и обобщены в работах А.А. Малозёмова [35, 113, 114, 115, 116]:

- разработана система критериев эффективности МЭК с первичным ДВС и система отраслевых и национальных стандартов «Дизельные и газопоршневые электростанции» [117, 118, 119];

- на основе системы уравнений массового и энергетического балансов разработана математическая модель МЭК [120, 121];

- выполнены исследования по обеспечению работы ПДВС МЭК на альтернативных жидких и газообразных видах топлива [122,123];
- разработаны системы утилизации сбросового тепла для МЭК [124,125].
- разработаны технические решения по повышению качества энергии, снижению выбросов вредных веществ, надежности трансмиссии ДГУ [126].

Реализация результатов исследования (рисунок 1.11) позволила снизить максимальный расход топлива ДГУ на базе дизелей типа Ч13/14 и ЧН13/14 до 27 %, средний эксплуатационный расход топлива до 4.6 % [127].



Рисунок 1.11 – МЭК на базе ВЭС «Заполярная» (г. Воркута)  
и инверторной ДГУ с ДВС 6ЧН13/14

Таким образом, обзор и анализ исследований в области совершенствования инверторных ДГУ показал:

- большинство зарубежных и отечественных работ посвящено оптимизации алгоритма управления топливоподачей ДВС и совершенствованию электротехнической части инверторных ДГУ;

- вопросы обеспечения надежности и пусковых качеств первичных ДВС не изучались (сведения о таких работах в опубликованной научной и технической литературе отсутствуют), в то же время исследования МЭК и инверторных энергоустановок с первичными ДВС, выполненные ЮУрГУ в 2008...2018 гг, могут служить основой для решения проблемы снижения тепловой и механической нагруженности конвертированного первичного дизеля в составе инверторной энергоустановки.

#### 1.4 Методы и средства обеспечения нормативных пусковых качеств первичных конвертированных дизелей инверторных энергоустановок

Обеспечение пуска первичного дизеля является приоритетной задачей по отношению к обеспечению характеристик топливной экономичности, надежности и т.д., так как, если двигатель не запустится, все остальное уже потеряет смысл. Пуск ДВС является совокупностью сложных физических и химических процессов, протекающих в его системах и механизмах. Пуск возможен при выполнении двух основных условий:

1) начальный крутящий момент, создаваемый пусковыми устройствами, выше, чем момент сопротивления прокручиванию КВ [128], зависящий от вязкости и, соответственно, температуры масла;

2) в КС двигателя должны быть условия, обеспечивающие самовоспламенение топлива, т.е. максимальная температура в цилиндре должна быть выше температуры самовоспламенения топлива, при этом скорость теплоотвода от локального очага воспламенения должна быть ниже скорости тепловыделения химической реакции окисления топлива [129, 130].

Влияние температуры окружающей среды на процессы и пусковые качества ДВС рассмотрены во многих работах [131, 132, 133, 134]. При снижении температуры и повышении вязкости масла увеличивается момент сопротивления прокручиванию КВ, следовательно, требуется больший расход энергии на работу электростартерной системы пуска, который обычно ограничен ёмкостью АКБ. В случае инверторной энергоустановки таких ограничений практически

нет, так как ёмкость батарей преобразователя частоты или накопителя энергии МЭК существенно выше, чем стандартной АКБ.

Максимальная температура рабочего тела в процессе сжатия  $T_c$  зависит от начальной температуры воздуха в цилиндре в момент закрытия впускных клапанов  $T_a$  и степени сжатия  $\varepsilon$ :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{m_1 - 1}, \quad (1.7)$$

где:  $m_1$  – показатель политропы сжатия.

Из выражения (1.7) видно, что со снижением температуры воздуха, подаваемого в КС ДВС, понижается максимальная температура сжатия, и чем меньше степень сжатия, тем ниже величина  $T_c$ . В итоге вероятность гарантированного пуска дизеля снижается.

Методы обеспечения пуска дизеля в условиях низких температур можно разделить на две группы:

- 1) снижение момента сопротивления прокручиванию КВ;
- 2) создание в КС условий, обеспечивающих самовоспламенение топлива.

Нормативные пусковые качества ДВС обеспечиваются за счет:

1) изменения конструкции ДВС (оптимизации алгоритма управления топливной аппаратурой на режимах пуска, увеличения мощности стартера и т.д.) и использования маловязких масел;

2) применения специальных технических средств, которые принято делить на две группы:

- средства предпусковой подготовки – системы обеспечивающие создание благоприятных условий для пуска до начала прокручивания двигателя [135];

- средства облегчения пуска – системы, обеспечивающие создание благоприятных условий для пуска после начала прокручивания двигателя [136].

В качестве СПП наибольшее распространение получили предпусковые подогреватели (рисунок 1.12), нагревающие ОЖ и масло двигателя, в результате чего снижается вязкость масла и повышается температура деталей, образующих

КС [137]. Это влечет рост температуры сжатия, интенсивности испарения топлива, уменьшение теплопотерь через стенки КС, согласно известному уравнению Ньютона:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_T \cdot F \cdot (T_i - T_w), \quad (1.8)$$

где:  $\alpha_T$  – коэффициент теплообмена со стенками камеры сгорания;  $F$  – текущая площадь теплообмена;  $T_i$  – текущая температура рабочего тела;  $T_w$  – температура стенки КС.

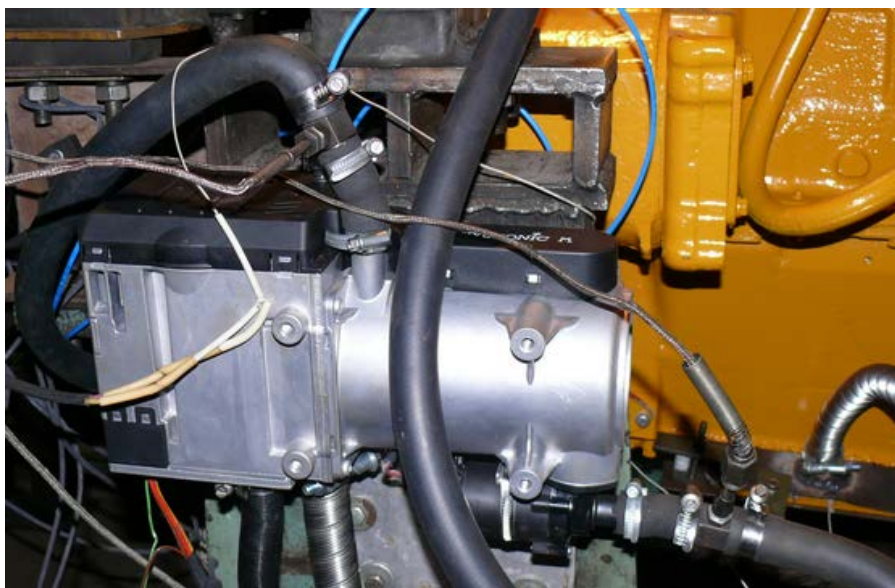


Рисунок 1.12 – Предпусковой подогреватель Eberspächer «Hydronic M-11» мощностью 12 кВт установленный на двигателе 4ЧН15/20.5

Чаще всего для ДВС применяются СПП работающие на топливе, однако для инверторных энергоустановок обосновано использование электрических СПП из-за более высокой ёмкости АКБ.

СОП отличаются большим разнообразием, в основу их работы заложены следующие принципы:

- снижение температуры самовоспламенения топлива (обогаители топлива, применение пусковых жидкостей, термофорсирование топлива);
- повышение температуры в конце такта сжатия (применение декомпрессора, увеличение геометрической степени сжатия, впрыск масла в камеру сгорания [138]);

- повышение температуры всасываемого воздуха (применение свечей накаливания, подогревателей воздуха на впуске).

На практике наиболее часто используется, подогрев воздуха на впуске, для этого применяются системы, основанные на сжигании топлива, либо электрические нагреватели. Достоинством системы первого типа является малое потребление электрической энергии, основной недостаток – выжигание кислорода на впуске, что влечет увеличение концентрационного предела воспламенения топливовоздушной смеси. Например, электрофакельные подогреватели (рисунок 1.13) позволяют снизить минимальную температуру пуска на  $10...15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при этом температура воздуха в ВМТ на такте сжатия превышает  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Рисунок 1.13 – Электрофакельное устройство, устанавливаемое перед впускным коллектором дизеля 4ЧН15/20.5

В качестве электрических нагревающих элементов чаще всего используют свечи накаливания (рисунок 1.14), которые устанавливают во впускной коллектор или непосредственно в цилиндр. В первом случае имеет место существенное рассеивание тепла в окружающую среду, поэтому СН в коллекторе используют на дизелях с малыми рабочими объёмами, пуск которых должен обеспечиваться до температур не ниже минус  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Во втором случае необходимо вносить изменения в конструкцию головки цилиндра, которые отрицательно сказываются на её прочности и надежности, однако эффективность свечей, установленных в КС существенно выше, так как они нагревают не только воздух, но и детали, образующие КС.





Рисунок 1.14 – Штифтовая свеча накаливания «Magneti-Marelli», устанавливаемая в КС опытных образцов многотопливной модификации дизеля 4ЧН15/20.5

Спираль или шток СН во впускном коллекторе нагреваются до температуры 900...950 °С через 40...60 с после подключения питания. Потребляемый ток одной свечи составляет 40...50 А, мощность – до 500 Вт. Максимальная температура сжатия в КС перед пуском ДВС увеличивается на 20...35 °С, что позволяет снизить на 5...10 °С минимальную температуру пуска [139].

Основной недостаток электрических СОП – разряжение АКБ, в результате чего их емкость может оказаться недостаточной для пуска ДВС. Для инверторных энергоустановок, с более ёмкими, по сравнению с традиционными ДЭС АКБ, большая энергоёмкость электронагревателей, устанавливаемых во впускной коллектор не является принципиальным недостатком, это позволяет использовать для облегчения пуска первичных дизелей нагреватели достаточно высокой мощности в течение длительного времени, что особенно актуально при пониженной степени сжатия. Другой недостаток – малая площадь теплообмена с потоком воздуха, в результате чего необходимо ограничивать мощность СН чтобы избежать перегрева нагревательного элемента. Этому недостатка лишены трубчатые электронагреватели, которые целесообразно использовать для ДВС инверторных энергоустановок.

Для обоснования мощности и других конструктивных характеристик ТЭН во впускном коллекторе первичного дизеля энергоустановки, обеспечивающей требуемые пусковые качества при пониженной степени сжатия, необходима оценка их влияния на пусковые характеристики ДВС при различных внешних температурных условиях, что является одной из задач исследования.

## 1.5 Методы математического моделирования процессов первичных дизелей в составе энергоустановок

### Рабочие процессы и степень сжатия

Топливная экономичность ДВС определяется эффективностью рабочих процессов в КС и механическими потерями в механизмах и агрегатах. Тепловая и механическая нагруженность деталей ДВС зависит от показателей рабочих процессов в КС, которые, в свою очередь, зависят от режима функционирования (нагрузки и цикловой подачи топлива). Вопросам влияния степени сжатия на процессы в КС дизеля посвящены работы отечественных ученых В.П. Демидова [140], В.В. Махалдиани [141], А.И. Хуциева [142], М.А. Зленко [143], Г.Г. Тер-Мкртчяна [144], И.А. Яманина [145], Б.А. Шароглазова [146], зарубежных – S.G. Tumoney [147], V. Nariram [148], R.A. Balian [149], S. Piev [150] и др.

Наиболее простые математические MVEM-модели, учитывающие только нагрузку и частоту вращения КВ, были описаны в п. 1.3. В термодинамических моделях среднее давление  $P_t$  идеального замкнутого цикла комбинированного двигателя со смешанным подводом теплоты определяется по выражению:

$$P_t = P_a \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}{k - 1} \cdot \eta_t, \quad (1.9)$$

где:  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $k$  – показатель адиабаты;  $\lambda$  – степень повышения давления;  $\rho$  – степень предварительного расширения;  $P_a$  – начальное давление цикла.

Степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}, \quad (1.10)$$

где:  $P_z$  – максимальное давление цикла;  $P_c$  – давление сжатия.

Степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}, \quad (1.11)$$

где:  $V_z, V_c$  – объём камеры сгорания, соответствующий  $P_z$  и  $P_c$ .

Для комбинированного цикла (двигатель с газотурбинным наддувом) термодинамический КПД:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k \cdot \lambda - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}, \quad (1.12)$$

где:  $\varepsilon_0$  – общая степень сжатия поршневой части  $\varepsilon$  и компрессора  $\varepsilon_c$ :

$$\varepsilon_0 = \varepsilon \cdot \varepsilon_c. \quad (1.13)$$

Для комбинированного цикла (двигатель с ТКР и ОНВ) [151]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k \cdot \lambda - 1 + k \cdot (\varepsilon_k^{k-1} - 1) \cdot (w - 1)}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}, \quad (1.14)$$

где:  $w$  – степень уменьшения объёма в ОНВ.

При снижении степени сжатия, при прочих равных условиях, среднее давление цикла, согласно (1.9), уменьшается. Однако многие экспериментальные данные показывают, что влияние степени сжатия на топливную экономичность ДВС не столь однозначно. Например, на рисунке 1.15 видно, что минимальный удельный расход топлива в диапазоне степеней сжатия 15...18 почти во всем диапазоне нагрузок обеспечивается при  $\varepsilon = 17$ . На рисунке 1.16 показаны зависимости показателей безнаддувного дизеля при различных степенях сжатия и углах ПКВ начала впрыска топлива в КС. Из рисунка видно, что минимальный удельный расход топлива соответствует степени сжатия 15 единиц, увеличение степени сжатия до 18 единиц влечёт рост расхода топлива примерно на 1.5...2 %. При этом максимальное давление сгорания и удельные выбросы оксидов азота и твердых частиц существенно снижаются при уменьшении степени сжатия. Аналогичные данные приведены в [152, 153, 154] и многих других работах, а также получены в ходе экспериментальных исследований дизелей различных типов в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК».

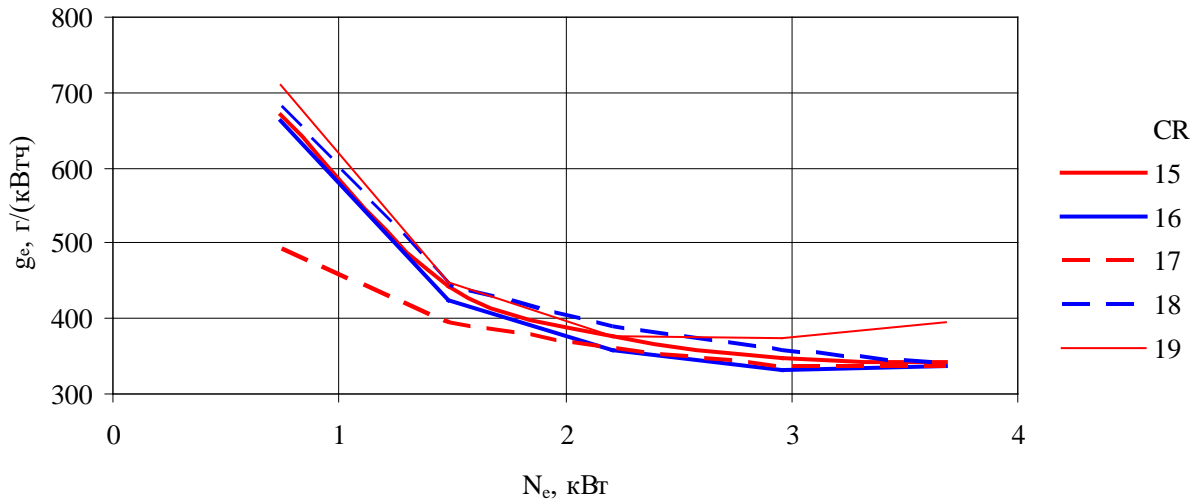


Рисунок 1.15 – Влияние степени сжатия на удельный эффективный расход топлива дизеля 1Ч8/12 ( $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ) [155]

В то же время снижение степени сжатия может привести к существенному ухудшению пусковых качеств дизеля. На рисунке 1.17 приведены пусковые характеристики двигателя Д-240 при температуре окружающей среды минус  $5^\circ\text{C}$  с различными степенями сжатия.

С увеличением степени сжатия интенсивность роста эффективного КПД снижается в большей степени, чем максимального давления цикла [156, 157]. В настоящее время у современных моделей низкооборотных дизелей степень сжатия ограничена величиной 14...17, среднеоборотных – 17...19, высокооборотных – 20...23 [158]. Верхняя планка ограничений связана с ростом максимальных давлений газов в КС, нижняя – с обеспечением гарантированного пуска. В двигателях с наддувом характер влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла сохраняется, однако максимальное давление газов в КС при одинаковых с безнаддувным дизелем величинах  $\varepsilon$  существенно выше, так как сжатие начинается при больших давлениях [159].

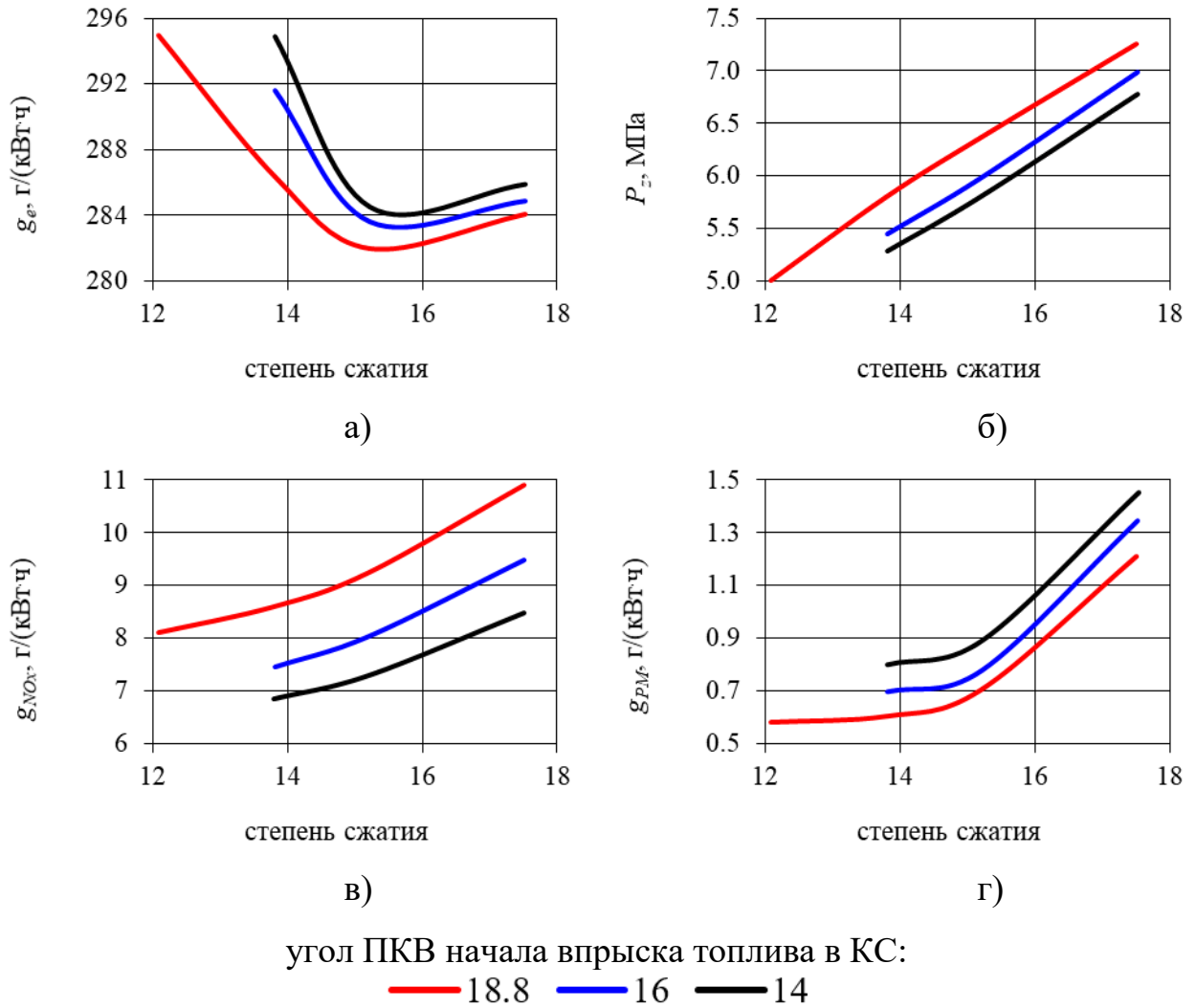


Рисунок 1.16 – Зависимость показателей безнаддувного дизеля от степени сжатия и угла ПКВ начала впрыска топлива в КС ( $n = 2325 \text{ мин}^{-1}$ ,  $P_e = 0.55 \text{ МПа}$ ): а) удельный эффективный расход топлива; б) максимальное давление газов в КС; в) удельные выбросы оксидов азота с ОГ; г) удельные выбросы твердых частиц с ОГ [160]

При увеличении степени сжатия до определенной величины рост эффективного КПД двигателя прекращается из-за неизбежного увеличения механических потерь. Поэтому величина  $\varepsilon$ , являющаяся оптимальной для режима максимальной нагрузки двигателя, не оптимальна для других режимов (рисунок 1.18).

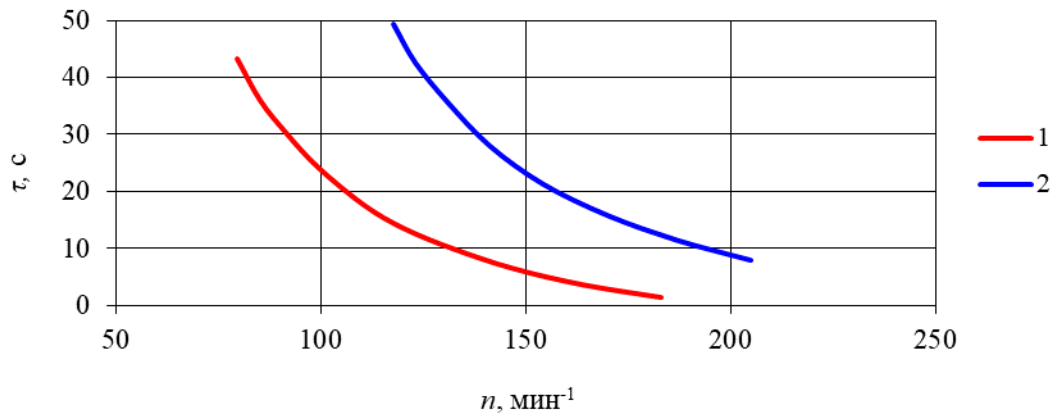


Рисунок 1.17 – Время пуска дизеля Д-240 при различных степенях сжатия и частотах прокручивания коленчатого вала: 1 –  $\varepsilon = 17.2$ ; 2 –  $\varepsilon = 15.8$  [49]

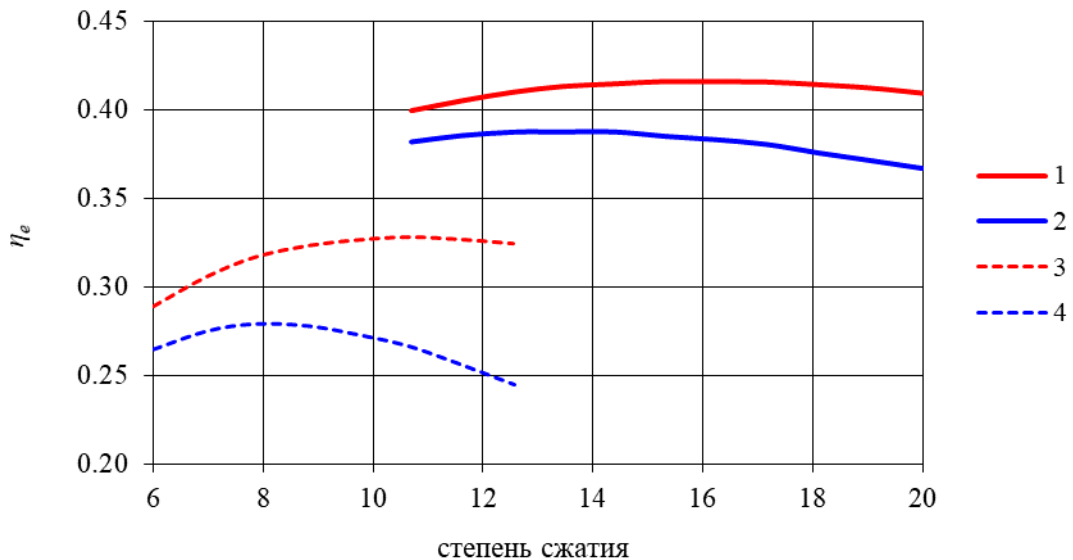


Рисунок 1.18 – Зависимость эффективного КПД поршневого ДВС от степени сжатия [161]: 1 – дизель ( $M_{e\ max}$ ); 2 – дизель ( $N_{e\ max}$ ); 3 – бензин ( $M_{e\ max}$ ); 4 – бензин ( $N_{e\ max}$ )

Это противоречие может быть устранено применением в конструкции ДВС изменяемой степени сжатия. Проблемами математического моделирования рабочих процессов таких двигателей занимались отечественные ученые Г.Г. Тер-Мкртчян, Б.А. Шароглазов [162], С.И. Тырловой [163], И.А. Яманин, В.А. Звонков [164], М.А. Зленко, М.Д. Гарипов [165], В.А. Марков [166], многие зарубежные исследователи [167, 168, 169, 170 и др.]. В большинстве этих работ

рассмотрены эффективные показатели двигателя и методы их оптимизации. Например, Г.Г. Тер-Мкртчяном получена формула для определения максимальной величины эффективного КПД:

$$\eta_e = k_i \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot n - 1}{n}\right) \cdot \frac{1}{\left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{k_i}{k_m}\right)^{\frac{n-1}{2 \cdot n - 1}}}, \quad (1.15)$$

где:  $n$  – показатель политропы сжатия;  $k_i$  – коэффициент, учитывающий отличие реального цикла двигателя от термодинамического;  $k_m$  – коэффициент, учитывающий механические потери.

Степень сжатия, обеспечивающая максимальную величину эффективного КПД:

$$\varepsilon = \left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{k_i}{k_m}\right)^{\frac{1}{2 \cdot n - 1}}. \quad (1.16)$$

Но чаще всего для выбора оптимальной величины степени сжатия используются не аналитические зависимости вида (1.16) а универсальные методы многокритериального поиска оптимума. Например, в работах [171, 172] использован метод GRA (Grey Relational Analysis – «серый» реляционный анализ) [173], в книге [174] – методы BFGS (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno) [175], генетические алгоритмы (MOGA – Multi-Objective Genetic Algorithm, NSGA – Non-dominated Sorting Genetic Algorithm, ARMOGA – Adaptive Range Multiobjective Genetic Algorithm и др.) [176, 177].

Упрощенные выражения вида (1.9...1.16) недостаточно детальны для решения задач настоящего исследования, их невозможно использовать при разработке и конструктивной доводке инверторной ДГУ с ДВС. Для моделирования реального рабочего цикла ДВС, для учета влияния степени сжатия на показатели двигателей, применяются более детальные математические модели [178, 179, 180].

Наиболее точными и детальными моделями рабочих процессов в КС ДВС являются CFD-модели. Они основаны на уравнениях тепло- и массопереноса

(Навье-Стокса, Фурье) [181], распада и испарения топливной струи (Релея-Тейлора, Кельвина-Гельмгольца и др.) [182, 183], химической кинетики на основе зависимости Аррениуса [184]. CFD-модели позволяют определить пространственно-распределенное состояние газов в КС и служат для расчетной оптимизации показателей смесеобразования и горения топлива, формы камеры сгорания и закона топливоподачи, образования вредных веществ, определения локальных условий теплообмена. Однако эти модели очень трудоемки, что затрудняет их использование при оптимизационных расчетах ДВС как единой сложной динамической системы. Тем не менее, в рамках настоящего исследования CFD-модели могут быть использованы для детального анализа процессов в КС, определения влияния степени сжатия на газодинамические условия и, соответственно, показатели инверторной энергоустановки.

Промежуточное, по критерию соотношения трудоемкости и детальности, положение занимают феноменологические полуэмпирические модели, включающие нульмерное и/или одномерное описание процессов в системах и механизмах ПДВС, включая КС, дополненное выражениями для определения закона тепловыделения и теплообмена через стенки КС. Современные математические модели, например, реализованные в ПО фирм AVL, RICARDO, GAMMATECH и др., основаны на системе дифференциальных уравнений массового и энергетического баланса рабочего тела, дополненной уравнением состояния [185].

Уравнение энергетического баланса РТ в КС имеет вид:

$$\sum_1^p \left( \frac{dH_p}{d\tau} - \frac{dG_p}{d\tau} \cdot u(T, \vec{C}) \right) + \sum_1^i \left( \frac{dQ_{in i}}{d\tau} \right) + \sum_1^j \left( \frac{dQ_{out j}}{d\tau} \right) + \frac{dU}{d\tau} + P \cdot \frac{dV}{d\tau} = 0, \quad (1.17)$$

где:  $p$  – номер порта;  $H$  – энтальпия;  $G$  – масса РТ;  $T$  – температура РТ;  $P$  – давление РТ;  $V$  – объём РТ;  $\vec{C}$  – вектор концентрации компонентов РТ;  $u$  – удельная внутренняя энергия РТ;  $i$  – номер внутреннего источника/стока энергии;  $j$  – номер внешнего источника/стока энергии;  $Q_{in}$ ,  $Q_{out}$  – внутренний и внешний источник/сток энергии, соответственно;  $U$  – внутренняя энергия РТ.



Уравнение массового баланса РТ в КС в дифференциальной форме:

$$\frac{dG}{d\tau} + \sum_1^p \left( \frac{dG_p}{d\tau} \right) + \sum_1^i \left( \frac{dG_{ini}}{d\tau} \right) = 0, \quad (1.18)$$

где:  $\frac{dG_{ini}}{d\tau}$  – внутренние источники массы.

Среди феноменологических полуэмпирических моделей, описывающих процесс тепловыделения, наибольшее распространение получили модели И.И. Вибе [186], Н.Ф. Разлейцева [187], А.С. Кулешова [188], Н. Hiroyasu [189] и аналогичные им. Согласно И.И. Вибе, скорость тепловыделения:

$$\frac{dx}{d\tau} = 6.908 \frac{m+1}{\tau_z} \left( \frac{\tau - \tau_{SOC}}{\tau_z} \right)^m e^{-6.908 \left( \frac{\tau - \tau_{SOC}}{\tau_z} \right)^{m+1}}, \quad (1.19)$$

где:  $t_{SOC}$  – момент воспламенения топлива;  $t_z$  – условная продолжительность сгорания топлива;  $m$  – показатель, характеризующий развитие процесса сгорания.

Для дизеля наиболее подходящим является модифицированное уравнение с двумя максимумами, соответствующими горению гомогенной топливо-воздушной смеси и диффузному горению [190]:

$$\frac{dx}{d\tau} = \frac{dx_1}{d\tau} + \frac{dx_2}{d\tau}, \quad (1.20)$$

где:  $\frac{dx_1}{d\tau}$  и  $\frac{dx_2}{d\tau}$  – скорости тепловыделения в первый и второй период, со-

ответственно, определяемые по уравнению (1.19).

Эмпирические характеристики процесса тепловыделения в уравнении (1.19), задаются по экспериментальным данным, либо определяются в зависимости от условий горения, например, по формулам Woschni и Anisits [191]:

$$\tau_z = \tau'_z \cdot \left( \frac{\alpha'}{\alpha} \right)^{0.6} \cdot \left( \frac{n}{n'} \right)^{0.5}, \quad (1.21)$$

$$m = m' \cdot \left( \frac{\tau'_i}{\tau_i} \right)^{0.6} \cdot \left( \frac{P_{IVC}}{P'_{IVC}} \right) \cdot \left( \frac{T'_{IVC}}{T_{IVC}} \right) \cdot \left( \frac{n}{n'} \right)^{0.3}, \quad (1.22)$$

где: (') – референсные условия;  $IVC$  – момент закрытия впускного клапана;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $\tau_i$  – период задержки воспламенения.

Для определения периода задержки воспламенения предложено много уравнений, например, А.И. Толстова [192]:

$$\tau_i = B \cdot \sqrt{\frac{T_{SOI}}{P_{SOI}}} \cdot e^{\frac{E}{R \cdot T_{SOI}}}, \quad (1.23)$$

где:  $B = B_0 \cdot (1 - k \cdot n)$ ;  $B_0$  и  $k$  – постоянные двигателя;  $E$  – условная энергия активации предпламенных реакций;  $T_{SOI}$  и  $P_{SOI}$  – температура и давление в момент начала впрыскивания топлива, соответственно.

Из уравнения (1.23) следует, что степень сжатия влияет на температуру и давление газов в КС в момент впрыскивания топлива. Аналогичные (1.23) выражения были предложены Н.Н. Wolfer [193], G. Sitkei [194], Н.О. Hardenberg [195], S.D. Hires [196] и другими, аналогичные (1.21) и (1.22) уравнения приведены в работах С. Varba [197] (для ПДВС с топливной аппаратурой аккумуляторного типа), Р. Csallner [198] (для ПДВС с искровым воспламенением) и им подобных. Модели Н.Ф. Разлейцева и Н. Niroyasu дополнительно включают уравнения для расчета процесса смесеобразования, например, согласно Н.Ф. Разлейцеву, скорость испарения топлива:

- до момента конца впрыска:

$$\frac{d\sigma_u}{d\tau} = \frac{\sigma}{\tau'} \left( 1 - B^{\frac{3}{2}} \right) \cdot \chi, \quad (1.24)$$

- после момента конца впрыска:

$$\frac{d\sigma_u}{d\tau} = \frac{6 \cdot n}{\varphi_{inj}} \left[ \left( 1 - b_u (\tau' - \varphi_{inj} \cdot 6 \cdot n) \right)^{\frac{3}{2}} - B^{\frac{3}{2}} \right] \cdot \chi, \quad (1.25)$$

где:  $\sigma$  – доля впрыснутого топлива;  $\tau'$  – текущее время от начала впрыска;  $B$  – квадрат относительного диаметра испаряющейся капли;  $b_u$  – относительная

константа испарения топлива;  $\chi$  – степень снижения скорости испарения топлива на стенке;  $\varphi_{inj}$  – продолжительность впрыска топлива.

Недостаток подобных моделей – они либо совсем не учитывают (И.И. Вибе), либо учитывают на макроуровне (А.С. Кулешов, Н. Hiroyasu) газодинамические процессы в КС. Процессы, связанные с мелкомасштабными турбулентными явлениями в топливном факеле, не принимаются во внимание. Однако низкая трудоемкость и приемлемая детализация делают такие модели пригодными для решения задач диссертационной работы при условии уточнения зависимостей, определяющих влияние степени сжатия на показатели рабочего процесса в КС, что является одной из задач исследования.

### **Кинематика и динамика**

При определении нагрузки и моделировании кинематики КШМ наибольшее распространение получил аналитический метод, согласно которому перемещения деталей определяются в зависимости от угла ПКВ, исходя из геометрических соотношений [199]. Например, перемещение поршня в смещенном КШМ [200]:

$$S = R \cdot \left( 1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \varphi)) + k \cdot \lambda \cdot \sin(\varphi) \right), \quad (1.26)$$

где:  $R$  – радиус кривошипа;  $\varphi$  – угол ПКВ;  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $k$  – отношение смещения оси цилиндра к радиусу кривошипа.

При выводе аналитических зависимостей используют различные упрощения, например, уравнение (1.26) не учитывает члены разложения формулы для определения угла наклона шатуна в ряд Фурье выше второго порядка. При моделировании КШМ эти упрощения приводят к снижению точности расчета. Чем сложнее механизм, тем больше погрешность, что влечет снижение точности расчета динамической нагруженности деталей. Например, в публикации [201] показано, что погрешность расчета ускорений и, следовательно, действующих нагрузок в КШМ с прицепным шатуном может достигать 10 %.

Более точным, но и более трудоемким является расчет КШМ и других механизмов как динамической многотельной системы [202, 203]. Применительно к ДВС данный метод был адаптирован в работах В.К. Чистякова [204], А.И. Ямина [205], Z.-D. Ма [206] и других отечественных и зарубежных ученых. В ортогональной системе координат  $(x, y, z)$  уравнение, связывающее приложенные к стержню (например, шатуну) силы  $F$  и моменты  $M$  имеет вид:

$$\begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \\ M_{x2} \\ M_{y2} \\ M_{z2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (z_2 - z_1) & -(y_2 - y_1) & 1 & 0 & 0 \\ -(z_2 - z_1) & 0 & (x_2 - x_1) & 0 & 1 & 0 \\ (y_2 - y_1) & -(x_2 - x_1) & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{z1} \\ M_{x1} \\ M_{y1} \\ M_{z1} \end{bmatrix}, \quad (1.27)$$

где: индексы 1 и 2 относятся к двум точкам приложения сил.

Уравнение (1.27) можно записать в общем виде:

$$\begin{bmatrix} [P_2] \\ [M_2] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [E] & [0] \\ [E] \cdot [R] & [E] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [P_1] \\ [M_1] \end{bmatrix}, \quad (1.28)$$

где:  $[E]$  – единичная диагональная матрица;  $[R]$  – матрица координат точек приложения сил.

Уравнение равновесия системы:

$$\Sigma \left( \begin{bmatrix} [P_R] \\ [M(R)] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [P_F] \\ [M(F)] \end{bmatrix} \right) = [0], \quad (1.29)$$

где:  $[P_R]$  – матрица реакций;  $[M(R)]$  – матрица моментов реакций;  $[P_F]$  – матрица действующих сил (включая силы инерции);  $[M(F)]$  – матрица моментов действующих сил.

В результате действия сил и моментов стержень изменяет своё положение в пространстве. Новые координаты точек, характеризующих положение стержня, находятся поворотом системы координат в координатном пространстве, например, вокруг оси  $x$ :

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ 0 & -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = [A_x] \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix}, \quad (1.30)$$

где:  $[A_x]$  матрица поворота вокруг оси  $x$ .

В настоящее время существует универсальное программное обеспечение, позволяющее с высокой точностью выполнять кинематические и динамические расчеты механизмов любой сложности, в том числе и ДВС [207]. В качестве примеров можно привести программы MSC Adams, SolidWorks Motion и другие, однако их применение (в том числе, для решения задач настоящего исследования) сопряжено с рядом проблем:

- следствием универсальности является избыточность кода, повышенная трудоемкость подготовки модели и расчета;
- отсутствует полноценное сопряжение расчета кинематики и динамики с расчетом процессов в системах двигателя, в том числе, в КС.

Компромиссным, с точки зрения точности и трудоемкости, является метод расчета, учитывающий упругость элементов КШМ в котором число степеней свобод элементов искусственно ограничено исходя из функциональных особенностей деталей и цели расчета. Чаще всего он используется для определения величины крутильных колебаний [208, 209]. Дифференциальные уравнения, описывающие свободные колебания многомассовой системы основаны на уравнениях баланса моментов инерции масс и сил упругости:

$$I_i \cdot \ddot{\varphi}_i - c_{i-1,i} \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{i,i+1} \cdot (\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0, \quad (1.31)$$

где:  $i$  – порядковый номер массы;  $\varphi$  – угловая амплитуда колебаний (угол закручивания связи);  $I$  – момент инерции массы;  $c$  – коэффициент упругости связи между массами.

В случае вынужденных колебаний, например, от газовых сил, в систему уравнений вида (1.31) включаются моменты внешних сил, после чего система решается тем или иным методом относительно углов закручивания (кинематический расчет) и/или моментов закручивания (динамический расчет).

## Механические потери

В соответствии с темой диссертационного исследования, необходимо установить взаимосвязь между степенью сжатия, частотой вращения КВ и потерями на трение в механизмах первичного ДВС инверторной энергоустановки. Зависимость механических потерь от частоты вращения проще всего выражается полиномиальными регрессиями вида:

$$P_m = \sum_{i=0}^k (a_i \cdot n^{b_i \cdot i}), \quad (1.32)$$

где:  $P_m$  – давление механических потерь;  $a$ ,  $b$  – параметры;  $i$  – номер члена регрессии, изменяющийся от 0 до  $k$ .

Параметры  $a$  и  $b$  определяются на основании эмпирических данных конкретного двигателя [210], а при их отсутствии могут быть выражены через показатели, характеризующие его конструктивные особенности, вязкость масла, нагрузку ДВС и т.д. Например, в известном выражении S.K. Chen и P.F. Flynn [211]:

$$P_m = a_0 + \sum_1^{n_{cyl}} \left( a_1 \cdot P_z + a_2 \cdot n \cdot \frac{2}{S_{p \max}} + a_3 \cdot n^2 \cdot \left( \frac{2}{S_{p \max}} \right)^2 \right), \quad (1.33)$$

где:  $n_{cyl}$  – число цилиндров;  $S_{p \max}$  – максимальный ход поршня.

В выражении (1.33) влияние степени сжатия может быть косвенно оценено через величину  $P_z$ . Потери на трение ДВС складываются из потерь в отдельных системах и механизмах. Например, С.Д. Rakopoulos [212] приведены следующие значения: 69 % – ГРМ; 18 % – КШМ; 5 % – вспомогательные механизмы; 8 % – остальное, согласно А. Comfort [213]: 45...50 % – ГРМ; 20...30 % – КШМ; 20...25 % – вспомогательные механизмы. В более детальных, чем (1.33) математических моделях этот факт учитывается, например, согласно S.F. Rezeke и N.A. Nenien [214] составляющие суммарного момента трения определяются по следующим зависимостям:

- момент трения поршневых колец двигателя (гидродинамический режим трения):

$$M_f^1 = a_1 \cdot \sum_1^{n_o+n_c} \left( (\mu \cdot C_p \cdot w_{ring} \cdot (P_i + P_{ring}))^{0.5} \cdot D_p \cdot (n_o + 0.4 \cdot n_c) \cdot r_{cr} \cdot k_f \right), \quad (1.34)$$

где:  $C_p$  – средняя скорость поршня;  $D_p$  – диаметр поршня;  $n_o$ ,  $n_c$  – число маслосъемных и компрессионных колец, соответственно;  $P_i$  – давление газов в КС;  $P_{ring}$  – давление, создаваемое поршневым кольцом на стенки гильзы цилиндра;  $r_{cr}$  – радиус кривошипа  $w_{ring}$  – ширина поршневого кольца;  $\mu$  – динамическая вязкость масла,

- момент трения юбки поршня:

$$M_f^3 = a_3 \cdot \sum_1^{n_{cyl}} \left( \frac{\mu \cdot v_p \cdot D_p \cdot L_{ps}}{h_o} \cdot r_{cr} \cdot k_f \right), \quad (1.35)$$

где:  $L_{ps}$  – длина юбки поршня,  $h_o$  – зазор между гильзой цилиндра и юбкой поршня,

- момент трения в ГРМ:

$$M_f^4 = a_4 \cdot \sum_1^{n_{cil} \cdot n_v} \left( n_v \cdot \frac{L_s}{\sqrt{w_v}} \cdot r_{cr} \cdot k_f \right), \quad (1.36)$$

где:  $L_s$  – нагрузка на пружину;  $n_v$  – число впускных и выпускных клапанов на цилиндр;  $w_v$  – ширина подшипников ГРМ,

- момент трения в ненагруженных подшипниках:

$$M_f^5 = a_5 \cdot \sum_1^{n_b} (\mu \cdot w_b), \quad (1.37)$$

где:  $n_b$  – число подшипников;  $w_b$  – ширина подшипника ГРМ,

- момент трения в нагруженных подшипниках:

$$M_f^6 = a_6 \cdot \sum_1^{n_b} \left( \frac{\pi}{4 \cdot \sqrt{w_b}} \cdot D_p^2 \cdot r_b \cdot P_i \cdot |\cos \varphi| \right), \quad (1.38)$$

где:  $r_b$  – диаметр подшипника;  $w_b$  – ширина подшипника.

Динамическая вязкость масла в зависимости от температуры применительно к условиям ДВС может быть оценена с использованием формулы У.Н. Zweiri и J.F. Whidborne [215]:

$$\mu = 7.85 \cdot 10^{-5} \cdot \exp\left(\frac{-8.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{oil}^2 - 1.15 \cdot T_{oil} + 1361}{T_{oil} + 133} + \frac{P_{oil}}{1.05}\right), \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2, (1.39)$$

где:  $T_{oil}$  – температура масла, К;  $P_{oil}$  – давление масла, кПа.

Модели (1.34...1.39) позволяют учесть влияние степени сжатия на механические потери через величину индикаторного давления газов в КС. Для ДВС инверторной энергоустановки модели подобные Rezeki-Henien излишне детальны, т.к. разрешены относительно угла ПКВ, что является важным для очень низких частот вращения (при пуске), но не существенно в рабочем диапазоне частот вращения первичного ДВС. К усредненным по углу ПКВ можно отнести модели PNH [216], IRIS [217, 218], которая учитывает только потери в цилиндропоршневой группе ДВС, SLM [219] и другие.

### Ресурс

Снижение тепловой и механической нагруженности деталей ДВС необходимо для обеспечения нормативных значений его ресурса. Выход двигателя из строя в ходе эксплуатации возможен по причинам износа, поломки, параметрического отказа. Исследования, посвященные прогнозированию показателей надежности ДВС можно разделить на две основные группы. Первая – основанная на методах расчета тепловой и механической напряженности деталей и оценке коэффициента запаса прочности. Вторая – основанная на статистических методах. Например, в работах L.P. Lingaitis [220] прогноз остаточного ресурса дизеля предложено выполнять на основе статистики и экстраполяции расхода топлива, который косвенно характеризует режимы эксплуатации:

$$G_e = N_e \cdot \int_0^{P_{max}} \left( \int_0^{g_{max}} (P(g_e) dP) \right) dG_e, (1.40)$$

где:  $P(g_e)$  – функция вероятности работы ДВС без поломки;  $P_{max}$  – максимальная вероятности работы ПДВС без поломки;  $g_{max}$  – максимальный длительный удельный эффективный расход топлива в течение года.



Аналогичный подход, но включающий большее количество показателей, использован в работах А.В. Бажинова [221]. В простейшем виде динамика изнашивания описывается полиномиальным уравнением третьего порядка, получаемым на основании экспериментальных данных, например, И.Б. Гурвичем [222] предложена зависимость для определения износа  $u$  в зависимости от времени работы  $\tau$ :

$$u = a_0 + a_1 \cdot \tau + a_2 \cdot \tau^2 + a_3 \cdot \tau^3, \quad (1.41)$$

где:  $a_0...a_3$  – эмпирические коэффициенты.

Аналогичные формулы предложены Ф.Н. Авдонькиным [223], М.А. Григорьевым, И.Б. Тартаковским и А.М. Бендеровским [224], другими исследователями. В более сложных моделях учитываются показатели режима работы двигателя, например, в работах В.Е. Канарчука [225, 226,27] предложена аналитическая модель:

$$\frac{du}{d\tau} = f(P_e, W_\epsilon, w, j, T_\epsilon, W_m, T_m, T_{m.m.}), \quad (1.42)$$

где:  $T_m, T_\epsilon, T_{m.m.}$  – температура масла, ОЖ и масла в ТКР, соответственно;  $W_m, W_\epsilon$  – интенсивность изменения температуры масла и ОЖ, соответственно;  $j$  – ускорение КВ;  $w$  – угловая скорость вращения КВ.

Конкретный вид уравнения (1.42) определяется по результатам обработки экспериментальных данных по интенсивности изнашивания основных деталей, например, для гильзы цилиндра двигателя ЗИЛ-130:

$$\begin{aligned} \frac{du}{d\tau} = & 4.236 \cdot 10^{-3} + 4.8 \cdot 10^{-5} \cdot (j - 4.634) + \\ & + 5.87 \cdot 10^{-3} \cdot (W_m - 0.01) + 7.45 \cdot 10^{-5} \cdot (W_\epsilon - 4.91) \end{aligned} \quad (1.43)$$

В.Е. Канарчуком был выполнен качественный анализ, выявивший степень влияния различных показателей на суммарный износ, определены коэффициенты, входящие в уравнения вида (1.43) для различных деталей. Кроме того, автором был выполнен анализ динамики развития микротрещин, влияющей на время разрушения деталей. Однако в этих работах не исследованы вопросы параметрической надежности, а динамика накопления повреждений включает

только развитие микротрещин вследствие импульсных нестационарных нагрузок и не учитывает тепловые нагрузки.

В работах Н.С. Ждановского и А.В. Николаенко [228, 229] анализируется влияние режимов эксплуатации ДВС на надежность ДВС, в том числе на вероятность наступления параметрического отказа вследствие изнашивания. Например, на основе обработки экспериментальных данных по двигателю Д-50 предложена система уравнений, описывающая увеличение зазора между поршнем и гильзой цилиндра, основанная на безразмерных комплексах ( $\Pi$ ):

$$\begin{aligned} \Pi &= \Pi_1 \cdot \Pi_2^{1.35} \cdot A, \quad \text{если } \Pi_1 = 0.582 \dots 1, \\ \Pi &= \Pi_1^{2.25 \cdot \Pi_2^{1.03}} \cdot \Pi_2^{1.35} \cdot A, \quad \text{если } \Pi_1 = 1 \dots 1.1.3, \\ A &= e^{-2.3 \cdot (1 - \Pi_3^{-0.3})} \cdot (1.41 \cdot \Pi_4^{-0.027})^S \cdot \Pi_4^{-(1.166 + 2.441 \cdot \lg(\Pi_4))} \cdot H^{3.7}, \end{aligned} \quad (1.44)$$

где:  $\Pi = \operatorname{tg}(\alpha)/\operatorname{tg}(\alpha_n)$ ,  $\Pi_1 = N_e/N_{en}$ ,  $\Pi_2 = \varphi_n/\varphi_{nn}$ ;  $\Pi_3 = p_{впр}/p_{впрн}$ ;  $\Pi_4 = T_{жс}/T_{жн}$ ;  $H = h/h_{ср}$ ;  $p_{впр}$  – давление начала впрыска топлива;  $h$  – размах хода рейки относительно среднего значения  $h_{ср}$ ;  $T_{жс}$  – температура ОЖ;  $S$  – содержание серы в топливе;  $\alpha$  – угол наклона линии изнашивания;  $\varphi_n$  – угол начала подачи топлива; символ « $n$ » относится к номинальным показателям двигателя.

В работах Н.С. Ждановского и А.В. Николаенко учитывается только влияние процесса изнашивания на надежность двигателя, а проблема отказа вследствие накопления повреждений не исследовалась. Этому недостатка лишена методика В.В. Болотина [230], в основе которой лежит зависимость между характерным напряжением цикла  $S$  и числом циклов  $N$  до повреждения или полного разрушения детали:

$$N_\epsilon \cdot \left(\frac{S}{r}\right) = N_c \cdot \left(\frac{r}{S}\right)^m, \quad (1.45)$$

где:  $N_\epsilon \cdot \left(\frac{S}{r}\right)$  – ресурс детали до разрушения;  $r$  – вектор прочности (под прочностью понимается сопротивление усталости, ползучести, коррозии и т.д.);  $N_c$  – число циклов нагружения;  $m$  – показатель степени, зависящий от характера нагрузки и свойств материала [231].

Основной недостаток описанных выше моделей, накладывающий ограничения на их применение для решения задач диссертационного исследования: они являются усредненными, т.е. не описывают процессы в отдельных механизмах, деталях и сопряжениях двигателя, что не позволяет детально оценить влияние тех или иных изменений в конструкции ДВС или режимов эксплуатации в составе инверторной энергоустановки на показатели ресурса.

А.А. Малозёмовым и А.С. Шикиным [232], на основе методики В.В. Болотина и основных положений теории изнашивания были предложены полуэмпирические зависимости для определения скорости изнашивания и накопления повреждений, учитывающие особенности режимов нагружения и конструкции ДВС, в том числе от: инерционных нагрузок, газовых сил, воздействия переменной частоты вращения (ускорений), макротеплосмен на каждом  $i$ -ом режиме. Накопление повреждений определяется для основных (критических, с точки зрения надежности) элементов конструкции. Воздействие степени сжатия на скорость расходования ресурса ДВС может быть оценено через влияние максимального давления сгорания на скорость накопления повреждений от газовых сил:

$$C_{Pz} = \sum_1^i (P_{zi}^m \cdot n_i \cdot f_i), \quad (1.46)$$

где:  $m$  – показатель степени, зависящий от свойств материала, характера действующей нагрузки;  $f_i$  – частоты возникновения  $i$ -го режима.

Поэтому данная методика может быть применена для решения задач диссертационного исследования, её адаптация для условий инверторной энергоустановки является одной из задач диссертационного исследования.

## 1.6 Цель, задачи и основные этапы исследования

Обзор и анализ современного состояния разработки и производства поршневых двигателей внутреннего сгорания для средств малой и возобновляемой энергетики выявил, что разработка и внедрение инверторных энергоустановок с ДВС является актуальным направлением развития малой энергетики, так как

снижение частоты вращения КВ при увеличении нагрузки ДГУ позволяет существенно (до 25...30 %) снизить удельный расход топлива. Однако в РФ серийное производство таких установок отсутствует, что снижает энергоэффективность отечественной экономики и усугубляет технологическое отставание РФ от зарубежных стран. Это связано с нерешенностью ряда проблем технического плана, в том числе проблемы роста максимальных величин температуры и давления газов в камере сгорания на режимах с пониженной частотой вращения, ведущих к снижению показателей его надежности.

Исходя из вышеизложенного, основная научная проблема, требующая решения при создании инверторных ДГ – противоположное влияние частоты вращения КВ первичного ДВС на показатели его топливной экономичности и тепломеханической нагруженности.

**Гипотеза исследования:** научная проблема может быть решена путем снижения геометрической степени сжатия двигателя при одновременном повышении давления наддува, с учетом необходимости обеспечения нормативных значений пусковых качеств.

**Цель исследования:** снижение тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки.

**Задачи исследования:**

1. Разработать математические модели процессов в системах и механизмах ДВС, учитывающие особенности конструкции и функционирования в составе инверторной энергоустановки и позволяющие комплексно оценивать показатели топливной экономичности и тепломеханической нагруженности.

2. Выявить зависимости, связывающие конструктивные параметры и режимы функционирования ДВС в составе инверторной энергоустановки и показатели его топливной экономичности, тепломеханической нагруженности и пусковые качества.

3. Обосновать рациональные конструктивные параметры ДВС в составе инверторной энергоустановки, обеспечивающие повышение его топливной экономичности, с учетом ограничений по тепломеханической нагруженности и требований к пусковым качествам.

4. Обосновать эффективность технического решения, заключающегося в снижении степени сжатия при одновременном повышении давления наддува, с учетом необходимости обеспечения требуемых пусковых качеств ДВС в составе инверторной энергоустановки.

**Объект исследования:** взаимосвязанные тепловые, газодинамические, гидродинамические, механические и физико-химические процессы поршневого ДВС в составе инверторной энергоустановки.

**Предмет исследования:** закономерности влияния процессов ДВС на показатели его тепловой и механической нагруженности, пусковые качества.

Основными **критериями** тепловой и механической нагруженности двигателя, принятыми в диссертации и определяемыми экспериментальным и расчетным способами, являются:

- максимальное давление рабочего цикла, определяющее максимальные значения сил, действующих в КШМ;
- максимальная температура газов в КС;
- температура характерных точек поршня (в местах установки датчиков);
- температура отработавших газов перед и после турбины;
- обобщенный критерий тепломеханической напряженности.

Ограничения диапазона варьирования параметров, параметров назначения и безопасности двигателя определены конструкторской, нормативно-технической документацией, рекомендациями завода-изготовителя.

Критерием эффективности технических решений является снижение затрат на топливо и расходование ресурса инверторной энергоустановки при условии обеспечения требуемых пусковых качеств ДВС в условиях эксплуатации.

## 2 Совершенствование методов математического моделирования процессов дизеля в составе инверторной энергоустановки

### 2.1 Анализ термического КПД теоретического замкнутого цикла со смешанным подводом теплоты и газотурбинным наддувом

С целью выявления общих закономерностей, связывающих конструктивные параметры и режимы функционирования ДВС в составе инверторной энергоустановки на показатели его рабочего процесса, был выполнен анализ термического КПД теоретического замкнутого цикла со смешанным подводом теплоты и газотурбинным наддувом. Термодинамический КПД комбинированного цикла Тринклера, наиболее близкого к циклу реального дизеля:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \cdot \varepsilon_c)^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k \cdot \lambda - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}, \quad (2.1)$$

Примем давление начала сжатия  $P_a$  равным давлению газов после компрессора и пропорциональным степени сжатия компрессора  $\varepsilon_c$ , тогда давление сжатия  $P_c$ :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^k = P_0 \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon^k, \quad (2.2)$$

где:  $P_0$  – давление газа перед компрессором.

Степень повышения давления в уравнении (2.1):

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_z}{P_0 \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon^k} = \frac{P'_z}{\varepsilon_c \cdot \varepsilon^k}, \quad (2.3)$$

где:  $P'_z = \frac{P_z}{P_0}$  – относительное максимальное давление цикла (относительно

давления газов перед компрессором).

Степень предварительного расширения  $\rho$  есть величина пропорциональная степени сжатия поршневой части двигателя:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\varepsilon}{\delta}, \quad (2.4)$$

где:  $\delta$  – степень последующего расширения.

Подставляя (2.3) и (2.4) в (2.1) и выполняя несложные преобразования получим:

$$\eta_t = 1 - \varepsilon^{1-k} \cdot \varepsilon_c^{1-k} \cdot \frac{\left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^k \cdot \frac{P'_z}{\varepsilon_c \cdot \varepsilon^k} - 1}{\frac{P'_z}{\varepsilon_c \cdot \varepsilon^k} - 1 + k \cdot \frac{P'_z}{\varepsilon_c \cdot \varepsilon^k} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} - 1\right)}. \quad (2.5)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\varepsilon \cdot \left(\frac{\varepsilon_c^{1-k}}{\delta^k} - \frac{\varepsilon_c^{2-k}}{P'_z}\right)}{k \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} - 1\right) - \frac{\varepsilon^k \cdot \varepsilon_c}{P'_z} + 1}. \quad (2.6)$$

Для фиксированных значений  $P'_z$  (т.е. при выполнении условий по ограничению механических нагрузок на двигатель) и  $\delta$  (для одного и того же закона тепловыделения) график зависимости термического КПД от степени сжатия поршневой части двигателя и компрессора имеет вид, показанный на рисунке 2.1. Как видно из рисунка, при малых значениях  $\varepsilon_c$  рост степени сжатия поршневой части влечет увеличение термического КПД, однако при достижении величиной  $\varepsilon_c$  некоторых значений, термический КПД с ростом  $\varepsilon$  начинает снижаться. И чем выше относительное максимальное давление цикла и меньше степень последующего расширения, тем при больших значениях давления сжатия в компрессоре находится максимум термического КПД.

Для определения степени сжатия поршневой части, при которой достигается максимальное значение термического КПД при  $\varepsilon_c = const$  необходимо решить уравнение:

$$\frac{\partial \eta_t}{\partial \varepsilon} = \left[ 1 - \frac{\varepsilon \cdot \left(\frac{\varepsilon_c^{1-k}}{\delta^k} - \frac{\varepsilon_c^{2-k}}{P'_z}\right)}{k \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} - 1\right) - \frac{\varepsilon^k \cdot \varepsilon_c}{P'_z} + 1} \right]' = 0. \quad (2.7)$$

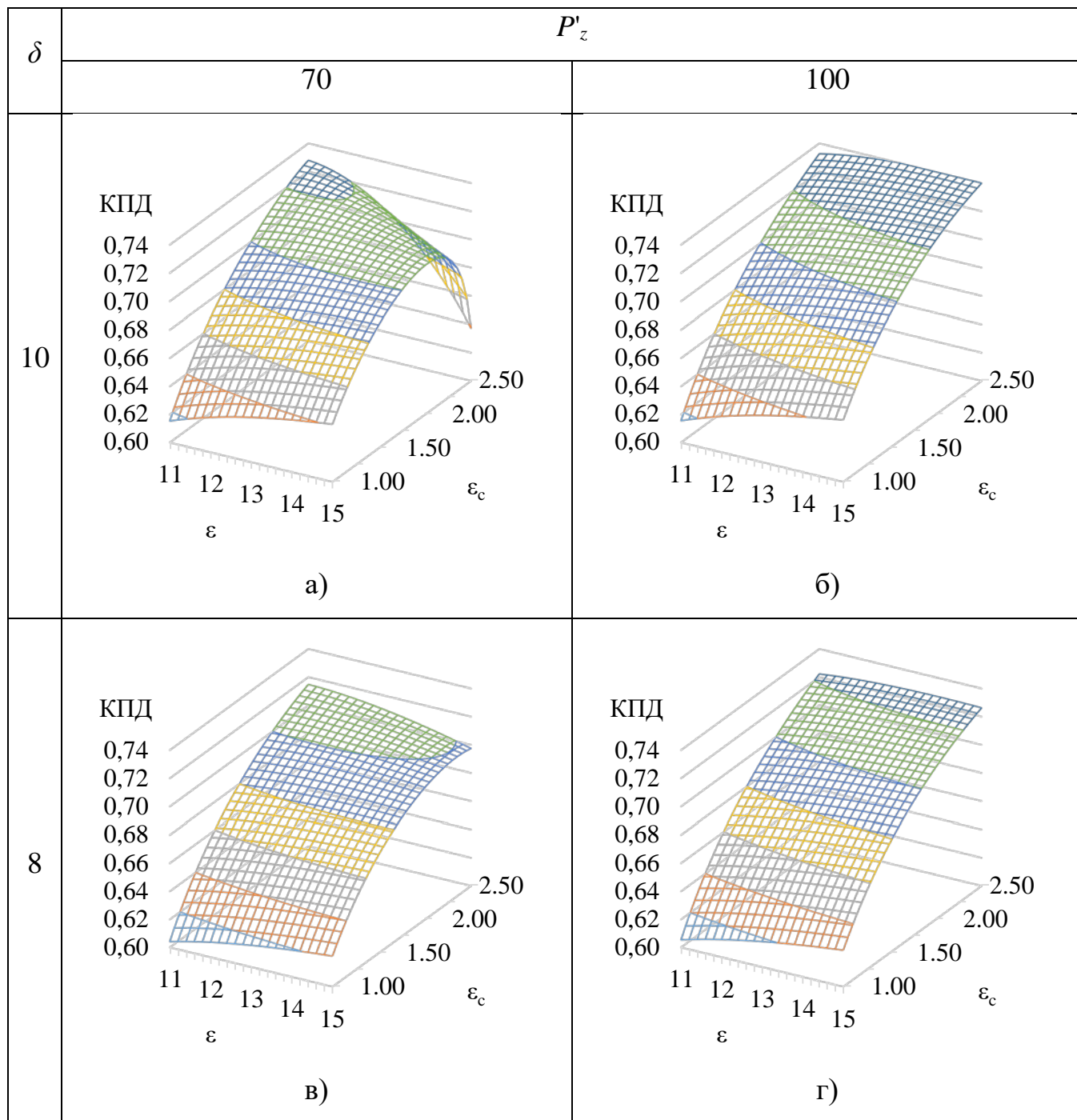


Рисунок 2.1 – Зависимость термического КПД от степени сжатия поршневой части двигателя и компрессора



Решение уравнения (2.7) (опуская промежуточные выкладки) представляет собой систему из двух уравнений:

$$\varepsilon_c = \frac{P'_z}{\delta^k}, \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_c = \frac{P'_z}{\varepsilon^k}. \quad (2.9)$$

Уравнение (2.8) не содержит величину степени сжатия поршневой части. При  $\varepsilon = 11 \dots 18$ , величина  $\delta^k$  изменяется в диапазоне  $14 \dots 44$  ( $\delta = \varepsilon / \rho$ , для дизелей  $\rho = 1.2 \dots 1.7$  [200]), поэтому уравнение (2.8) соответствует технически не реализуемым конструктивным и режимным параметрам реального низко- или среднефорсированного дизеля инверторной энергоустановки. Например, для двигателя 4ЧН15/20.5 степень сжатия воздуха в компрессоре, обеспечивающая достижение максимального термического КПД, должна составлять 3.9 единицы, а для высокофорсированного 12ЧН15/18 – 5.9 единиц. Поэтому далее будем рассматривать только уравнение (2.9).

По результатам расчета с применением уравнения (2.9) построены графики (рисунок 2.2), на которых показано сочетание  $\varepsilon_c$  и  $\varepsilon$ , при которых достигается максимальное значение термического КПД для различных величин относительного максимального давления цикла. Чем больше степень сжатия компрессора, тем меньшая степень сжатия поршневой части двигателя необходима для обеспечения максимальной величины термического КПД при постоянной величине относительного максимального давления цикла.

Например, для  $\varepsilon = 14.5$  и  $P'_z = 90$  (что примерно соответствует режиму максимальной мощности двигателя 4ЧН15/20.5) наибольший термический КПД цикла достигается при степени сжатия в компрессоре  $\varepsilon_c = 2.1$ . Согласно уравнению (2.9), положение линий максимального термического КПД не зависит от величины степени последующего расширения, или (переходя к реальному рабочему циклу дизеля) от формы закона тепловыделения.

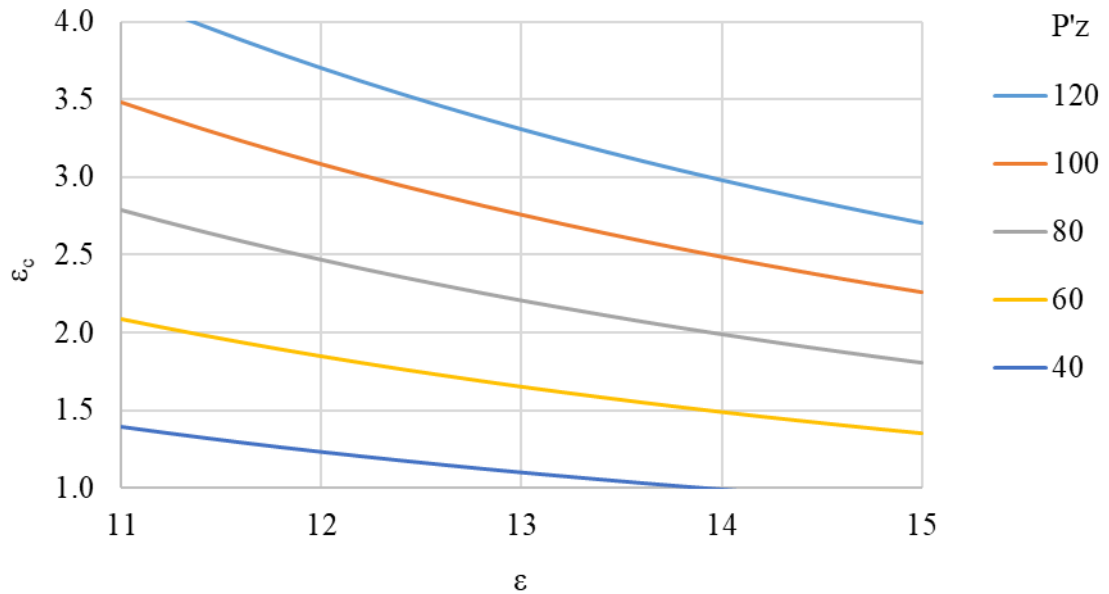


Рисунок 2.2 – Сочетание  $\varepsilon_c$  и  $\varepsilon$ , при которых достигается максимальное значение термического КПД для различных величин относительного максимального давления цикла

Подставляя (2.9) в (2.6) получим (опуская промежуточные выкладки) выражение для определения максимально возможного термического КПД:

$$\eta_{t \max} = 1 - \left( \frac{P'_z}{\varepsilon^{k-1}} \right)^{1-k} \cdot \frac{\left( \frac{\varepsilon}{\delta} \right)^k - 1}{k \cdot \left( \frac{\varepsilon}{\delta} - 1 \right)}. \quad (2.10)$$

На рисунке 2.3 показана зависимость максимально возможного термического КПД от степени сжатия поршневой части и относительного максимального давления цикла, полученная с применением уравнения (2.10). Дополнительно на рисунке 2.2 показаны зависимости  $\eta_t$  от  $\varepsilon$  и  $P'_z$  при фиксированных значениях степени сжатия газов в компрессоре (линия – 1) и степеней повышения давления и предварительного расширения (линия – 2), соответствующих  $P'_z = 100$  и  $\varepsilon = 14.4$ .

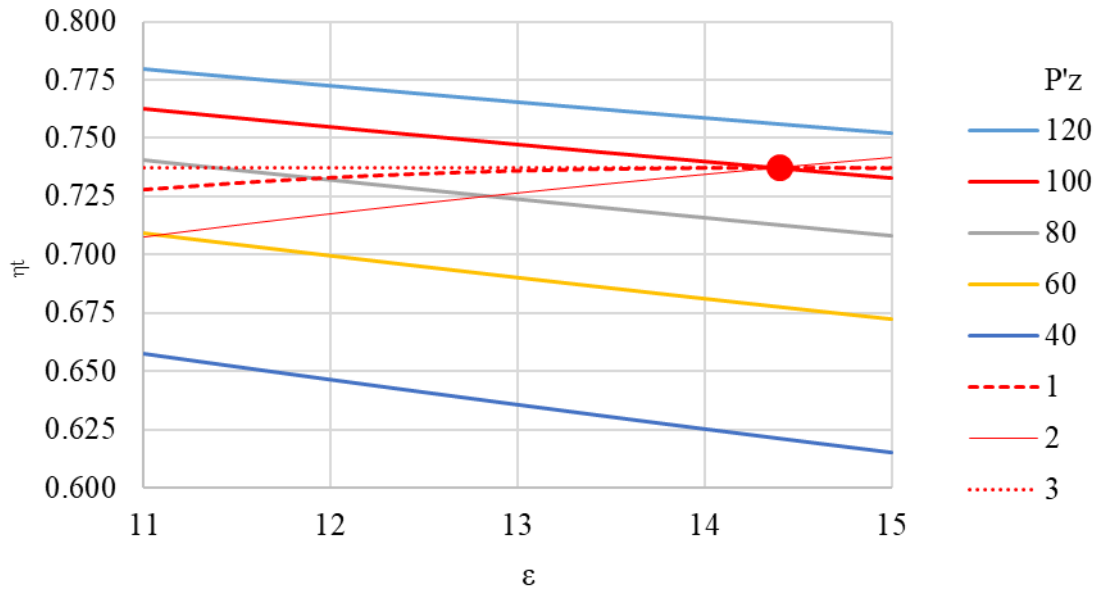


Рисунок 2.3 – Максимально возможный термический КПД ( $\delta = 10$ ) при оптимальном сочетании  $\varepsilon_c$  и  $\varepsilon$  (1 – при  $\varepsilon_c = const, \rho = var, \lambda = var$ ;

2 – при  $\varepsilon_c = const, \rho = const, \lambda = const$ ; 3 – предельный из условия  $\frac{\partial \eta_t \max}{\partial \varepsilon} \leq 0$ )

Как видно из рисунка 2.3, характер зависимости  $\eta_t$  от  $\varepsilon$  при  $\varepsilon_c = const, \rho = const, \lambda = const$  полностью соответствует положениям теории поршневых ДВС (чем больше степень сжатия, тем выше термический КПД). Однако при этом имеет место значительное изменение величин максимального давления цикла (рисунок 2.4) при повышении степени сжатия.

Можно заметить (см. уравнения (2.3) и (2.9)), что сочетание  $\varepsilon_c$  и  $\varepsilon$ , при которых достигается максимальное значение термического КПД достигается при  $\lambda = 1$ , то есть при осуществлении цикла с подводом теплоты при постоянном давлении, что не соответствует условиям работы реального двигателя. Реальный двигатель работает в области ограниченной линиями 1 и 2 (рисунок 2.4).

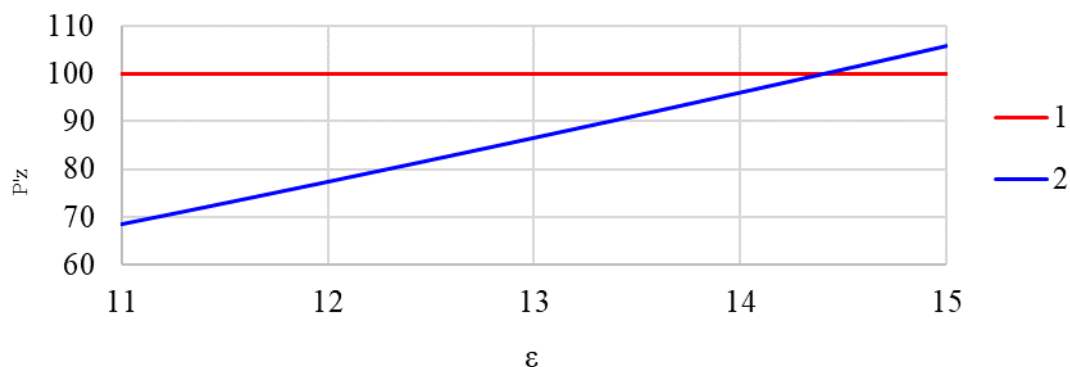


Рисунок 2.4 – Зависимость относительного максимального давления цикла от степени сжатия поршневой части:

1 – при  $\varepsilon_c = const, \rho = var, \lambda = var$ ; 2 – при  $\varepsilon_c = const, \rho = const, \lambda = const$

Рост максимально возможной величины термического КПД при снижении степени сжатия поршневой части достигается при выполнении условия

$\frac{\partial \eta_{t \max}}{\partial \varepsilon} \leq 0$ , или, после подстановки уравнения (2.10):

$$\left( A - \frac{B}{\delta} \cdot \varepsilon^k \right) \cdot \left( k \cdot \left( \frac{\varepsilon}{\delta} - 1 \right) \right) + \varepsilon \cdot \left( \frac{\varepsilon^k}{\delta} - 1 \right) \cdot \frac{k}{\delta} \leq 0. \quad (2.11)$$

где:

$$A = 2 \cdot (k + 1) \cdot (k - 1)^2 \approx 0.768. \quad (2.12)$$

$$B = (k^2 - k + 1) \cdot (2 \cdot k - 1) \approx 2.808. \quad (2.13)$$

График зависимости предельных, исходя из уравнения (2.11), величин  $\delta$  и  $\rho$  от  $\varepsilon$  показан на рисунке 2.5. Его можно интерпретировать следующим образом, при  $\delta$  ниже графика (1) и  $\rho$  выше графика (2), при снижении степени сжатия поршневой части двигателя увеличивается его термический КПД с сохранением величины максимального давления цикла.

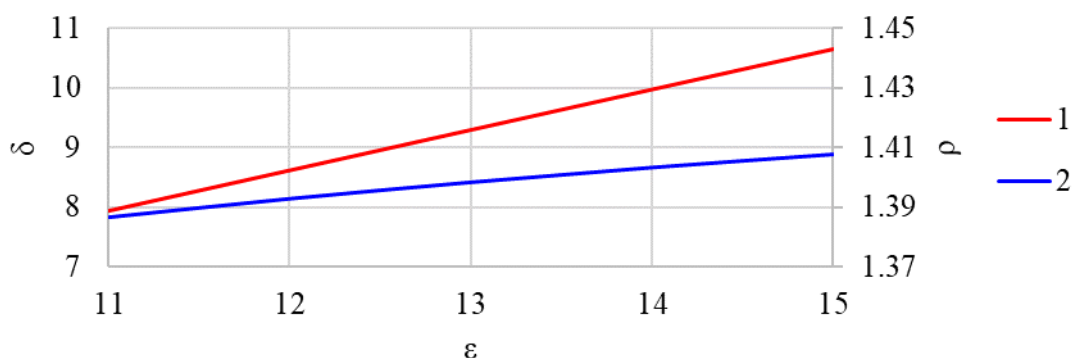


Рисунок 2.5 – График зависимости предельных величин  $\delta$  (1) и  $\rho$  (2) от  $\varepsilon$  из условия роста максимально возможной величины термического КПД при снижении степени сжатия поршневой части

Таким образом, при конвертации дизеля для работы в составе инверторной энергоустановки, для повышения термического КПД цикла с сохранением величины максимального давления сгорания целесообразно снижение геометрической степени сжатия и одновременное повышение давления наддува в соответствии с вышеизложенными рекомендациями, полученными на основе выявленных зависимостей.

## 2.2 Расчетное определение влияния геометрической степени сжатия на показатели назначения и безопасности дизеля с применением CFD-модели

В ходе натурального эксперимента, для выявления «чистого» влияния геометрической степени сжатия на показатели рабочего процесса, трудно обеспечить постоянные начальные условия (температуру и давление газов в КС в момент закрытия впускного клапана) и граничные условия (температуру стенок КС). Поэтому целесообразно заменить натуральный эксперимент расчетным. Так как на рабочий процесс дизеля существенное влияние оказывают локальные (пространственно распределенные) значения показателей состояния РТ в КС, для углубленной оценки влияния степени сжатия на показатели назначения и безопасности дизеля в составе инверторной энергоустановки была использована CFD-модель (свободно распространяемое ПО OpenFOAM [233], адаптированное в ЮУрГУ для выполнения расчетов рабочих процессов ДВС [234]). В частности,

в ПО была добавлена возможность определения температуры стенок КС методом конечных элементов в двухмерной осесимметричной постановке сопряженным с нульмерным термодинамическим расчетом рабочего цикла [235]. CFD-модель включает подмодели (из-за большого объема в диссертации не приводятся):

- баланса массы, импульса, энергии и турбулентных параметров;
- турбулентного течения газа в КС – RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes) [236] и k-ε модель;
- распада струи: первичного – LISA (Linearized Instability Sheet Atomization) [237], вторичного – KHRT (Kelvin-Helmholtz & Rayleigh-Taylor) [238];
- движения, теплообмена со средой и испарения капель в струе топлива;
- взаимодействия капель топлива в струе – O'Rourke [239], со стенкой – Bai и Gosman [240];
- химической кинетики горения топлив (уравнения Аррениуса);
- физических процессов при горении топлив – PaSR (Partially Stirred Reactor) [241];
- турбулентной тепловой диффузии в пограничном слое.

Основные исходные данные соответствуют конструктивным и режимным параметрам двигателя 4ЧН15/20.5. Расчет выполнялся по плану полного факторного эксперимента в ходе которого варьировались:

- степень сжатия – 14.5, 13.5, 12.5 единиц;
- частота вращения – 1250, 950, 650 мин<sup>-1</sup>;
- цикловая подача топлива – 200, 150, 100 мг.

Итого – 27 вариантов расчета.

Геометрия КС была подготовлена на основе заводских чертежей. Пространственно-распределенные параметры обрабатывались и визуализировались в свободно распространяемом ПО Paraview [243] (рисунок 2.6).

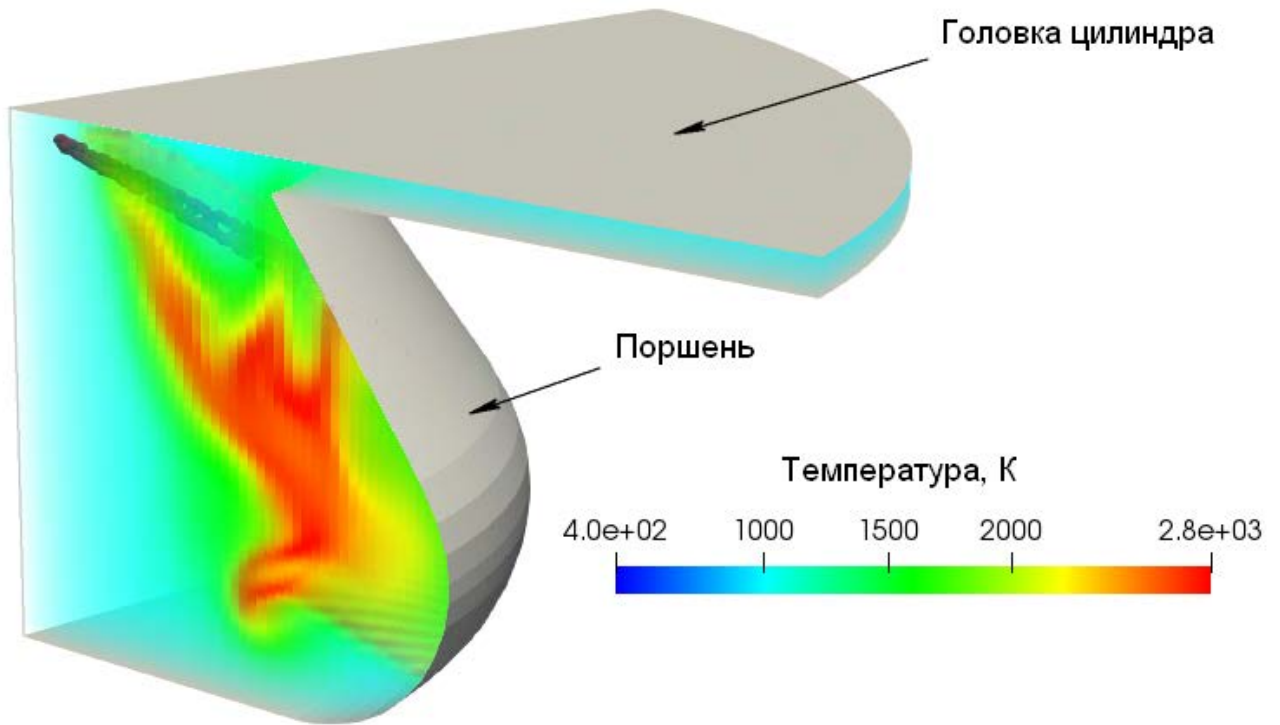


Рисунок 2.6 – Пример визуализации результатов расчета рабочих процессов в КС дизеля 4ЧН15/20.5

Граничные условия (температура стенок КС в поршне) задавались с использованием средних величин, полученных при испытаниях различных образцов двигателя 4ЧН15/20.5 в АС «СЦ АТТ» в течение нескольких лет (таблица 2.1). Температуры стенок гильзы и головки цилиндра определялись методом конечных элементов в двумерной осесимметричной постановке с последующей верификацией по экспериментально полученным значениям температур характерных точек поршня (таблица 2.1).

На рисунке 2.7 показано сравнение расчетных и экспериментальных (предоставленных АС «СЦ АТТ») индикаторных диаграмм давления газов в КС дизеля 4ЧН15/20.5 подтверждающее адекватность математической модели.

Таблица 2.1 – Температура характерных точек поршня двигателя 4ЧН15/20.5 ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ )

Источник информации	$N_e$ , кВт	Температура характерных точек поршня, °С		
		Кромка горловины КС	Кромка вблизи Гильзы	Центр КС
Эксперимент	117	384	360	226
Эксперимент	120	-	355	230
Эксперимент	120	-	335	200
Средняя величина	119	384	350	219
Расчет	119	374	348	224

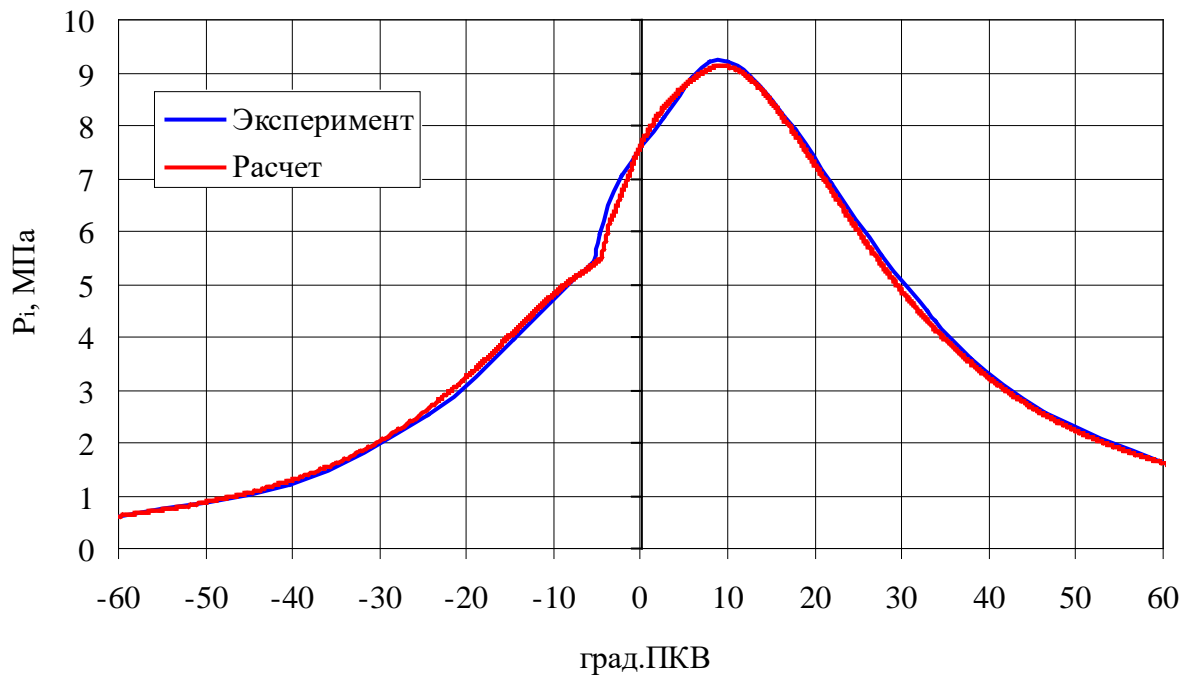


Рисунок 2.7 – Индикаторные диаграммы давления газов в КС дизеля 4ЧН15/20.5 ( $N_e = 137.7 \text{ кВт}$ ,  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ )

Индикаторный момент  $M_{i(272)}$ , создаваемый давлением газов в КС одного цилиндра, согласно рекомендациям фирмы «Convergent Science» [243], определяется на симметричном относительно ВМТ участке индикаторной диаграммы от



момента закрытия впускного клапана 136 гр. ПКВ до ВМТ до 136 гр. ПКВ после ВМТ (длительность – 272 гр. ПКВ). Расчетная зависимость индикаторного момента от геометрической степени сжатия при различных цикловых подачах топлива и частотах вращения коленчатого вала приведена на рисунке 2.8, из которого видно, что на режиме номинальной мощности наибольший крутящий момент имеет место при  $\varepsilon = 13.5$  (на 2.7 % выше, чем при  $\varepsilon = 14.5$ ). На остальных режимах, при  $\varepsilon = 13.5$ , крутящий момент повышается на 0.03...1.0 %. И только на режиме  $n = 650 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 150 \text{ мг}$  величина крутящего момента снижается на 2.4 %. При степени сжатия  $\varepsilon = 12.5$  на всех режимах, при цикловой подаче 150 мг и 200 мг, происходит снижение  $M_{i(272)}$  на величину 2.4...8.7 %. При  $q_u = 100 \text{ мг}$  крутящий момент незначительно (на величину до 0.5 %) увеличивается.

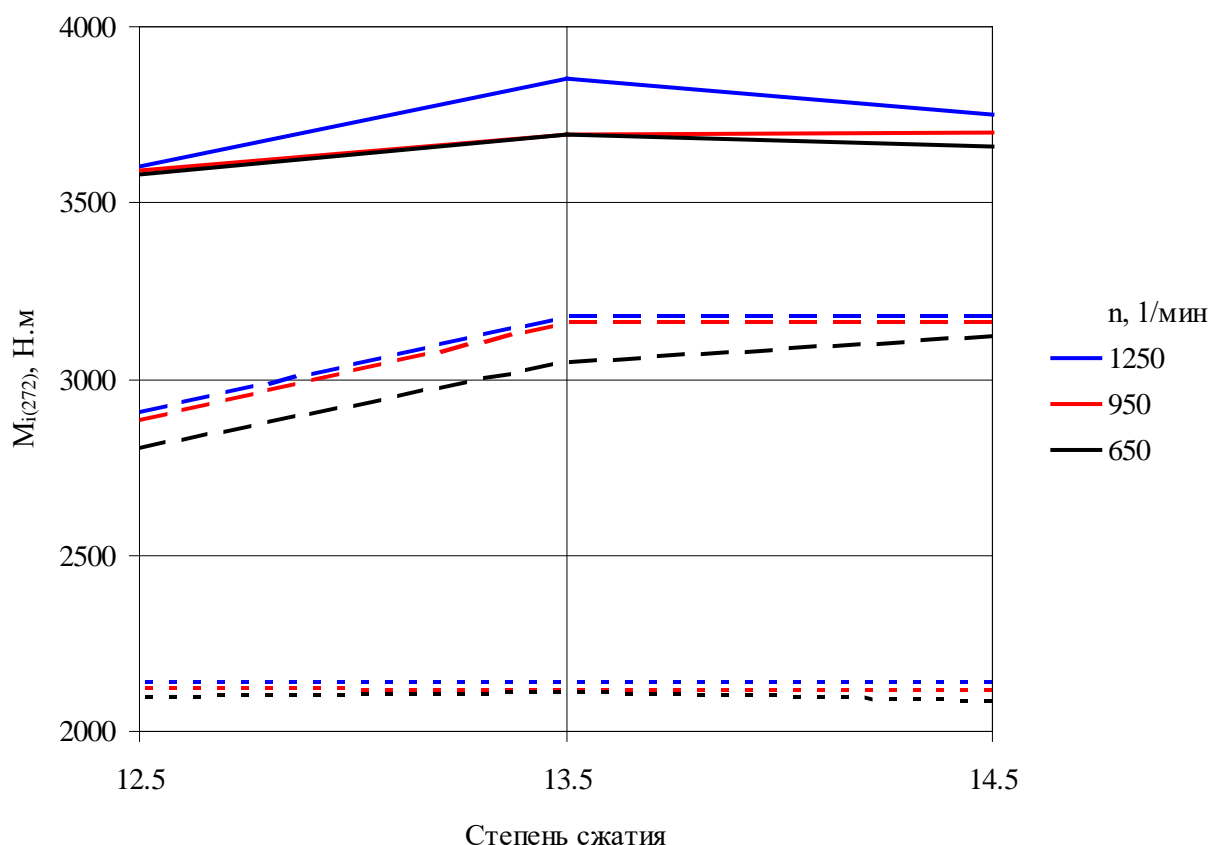


Рисунок 2.8 – Расчетная зависимость среднего (в диапазоне от минус 136 до 136 гр. ПКВ) индикаторного момента 1-го цилиндра дизеля 4ЧН15/20.5 от степени сжатия (цикловая подача топлива: ——— – 200 мг; — — — – 150 мг; - - - - 100 мг)

На рисунке 2.9 показана расчетная зависимость максимального давления сгорания дизеля 4ЧН15/20.5 от геометрической степени сжатия. Практически на всех режимах (кроме  $n = 650 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 100 \text{ мг}$ ) уменьшение степени сжатия ожидается влечет снижение максимального давления газов в КС. В частности, на режиме номинальной мощности снижение степени сжатия с 14.5 до 13.5 единиц приводит к уменьшению  $P_z$  с 9.0 МПа до 7.8 МПа, максимальная температура газов в КС снижается с 1728 К до 1690 К, при этом (см. выше) индикаторный момент, создаваемый давлением газов, увеличивается. Причиной этого является изменение характеристики тепловыделения (рисунок 2.10), а именно, смещение фаз основного горения и догорания дальше за ВМТ вследствие уменьшения скорости испарения топлива (рисунок 2.11).

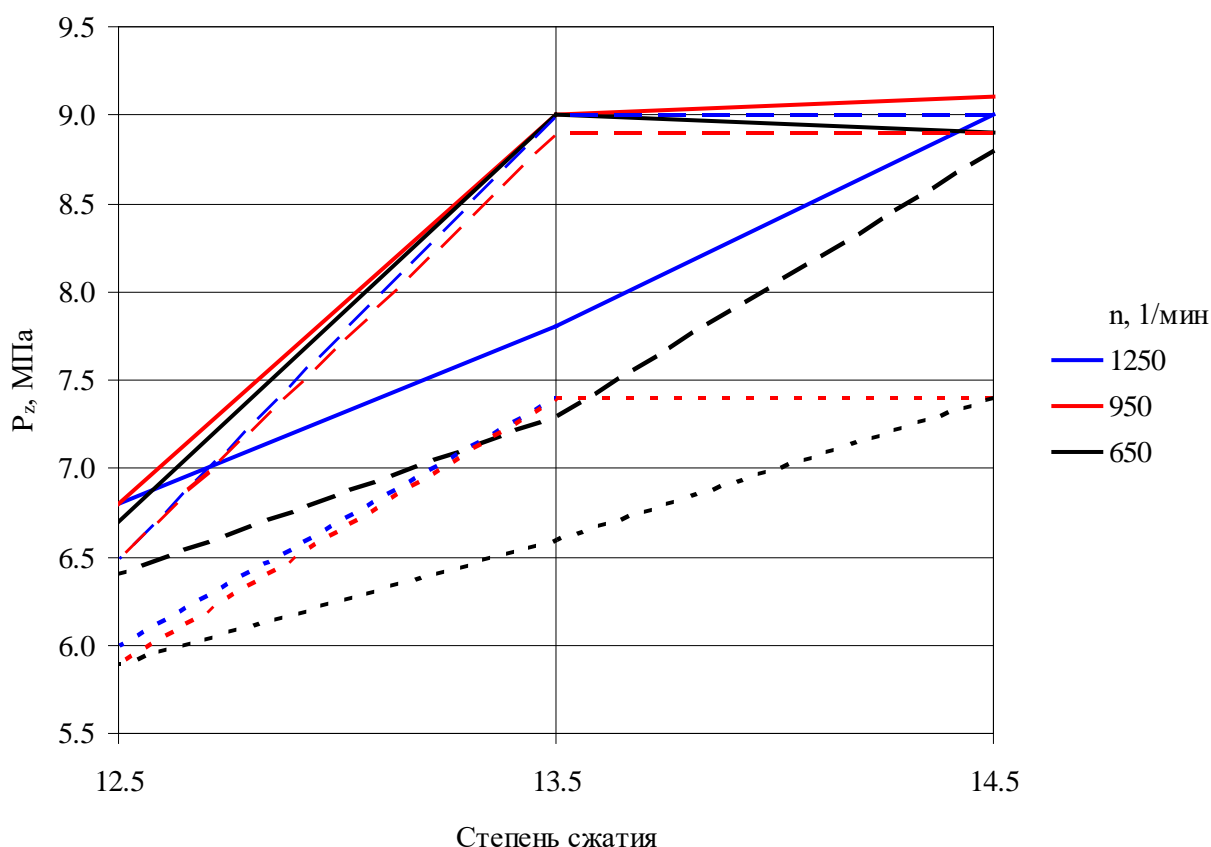


Рисунок 2.9 – Расчетная зависимость максимального давления сгорания дизеля 4ЧН15/20.5 от степени сжатия (цикловая подача топлива:  
 ———— – 200 мг; — — — — – 150 мг; - - - - - 100 мг)

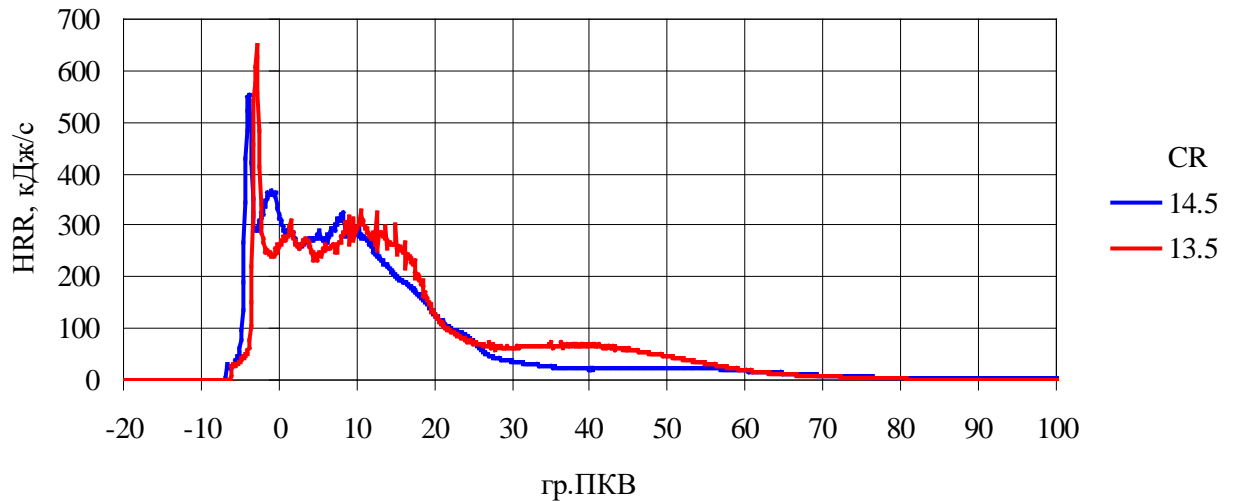


Рисунок 2.10 – Расчетная характеристика тепловыделения дизеля 4ЧН15/20.5 при различной степени сжатия ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ )

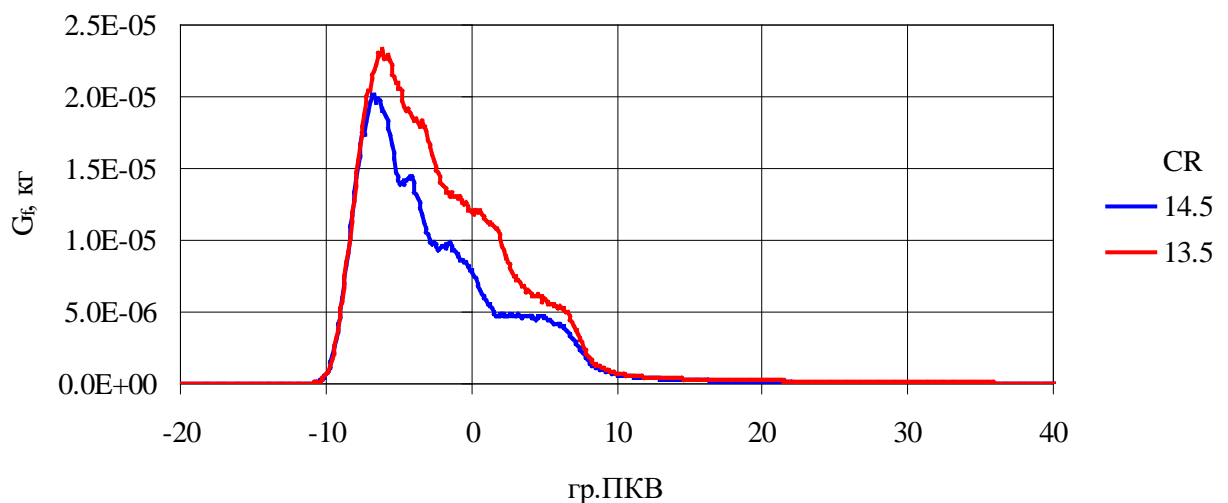


Рисунок 2.11 – Расчетная масса жидкого топлива в КС дизеля 4ЧН15/20.5 при различной степени сжатия ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ )

Скорость испарения топлива, в свою очередь, уменьшается из-за изменения газодинамических условий в КС: снижения завихренности газов (рисунки 2.12 и 2.13) и уменьшения их температуры в объёме топливного факела (рисунок 2.14). В совокупности это влечет увеличение полезной работы газов в КС на участке догорания ( $> 90 \text{ гр. ПКВ}$ ), рисунок 2.15.

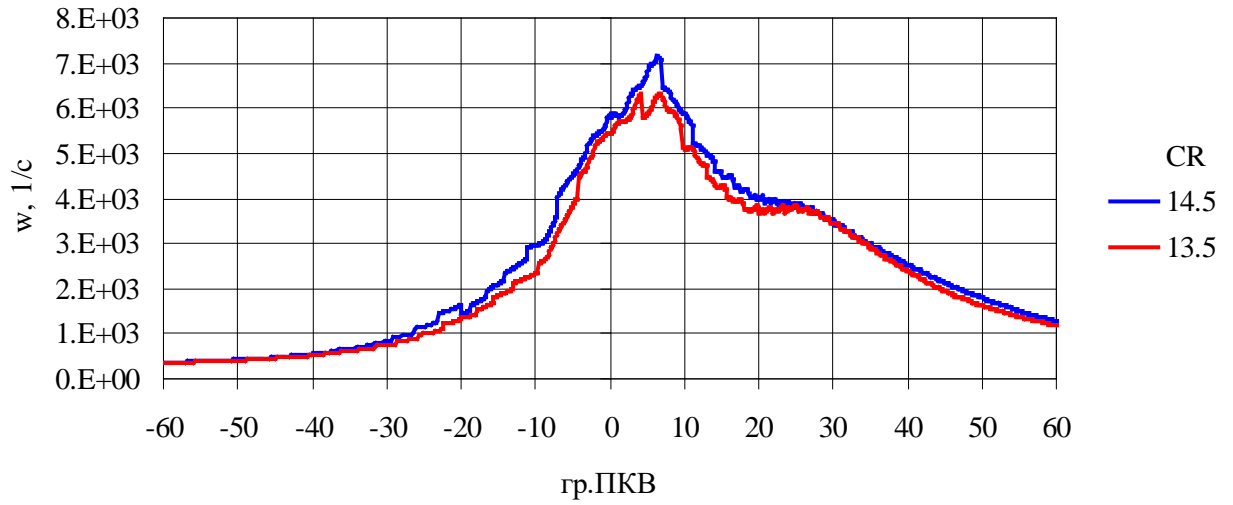


Рисунок 2.12 – Расчетная завихренность газов в КС дизеля 4ЧН15/20.5 при различной степени сжатия ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ )

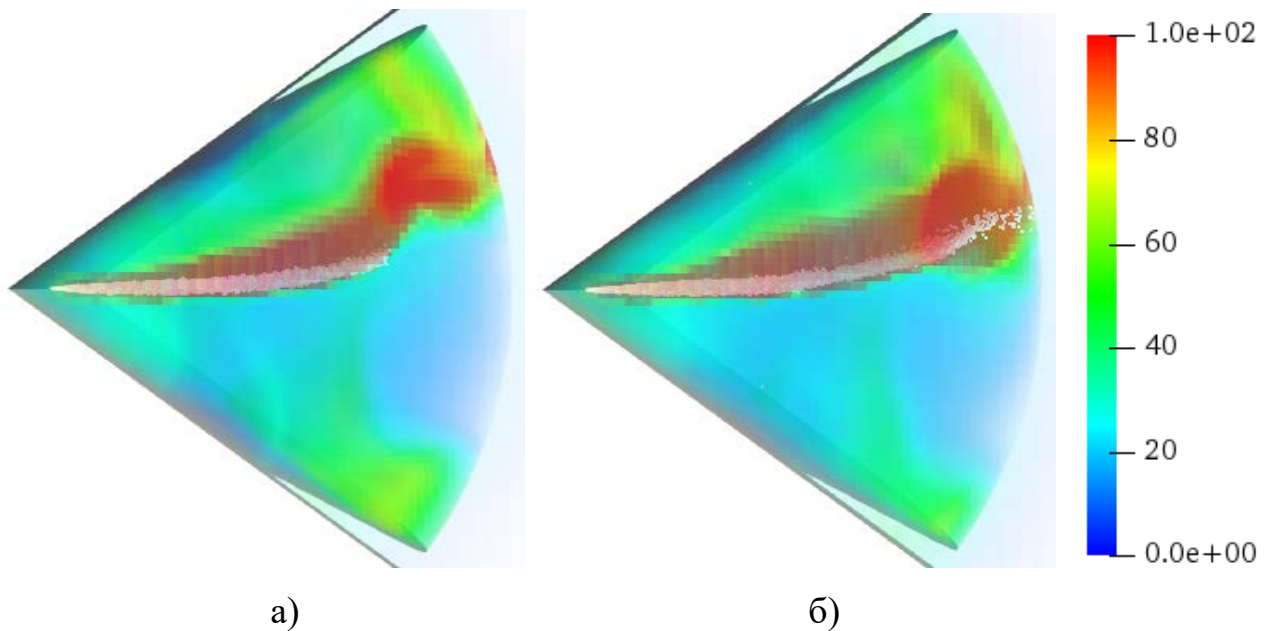


Рисунок 2.13 – Расчетная турбулентная кинетическая энергия ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ ) газов в КС дизеля 4ЧН15/20.5 (поршень – в ВМТ) при степени сжатия: а) 14.5; б) 13.5

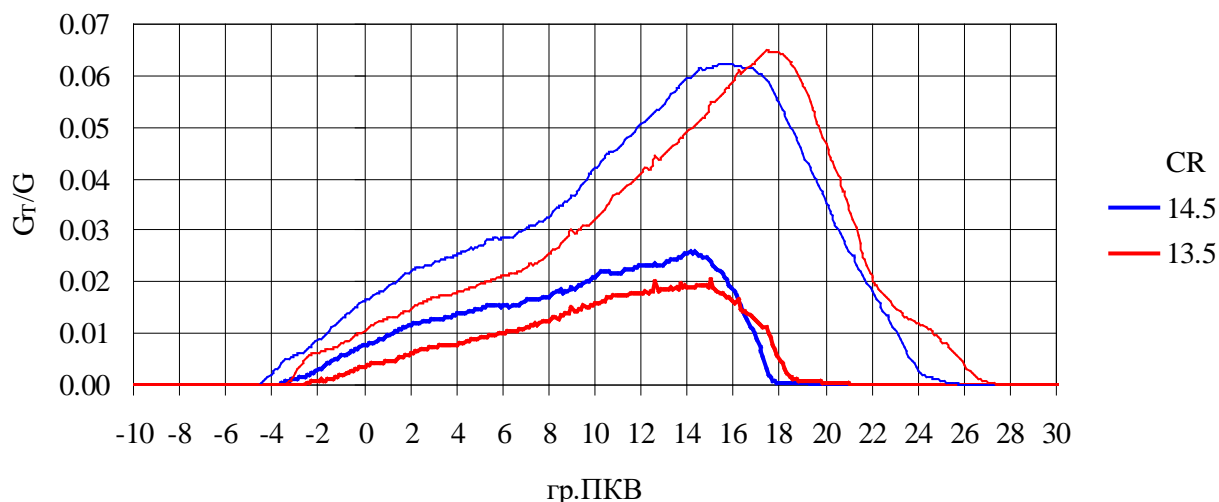


Рисунок 2.14 – Расчетная массовая доля газов с температурой выше 2700 К (толстая линия) и 2600 К (тонкая линия) в КС дизеля 4ЧН15/20.5 при различной степени сжатия ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ )

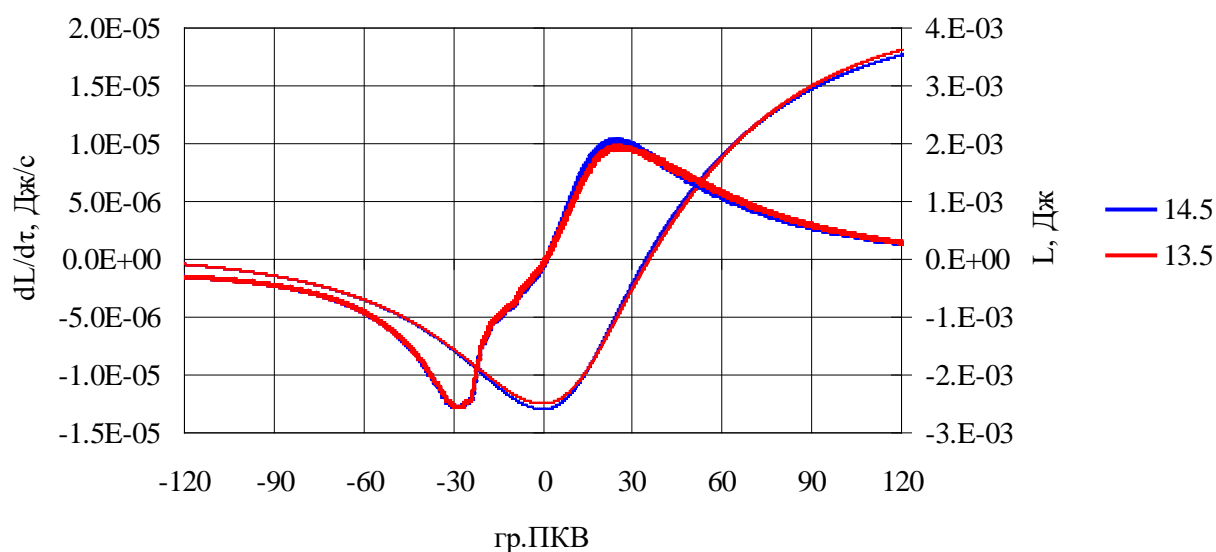


Рисунок 2.15 – Расчетная работа газов в КС дизеля 4ЧН15/20.5 при различной степени сжатия ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ ; тонкая линия – интегральная характеристика; толстая линия – дифференциальная характеристика)

Снижение степени сжатия позволяет на режиме номинальной мощности ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ ) уменьшить массу сажевых частиц в момент открытия выпускного клапана примерно в 2 раза, оксидов азота NO – на 2 % (рисунок 2.16).

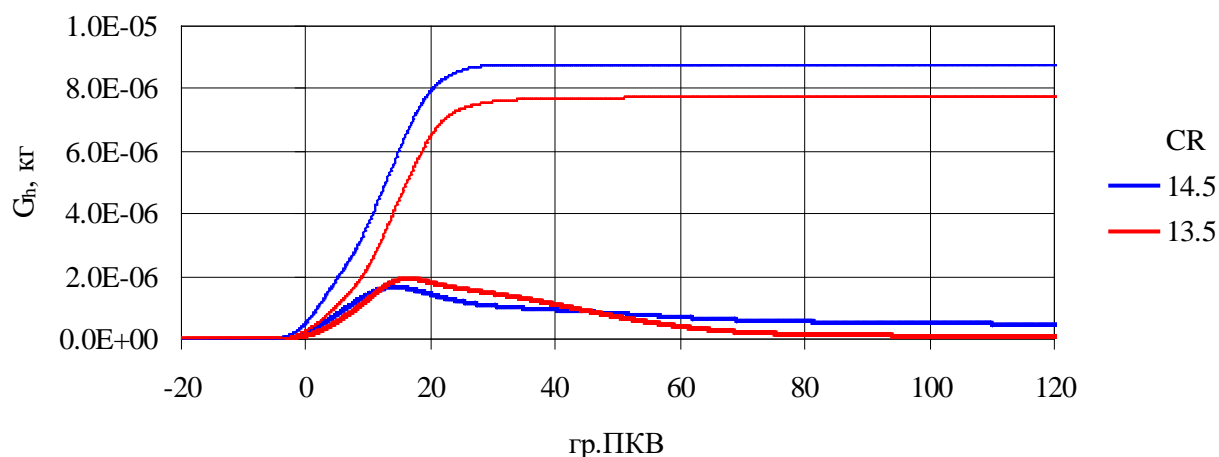


Рисунок 2.16 – Расчетная масса сажевых частиц (толстая линия) и оксида азота NO (тонкая линия) в КС дизеля 4ЧН15/20.5 при различной степени сжатия ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ )

Масса несгоревших углеводородов при снижении степени сжатия с 14.5 до 13.5 единиц близка к нулю, в то же время при  $\varepsilon = 14.5$  масса оксида углерода CO составляет 30 мг (примерно  $8 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ), что, хотя и соответствует экспериментальным данным и действовавшим на момент испытаний нормам ( $6 \dots 10 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ), но существенно превышает значения при  $\varepsilon = 14.5$  близкие к нулю (рисунок 2.17).

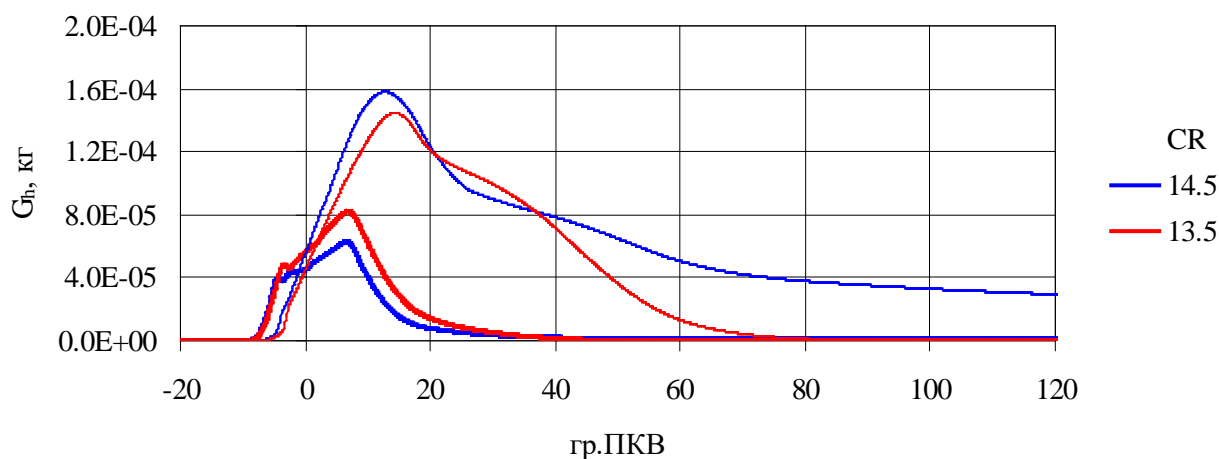


Рисунок 2.17 – Расчетная масса СН (толстая линия) и оксида углерода CO (тонкая линия) в КС дизеля 4ЧН15/20.5 при различной степени сжатия ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ;  $q_u = 200 \text{ мг}$ )

Для проверки предположения, что на изменение показателей двигателя влияют именно газодинамические условия, а не более поздний угол воспламенения и увеличенная продолжительность впрыска топлива, были выполнены дополнительные расчеты. Так как воспламенение топлива при понижении геометрической степени сжатия с 14.5 до 13.5 единиц происходит примерно на 1.5 гр. ПКВ позже, CFD-расчет был выполнен при  $\varepsilon = 14.5$  для угла начала подачи топлива на 1.5 гр. ПКВ меньше, чем у исходного варианта (при прочих равных условиях). Расчет показал, что уменьшение угла привело к снижению  $M_{i(272)}$  на 0.3 %,  $P_z$  до 8.6 МПа, то есть эффект этого мероприятия существенно ниже, чем от снижения геометрической степени сжатия. CFD-расчет с увеличенной на 5 град. ПКВ продолжительностью впрыска показал увеличение  $M_{i(272)}$  на 4.6 %, однако при этом величина  $P_z$  осталось без изменения.

Таким образом, в ходе CFD-расчета установлено:

1. Уменьшение геометрической степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 с 14.5 до 13.5 при прочих равных условиях не приводит к уменьшению индикаторного крутящего момента, а в отдельных случаях (например, на режиме номинальной частоты вращения и максимальной цикловой подачи топлива) влечет увеличение индикаторного крутящего момента на величину до 2.7 %.

2. Причиной сохранения на исходном уровне или роста индикаторного крутящего момента при снижении степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 с 14.5 до 13.5 является изменение газодинамических условий в КС (уменьшение завихренности и турбулентности газа) влекущее смещение основной фазы горения топлива далее за ВМТ.

3. Уменьшение степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 с 14.5 до 13.5 при прочих равных условиях ожидаемо влечет снижение максимального давления сгорания на величину до 13 %, кроме того, существенно снижаются выбросы нормируемых вредных веществ с ОГ (кроме оксида углерода II) [244].

4. Рациональная величина степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 конвертированного для работы в составе инверторной энергоустановки, выявленная в ходе CFD-расчета, составляет 13.5 единиц.

### 2.3 Разработка феноменологической математической модели процессов дизеля для оценки влияния различных факторов на его тепловую и механическую нагруженность

С целью комплексной оценки эффективности предложенного технического решения необходимо создание математической модели для углубленного исследования процессов инверторной энергоустановки, как единой технической системы, которое невозможно осуществить только в рамках натурального эксперимента. Для этого, как было показано в п. 1.5, в наибольшей степени подходит имитационная феноменологическая математическая модель, которая должна учитывать влияние степени сжатия на показатели рабочих процессов в КС и позволять оценивать основные характеристики инверторной энергоустановки.

Для определения влияния степени сжатия на период задержки воспламенения возьмём за основу формулу Н.Н. Wolfer [245], которая, в отличие от уравнения А.И. Толстова (1.23), уже учитывает взаимосвязь давления и температуры газов в КС в момент впрыска топлива:

$$\tau_i = 3.45 \cdot P_{SOI}^{-1.022} \cdot e^{\frac{2100}{T_{SOI}}}, \text{ мс} \quad (2.14)$$

где:  $P_{SOI}$  и  $T_{SOI}$  – давление, Па, и температура газов в КС (К) в момент начала впрыскивания топлива.

Отношение ПЗВ при заданных условиях к ПЗВ при референсных условиях:

$$\frac{\tau_i}{\tau'_i} = \left( \frac{P_{SOI}}{P'_{SOI}} \right)^{-1.022} \cdot e^{2100 \cdot \left( \frac{1}{T_{SOI}} - \frac{1}{T'_{SOI}} \right)}. \quad (2.15)$$

Давление газов в конце сжатия:

$$P_{SOI} = P_{IVC} \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (2.16)$$

где:  $P_{IVC}$  – давление газов в конце впуска;  $n_1$  – показатель политропы сжатия.



Допуская, что давление газов в КС в момент начала впрыска топлива пропорционально давлению конца сжатия при различных величинах  $\varepsilon$ , а давление конца сжатия пропорционально суммарной степени сжатия, получим:

$$\frac{P_{SOI}}{P'_{SOI}} = \left( \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon'_0} \right)^{n_1}. \quad (2.17)$$

Температура газов в конце сжатия:

$$T_{SOI} = T_{IVC} \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \quad (2.18)$$

где:  $T_{IVC}$  – температура газов в конце впуска.

Аналогично допуская, что температура газов в КС в момент начала впрыска топлива пропорциональна температуре конца сжатия при различных величинах  $\varepsilon$  и равенство  $T_{IVC} = T'_{IVC}$ , получим:

$$\left( \frac{1}{T_{SOI}} - \frac{1}{T'_{SOI}} \right) = \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \cdot \left( \frac{1}{T_{IVC}} - \frac{1}{T'_{IVC}} \right) = 0. \quad (2.19)$$

Тогда из (2.17) следует:

$$\frac{\tau_i}{\tau'_i} = \left( \frac{\varepsilon'_0}{\varepsilon_0} \right)^{1.022 \cdot n_1}. \quad (2.20)$$

При  $n_1 = 1.362$  имеем:

$$\frac{\tau_i}{\tau'_i} = \left( \frac{\varepsilon'_0}{\varepsilon_0} \right)^{1.392}. \quad (2.21)$$

Изменение показателя  $m$  в уравнении И.И. Вибе относительно референсных условий (см. формулу (1.22)):

$$\frac{m}{m'} = \left( \frac{\tau'_i}{\tau_i} \right)^{0.6} \cdot \left( \frac{P_{IVC}}{P'_{IVC}} \right) \cdot \left( \frac{T'_{IVC}}{T_{IVC}} \right) \cdot \left( \frac{n}{n'} \right)^{0.3}. \quad (2.22)$$

При постоянной частоте вращения КВ и постоянных величинах давления и температуры газов в КС в момент закрытия впускных клапанов:

$$\frac{m}{m'} = \left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} \right)^{0.84}. \quad (2.23)$$

Предполагаем, что  $P_{IVC}$  и  $T_{IVC}$  зависят от давления наддува [200]:

$$P_{IVC} = P_k, \quad (2.24)$$

$$T_{IVC} = T_0 \cdot \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}, \quad (2.25)$$

где:  $T_0$  и  $P_0$  – температура и давление газов перед компрессором;  $n_k$  – показатель политропы сжатия газов в компрессоре (для осевых и центробежных нагнетателей  $n_k = 1.4 \dots 2.0$ ).

Тогда выражение (2.23) можно записать в виде:

$$\frac{m}{m'} = \left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} \right)^{0.84} \cdot \left( \frac{P_k}{P'_k} \right)^{\frac{1}{n_k}}. \quad (2.26)$$

На основе разработанной математической модели был создан программный модуль (класс), который был внедрена в имитационную модель дизеля в составе энергоустановки (авторы – А.А. Малозёмов и Р.Р. Гимазетдинов [246, 247, 248]). Имитационная модель основана на методе энергетического и массового баланса, включает подмодели, описывающие одномерные газо- и гидродинамические процессы, химические и многомерные термодинамические процессы в КС, системах воздухообеспечения, отвода ОГ, охлаждения и смазки, кинематики и динамики кривошипно-шатунного, газораспределительного и других механизмов, электрические процессы в генераторе [249]. На рисунке 2.18 показаны результаты верификации имитационной модели с внесенными изменениями по индикаторным диаграммам, полученным в ходе эксперимента (данные ОАО «НИИ АТТ») и CFD-расчета.

Погрешность определения величины максимального давления газов в КС при степени сжатия 13.5 составила 1.3 %, при степени сжатия 12.5 – 1.5 %.

На рисунке 2.19 показан пример диалогового окна для настройки параметров модифицированной математической модели.

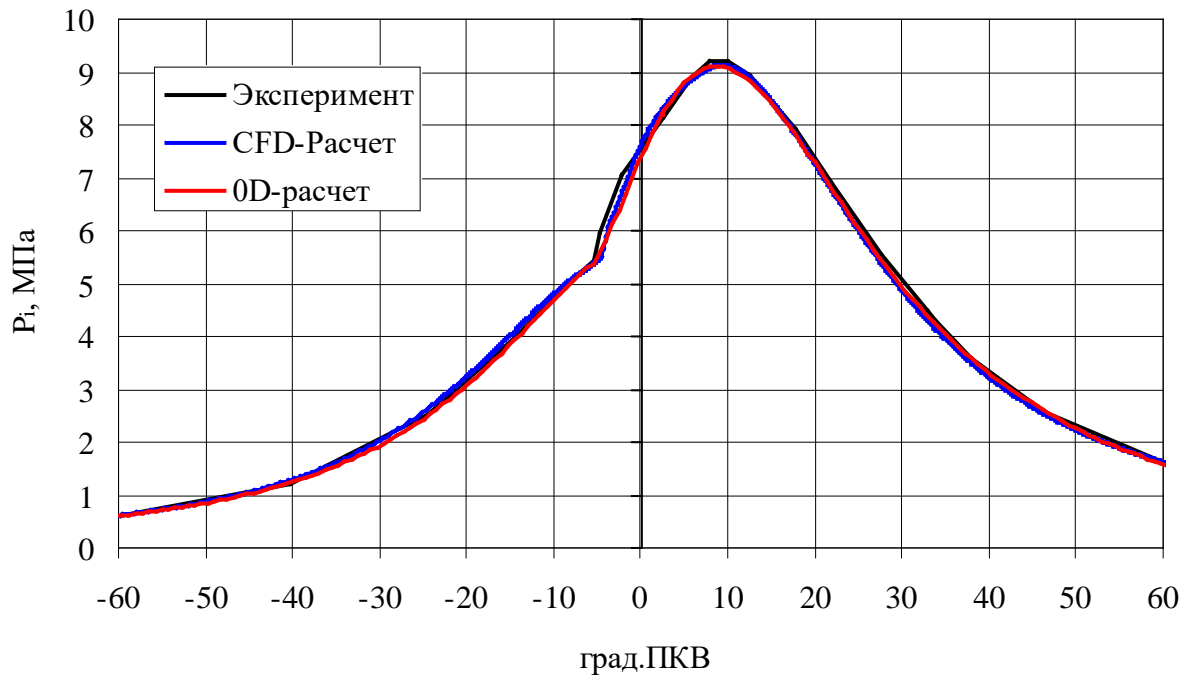


Рисунок 2.18 – Индикаторные диаграммы давления газов в КС дизеля 4ЧН15/20.5 ( $N_e = 137.7$  кВт,  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup>,  $\varepsilon = 14.5$ )

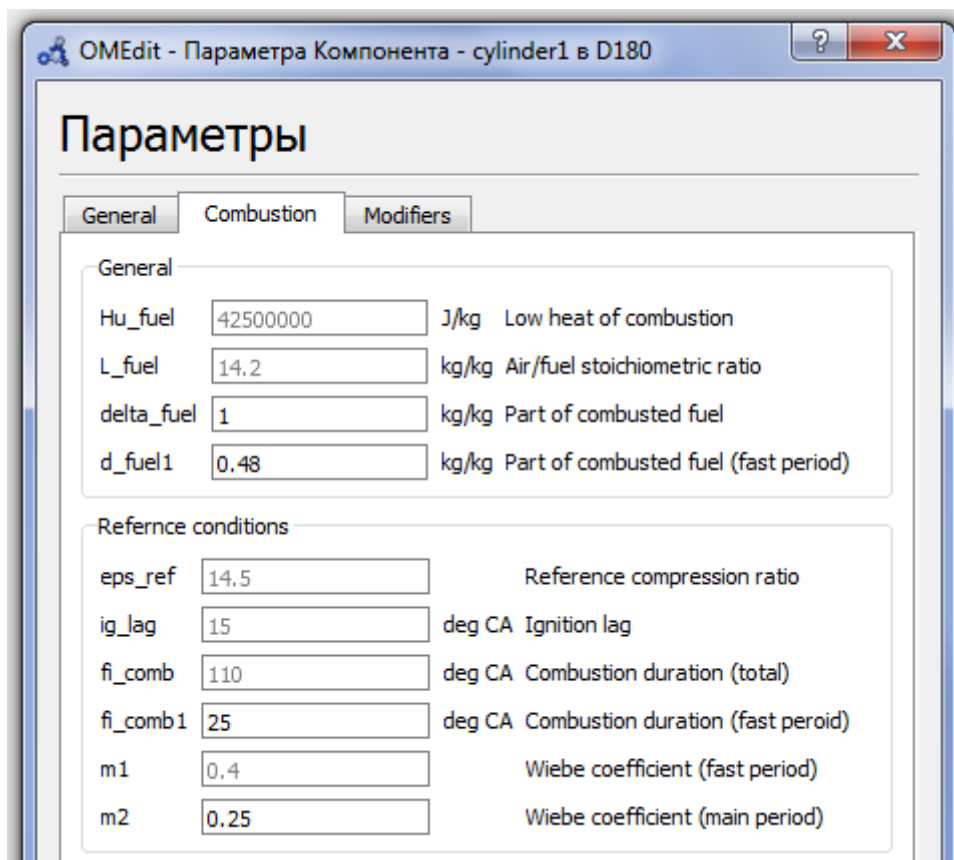


Рисунок 2.19 – Пример диалогового окна (фрагмент) для настройки параметров цилиндра ПО «Программный класс для определения влияния степени сжатия на показатели рабочих процессов в камере сгорания дизеля»

«Программный класс для определения влияния степени сжатия на показатели рабочих процессов в камере сгорания дизеля» прошел процедуру государственной регистрации, получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2020614099 от 26.03.2020 [250] (Приложение Б.).

Оценка механических нагрузок на детали КШМ выполнялась по известным методикам [200] и [251], поэтому ниже излагаются только особенности математической модели, внесенные в ходе выполнения диссертационной работы. Перемещение поршня в смещенном механизме:

$$S_p = R_c \cdot \left( 1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \varphi)) - k_c \cdot \lambda \cdot \sin(\varphi) \right), \quad (2.27)$$

где:  $\varphi$  – угол ПКВ;  $R_c$  – радиус кривошипа;  $\lambda = S_{p \max} / L$  – отношение максимального перемещения поршня ( $S_{p \max}$ ) к длине шатуна ( $L$ );  $k_c = a / R_c$  – относительное смещение оси цилиндра ( $a$  – абсолютное смещение) от оси коленчатого вала.

Максимальное перемещение поршня, учитывающее смещение оси цилиндра:

$$S_{p \max} = \sqrt{\left( (L + R_c)^2 - a^2 \right) - \left( (L - R_c)^2 - a^2 \right)}. \quad (2.28)$$

Угол наклона шатуна относительно оси цилиндра:

$$\beta_c = \arcsin \left( \frac{\left( \frac{S_p}{2} \cdot \sin(\varphi) \right) - a}{L} \right). \quad (2.29)$$

Линейная скорость поршня и угловая скорость шатуна, в отличие от известных методик [200, 251], определяются методом численного дифференцирования перемещения и угла поворота шатуна, соответственно:

$$V_p = \frac{dS_p}{d\tau}, \quad (2.30)$$

$$V_c = \frac{d\beta_c}{d\tau}. \quad (2.31)$$

Аналогично определяются линейное ускорение поршня и угловое ускорение шатуна:

$$J_p = \frac{dV_p}{d\tau}, \quad (2.32)$$

$$J_c = \frac{dV_c}{d\tau}. \quad (2.33)$$

Угол ПКВ и его угловая скорость определяются в ходе решения системы уравнений, описывающих динамику двигателя:

$$w = \frac{d\varphi}{d\tau}, \quad (2.34)$$

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{M_k - M_f}{J}. \quad (2.35)$$

где:  $J$  – суммарный момент инерции КШМ и маховика;  $M_k$  – крутящий момент двигателя;  $M_f$  – момент сопротивления вращению.

В остальном методика оценки механических нагрузок на детали КШМ соответствует методикам [200] и [251]. Момент сопротивления вращению коленчатого вала определяется по методике Shayler, Leong, Murphy [219], учитывающей зависимость потерь на трение в КШМ, ГРМ и вспомогательных механизмах от вязкости масла.

Обобщенную оценку теплонапряженности дизеля удобно произвести по критерию фирмы «Доксфорд» [252]:

$$q \approx K \cdot \left( \frac{G_m}{F_n} \right)^a \cdot \frac{1}{(A \cdot n \cdot S_\Sigma \cdot \rho_\epsilon)^b}, \quad (2.36)$$

где:  $K$  – коэффициент;  $G_m$  – часовой массовый расход топлива;  $F_n$  – площадь поршня;  $S_\Sigma$  – суммарный ход поршней;  $\rho_\epsilon$  – плотность воздуха на входе в цилиндр;  $A = \epsilon / (\epsilon - 1)$ ;  $a$  и  $b$  – показатели степени, зависящие от рассматриваемой поверхности, которые, согласно рекомендациям [253], могут быть приняты равными: для головки цилиндра – 1.15 и 0.655; для гильзы цилиндра – 1.8 и 1.0; для поршня 1.0 и 0.57, соответственно.

Относительное изменение критерия (2.36) при изменении геометрической степени сжатия и прочих равных условиях:

$$\frac{q}{q'} = \left( \frac{\varepsilon' \cdot (\varepsilon - 1)}{\varepsilon \cdot (\varepsilon' - 1)} \right)^b. \quad (2.37)$$

Если предположить, что в уравнении (2.36) относительное изменение плотности воздуха на входе в цилиндр пропорционально относительному изменению давлению наддува:

$$\frac{\rho_a}{\rho'_a} = \frac{P_k}{P'_k}, \quad (2.38)$$

то уравнение (2.37) примет вид:

$$\frac{q}{q'} = \left( \frac{\varepsilon' \cdot P'_k \cdot (\varepsilon - 1)}{\varepsilon \cdot P_k \cdot (\varepsilon' - 1)} \right)^b. \quad (2.39)$$

Таким образом, разработана феноменологическая математическая модель процессов дизеля для оценки влияния различных факторов на его тепловую и механическую нагруженность, в отличие от известных, включающая зависимости для определения относительного изменения ПЗВ топлива в КС, показателя  $m$  в уравнении И.И. Вибе и критерия теплонапряженности дизеля от относительного изменения геометрической степени сжатия и давления наддува.

2.4 Расчетное определение влияния различных факторов на тепловую и механическую нагруженность дизеля инверторной энергоустановки

С использованием разработанной математической модели (п. 2.3) было проведено расчетное исследование влияния различных факторов на тепловую и механическую нагруженность ДВС в составе инверторной энергетической установки. На рисунке 2.20 показана графическая схема имитационной модели двигателя 4ЧН15/20.5. Учитывая, что инверторная энергоустановка работает на режимах близких к стационарным, газотурбинный наддув имитировался граничными условиями.

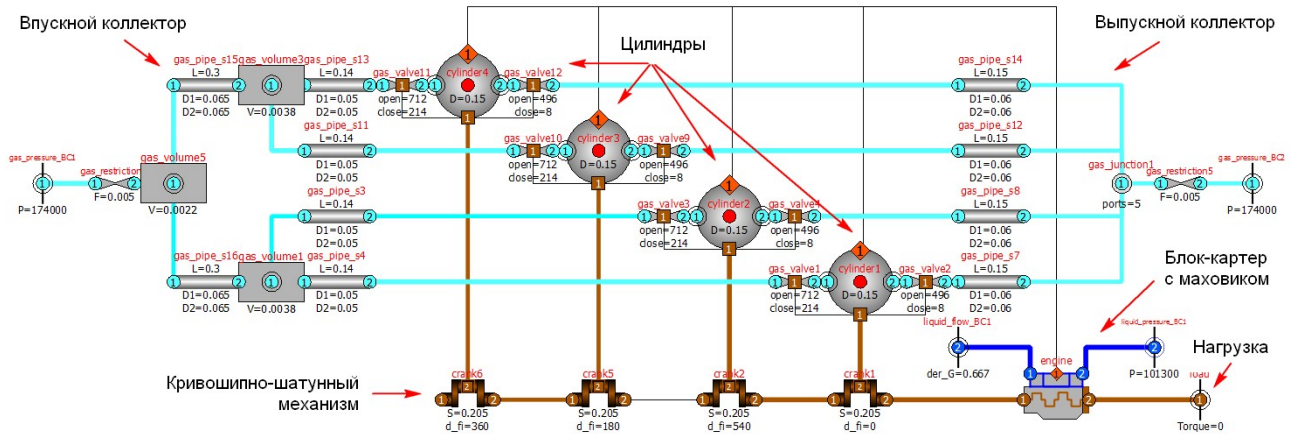


Рисунок 2.20 – Графическая схема имитационной модели двигателя 4ЧН15/20.5

Для дизеля 4ЧН15/20.5, согласно ранее полученным данным [254], референсные условия для основного периода сгорания –  $m' = 0.25$ ,  $\tau'_z = 14.67$  мс; для быстрого –  $m' = 0.4$ ,  $\tau'_z = 3.33$  мс; ПЗВ –  $\tau'_i = 2$  мс. Для стабилизации показателей двигателя в ходе расчета имитировалась его предварительная прокрутка при неизменных граничных условиях с началом подачи топлива в момент 0.5 с от начала расчета. Пример переходного процесса показан на рисунке 2.21, из которого видно, что примерно на третьем цикле от начала подачи топлива (0.8 с от начала расчета) происходит стабилизация показателей. Поэтому далее показатели приводятся для четвертого рабочего цикла (0.78...0.88 с).

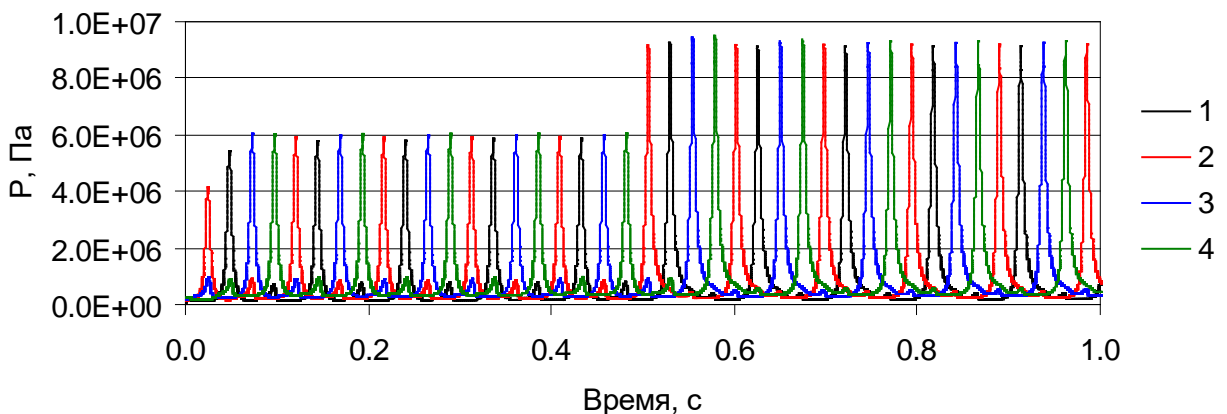


Рисунок 2.21 – Расчетные индикаторные диаграммы двигателя 4ЧН15/20.5

(1...4 – номера цилиндров)

На графике (рисунок 2.22) показано влияние суммарной степени сжатия на относительные величины  $m$  и  $\tau_i$ , из которого виден разнонаправленный характер этого влияния. С одной стороны, увеличение  $\varepsilon_0$  ведёт к уменьшению ПЗВ, в результате чего максимум скорости тепловыделения смещается в сторону меньших углов ПКВ. С другой стороны, увеличение  $\varepsilon_0$  ведёт к росту величины  $m$ , что влечёт смещение максимума скорости тепловыделения в сторону бóльших углов ПКВ.

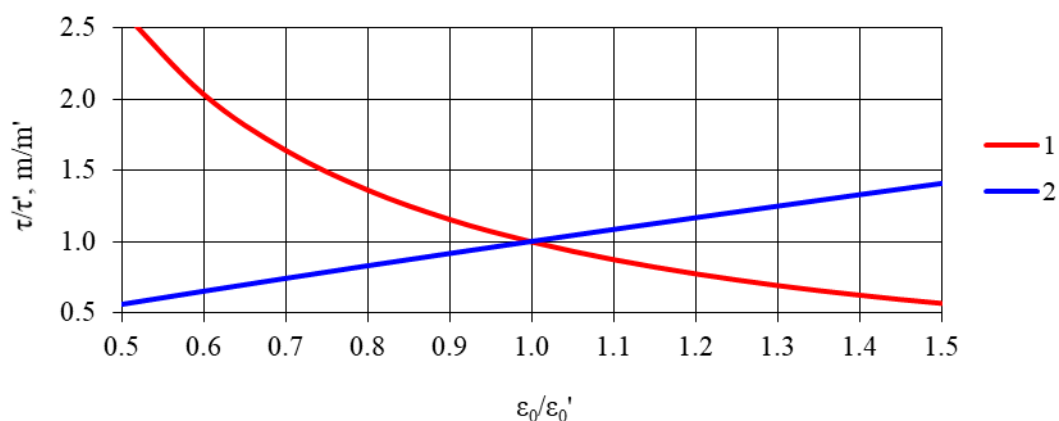


Рисунок 2.22 – Влияние суммарной степени сжатия на относительные величины  $\tau_i$  (1) и  $m$  (2) ( $P_k = const$ )

На рисунке 2.23 показана расчетная зависимость показателя  $m$  в уравнении И.И. Вибе для двигателя 4ЧН15/20.5 от геометрической степени сжатия и давления наддува, полученная с применением уравнения (2.26). Как видно из рисунка, с увеличением как геометрической степени сжатия, так и давления наддува, величина показателя  $m$  растёт.



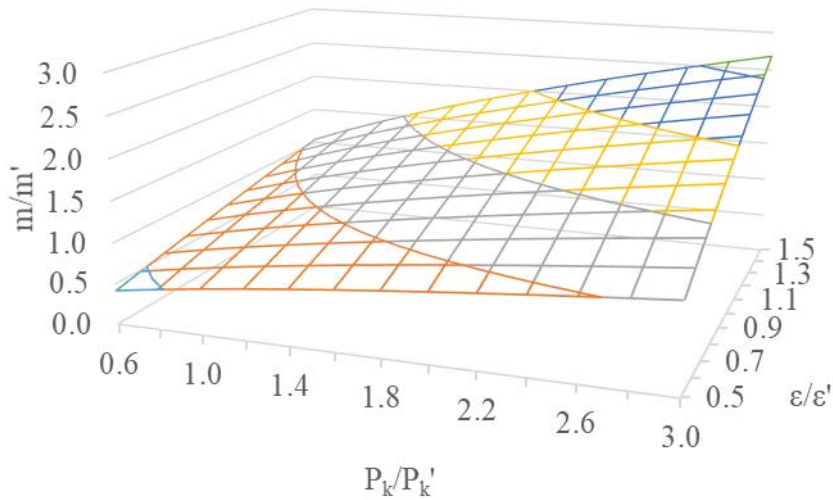


Рисунок 2.23 – Расчетные зависимости показателя  $m$  в уравнении И.И. Вибе для двигателя 4ЧН15/20.5 от геометрической степени сжатия и давления наддува ( $n_k = 1.7$ )

На рисунках 2.24...2.29 показаны расчетные осциллограммы показателей, характеризующих тепломеханическую нагруженность деталей ПДВС, при различных величинах геометрической степени сжатия и давления наддува на режиме номинальной мощности. На всех рисунках: вариант 1 – базовый ( $\varepsilon = 14.5$ ); вариант 2 – степень сжатия снижена ( $\varepsilon = 13.5$ ); вариант 3 – степень сжатия снижена ( $\varepsilon = 14.5$ ), давление наддува увеличено до значения, обеспечивающего ту же эффективную мощность, что и в базовом варианте ( $N_e/N_e' = 1$ ).

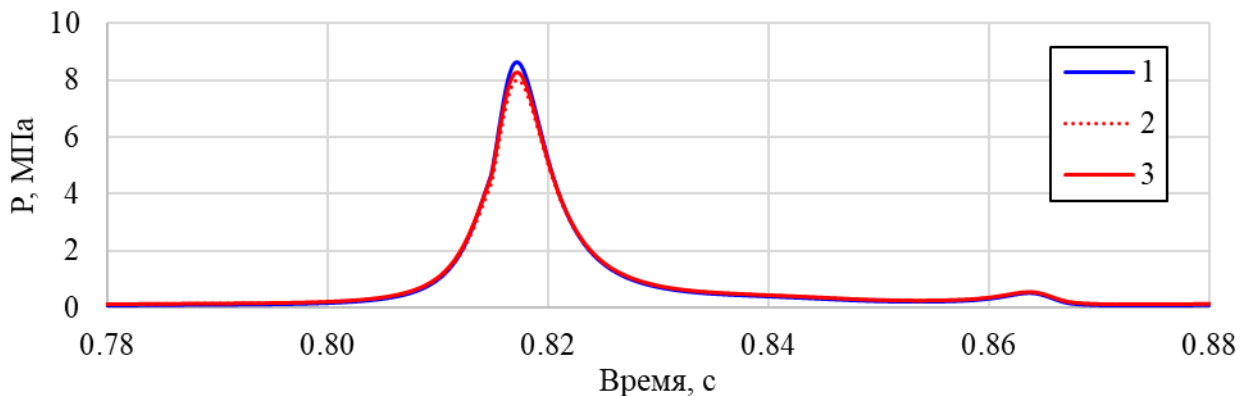


Рисунок 2.24 – Давление газов в КС ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.200 \text{ г}$ ):  
 1 –  $\varepsilon = 14.5$ ,  $P_k/P_k' = 1$ ,  $N_e/N_e' = 1$ ; 2 –  $\varepsilon = 13.5$ ,  $P_k/P_k' = 1$ ,  $N_e/N_e' = 0.962$ ;  
 3 –  $\varepsilon = 13.5$ ,  $P_k/P_k' = 1.067$ ,  $N_e/N_e' = 1$

Как видно из рисунка 2.24, снижение геометрической степени сжатия влечет уменьшение максимального давления газов в КС, при этом эффективная мощность двигателя снижается на 3.8 %. Повышение давления наддува позволяет «восстановить» мощность на прежнем уровне, при этом максимальное давление газов хотя и повышается, но остается ниже чем для базового варианта расчета. Соответственно уменьшаются нагрузки на основные детали КШМ (рисунки 2.25 и 2.26).

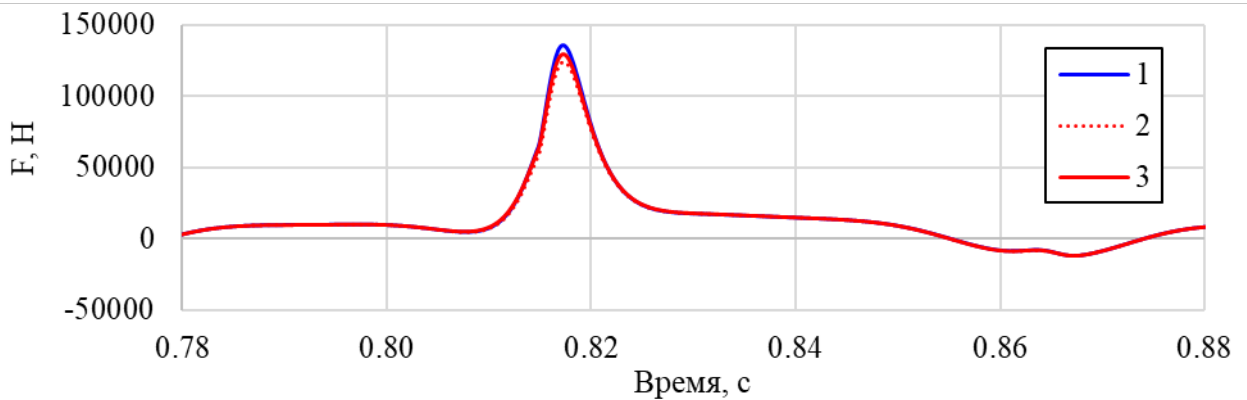


Рисунок 2.25 – Суммарные силы, действующие на поршень

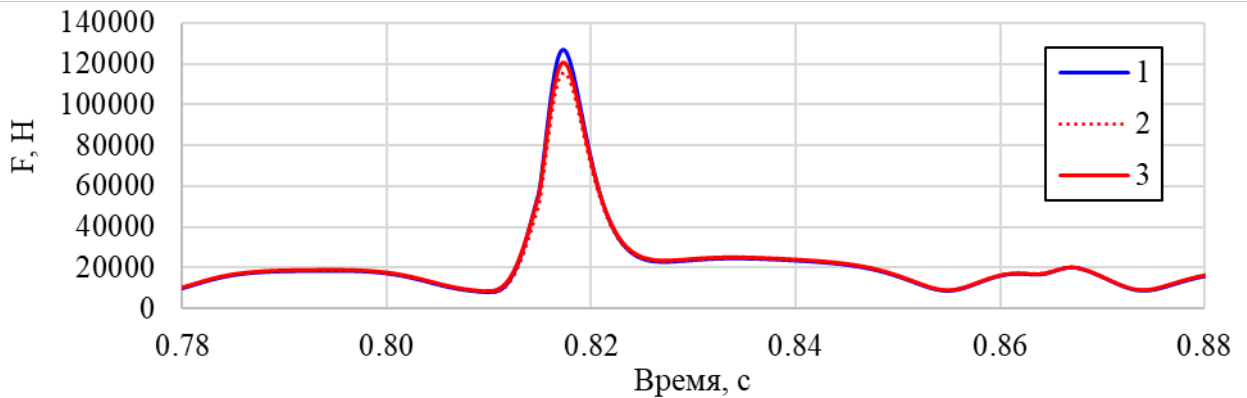


Рисунок 2.26 – Суммарные силы, действующие на шатунный подшипник

Уменьшение степени сжатия при  $P_k/P_k' = const$  практически не отразилось на температуре газов в КС (рисунок 2.27). Последующее увеличение давления наддува привело к её снижению (величина  $T_z$  уменьшилась на 85 К).

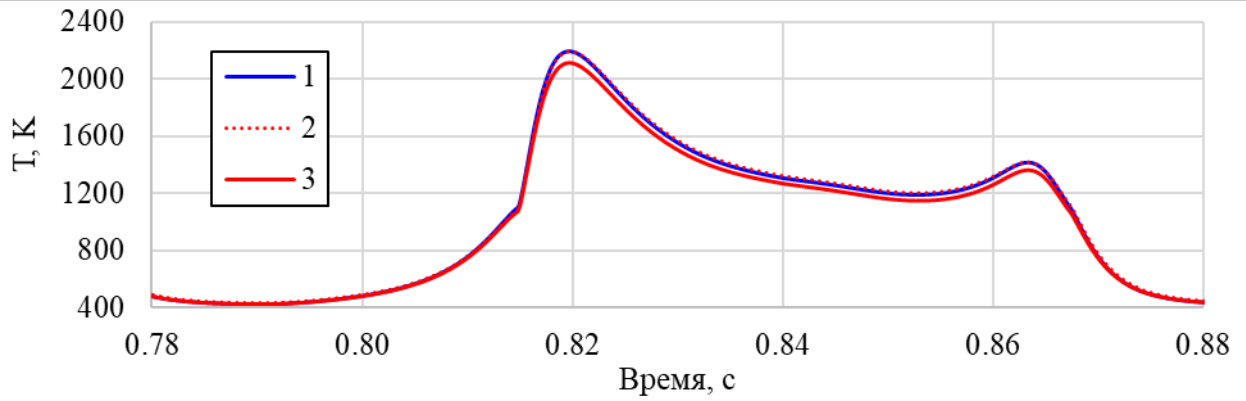
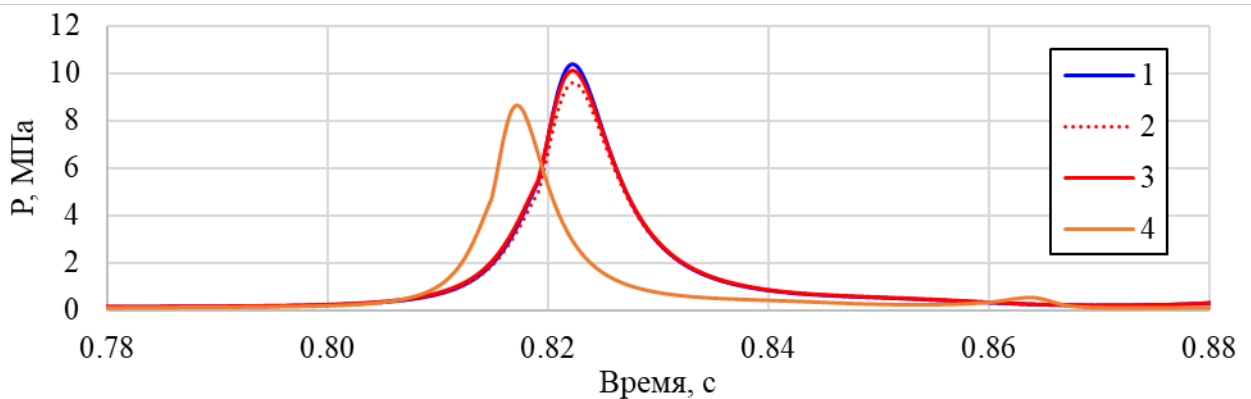


Рисунок 2.27 – Температура газов в КС

Аналогичным образом снижение степени сжатия и увеличение давления наддува влияет на показатели ПДВС на других режимах его работы (рисунки 2.28...2.31). Расчетная диаграмма давления газов в КС ( $n = 950 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.225 \text{ г}$ ), рисунок 2.30, определена для режима номинальной мощности, поэтому цикловая подача топлива увеличена с  $0.200 \text{ г}$  до  $0.225 \text{ г}$  (на  $12.5 \%$ ). Так как частота вращения КВ снижена с  $1250 \text{ мин}^{-1}$  до  $950 \text{ мин}^{-1}$  (на  $24 \%$ ), имеет место снижение удельного эффективного расхода топлива на  $11.5 \%$ , что дополнительно иллюстрирует эффективность перевода ПДВС на режим работы с пониженной частотой вращения КВ.

Рисунок 2.28 – Давление газов в КС (1...3:  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.225 \text{ г}$ ):

$$1 - \varepsilon = 14.5, P_k/P_k' = 1, N_e/N_e' = 1; 2 - \varepsilon = 13.5, P_k/P_k' = 1,$$

$$N_e/N_e' = 0.958; 3 - \varepsilon = 13.5, P_k/P_k' = 1.1, N_e/N_e' = 1;$$

$$4 - n = 1250 \text{ мин}^{-1}, q_u = 0.200 \text{ г}, \varepsilon = 14.5, P_k/P_k' = 1, N_e/N_e' = 1$$

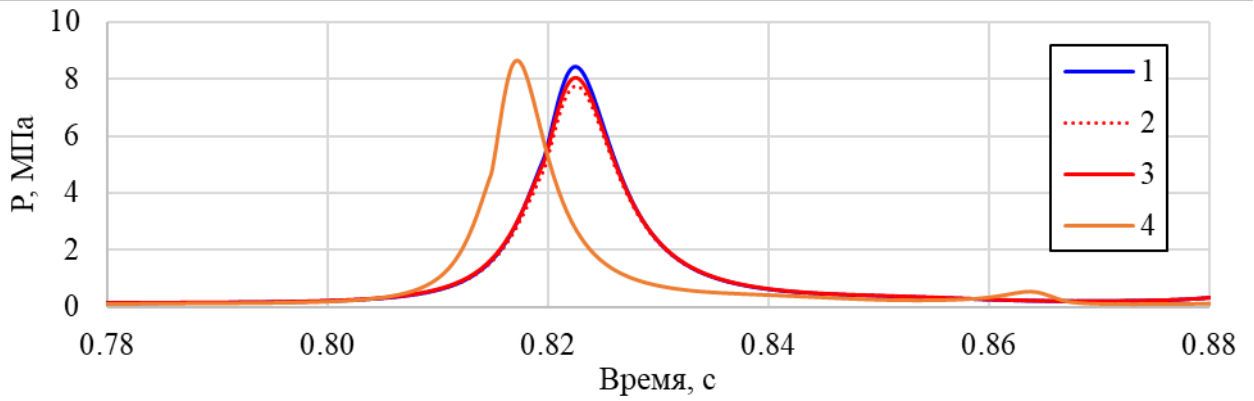


Рисунок 2.29 – Давление газов в КС (1...3:  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.175 \text{ г}$ ):

1 –  $\varepsilon = 14.5$ ,  $P_k/P_k' = 1$ ,  $N_e/N_e' = 1$ ; 2 –  $\varepsilon = 13.5$ ,  $P_k/P_k' = 1$ ,

$N_e/N_e' = 0.898$ ; 3 –  $\varepsilon = 13.5$ ,  $P_k/P_k' = 1.06$ ,  $N_e/N_e' = 1$ ;

4 –  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.200 \text{ г}$ ,  $\varepsilon = 14.5$ ,  $P_k/P_k' = 1$ ,  $N_e/N_e' = 1$

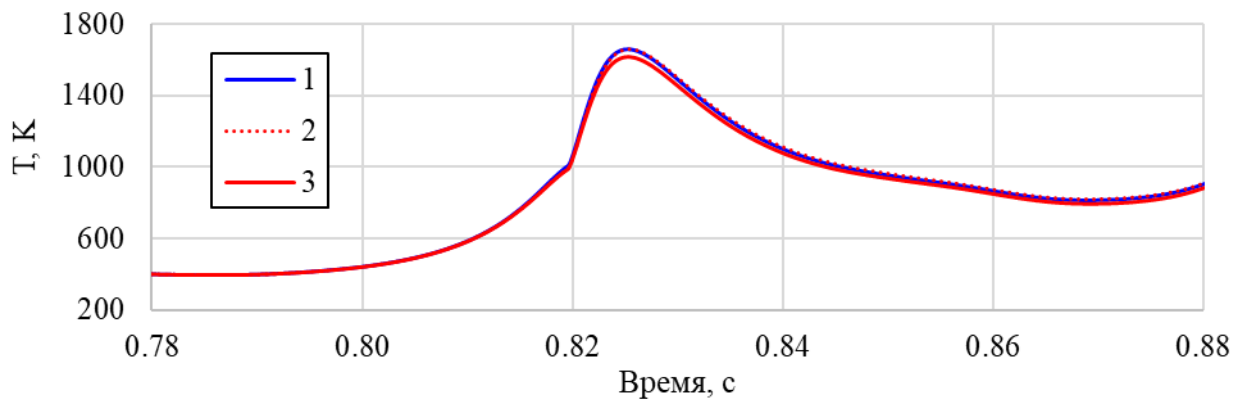


Рисунок 2.30 – Температура газов в КС

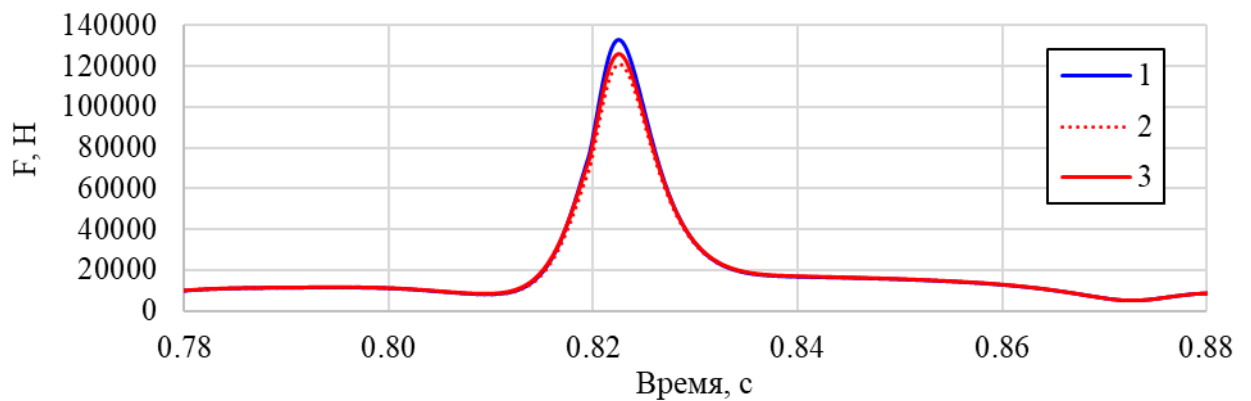


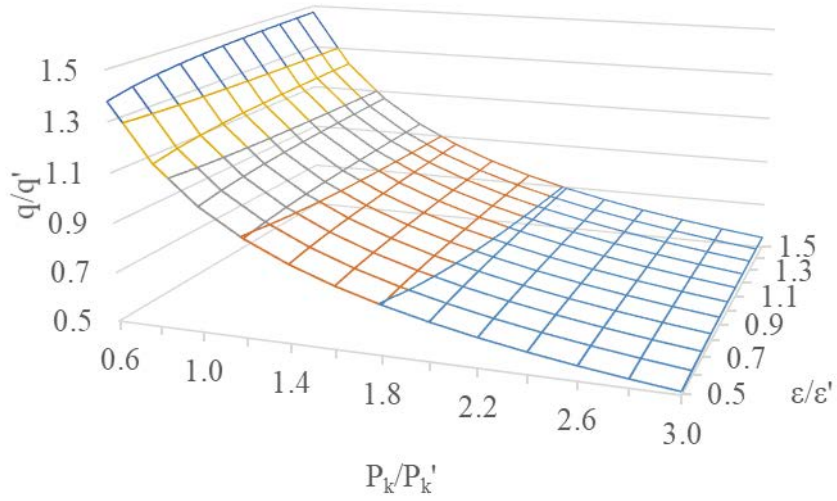
Рисунок 2.31 – Суммарные силы, действующие на шатунный подшипник

На рисунке 2.28 дополнительно показана диаграмма давления газов на режиме  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.200 \text{ г}$ , свидетельствующая о росте величины  $P_z$  при понижении частоты вращения КВ (сдвиг линии (4) произошел из-за разницы частот вращения КВ).

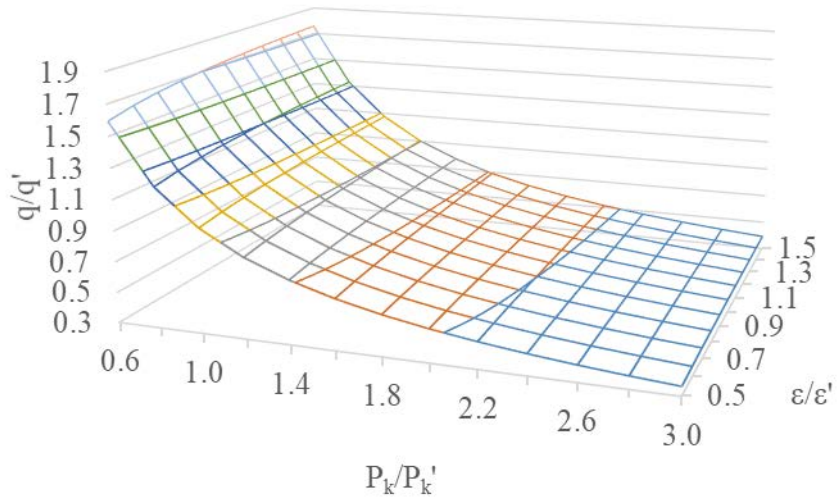
Большинство режимов работы ПДВС, приведенных на рисунках 2.24...2.31, не являются типичными для инверторной энергоустановки (кроме варианта (3) при  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.200 \text{ г}$ ). Оптимальный алгоритм управления частотой вращения КВ предусматривает её снижение при уменьшении нагрузки (см. п. 4.1). На рисунке 2.29 показана более типичная диаграмма давления газов на режиме  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_u = 0.175 \text{ г}$ , соответствующая режиму частичной нагрузки инверторной энергоустановки. Из рисунка видно, что максимальное давление газов в КС не превышает рекомендуемой заводом-изготовителем ПДВС величины (9.5 МПа).

На рисунке 2.30 показаны диаграммы температуры газов в КС, а на рисунке 2.31 – суммарные нагрузки на шатунный подшипник коленчатого вала, иллюстрирующие положительное влияние снижения степени сжатия и одновременного повышения давления наддува на механическую и тепловую нагруженность деталей ДВС в составе инверторной энергоустановки.

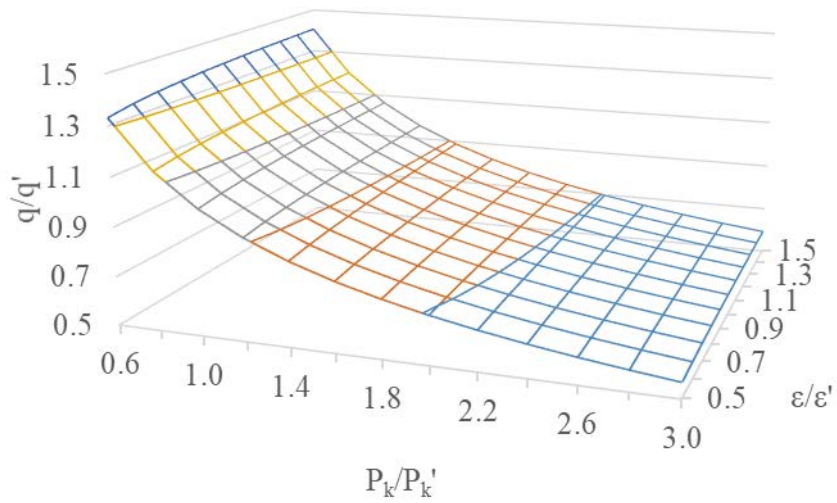
Зависимость критерия теплонапряженности от относительного изменения степени сжатия ( $\varepsilon' = 14.5$ ) и давления наддува для различных поверхностей, полученная на основании уравнения (2.39), показана на рисунке 2.32. Анализ рисунка свидетельствует, что уменьшение геометрической степени сжатия и увеличение давления наддува влекут уменьшение величины критерия теплонапряженности, поэтому данное мероприятие целесообразно с точки зрения снижения тепловой и механической нагруженности деталей первичного двигателя инверторной энергоустановки. При этом значимость влияния давления наддува на критерий теплонапряженности существенно выше, чем геометрической степени сжатия.



головка цилиндра



гильза цилиндра



поршень

Рисунок 2.32 – Зависимость относительной величины критерия  
теплонапряженности от степени сжатия ( $\varepsilon' = 14.5$ )

## 2.5 Выводы и рекомендации по 2-ой главе

В ходе расчетно-теоретической части исследования:

1) Выполнен анализ термического КПД теоретического замкнутого цикла со смешанным подводом теплоты и газотурбинным наддувом:

- определена зависимость термического КПД цикла Тринклера от степени сжатия поршневой части и компрессора с учетом ограничения максимального давления цикла;

- предложено уравнение для определения степени сжатия поршневой части и компрессора, при которых достигается максимальное значение термического КПД для различных величин относительного максимального давления цикла;

- выявлены зависимости предельных величин степеней повышения давления и последующего расширения, исходя из условия роста максимально возможного термического КПД при снижении степени сжатия поршневой части;

- обоснована целесообразность снижения геометрической степени сжатия и одновременного повышения давления наддува при конвертации дизеля в составе инверторной энергоустановки, для повышения термического КПД его цикла с сохранением величины максимального давления сгорания.

2) Выполнено расчетное определение влияния геометрической степени сжатия на показатели назначения и безопасности дизеля с применением CFD-модели, в ходе которого установлено:

- уменьшение геометрической степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 с 14.5 до 13.5 при прочих равных условиях не приводит к уменьшению индикаторного крутящего момента, а в отдельных случаях (например, на режиме номинальной частоты вращения и максимальной цикловой подачи топлива) влечет увеличение индикаторного крутящего момента на величину до 2.7 %;

- причиной сохранения на исходном уровне или роста индикаторного крутящего момента при снижении степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 с 14.5 до 13.5 является изменение газодинамических условий в КС (уменьшение завихренности и турбулентности газа) влекущее смещение основной фазы горения топлива далее за ВМТ;

- уменьшение степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 с 14.5 до 13.5 при прочих равных условиях ожидаемо влечет снижение максимального давления сгорания на величину до 13 %, кроме того, снижаются выбросы большинства нормируемых вредных веществ с ОГ (оксидов азота – на 2 %, сажевых частиц – в 2 раза, углеводородов – почти до нуля), рост выбросов оксидов углерода II не превышает допустимых норм;

- рациональная величина степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5 конвертированного для работы в составе инверторной энергоустановки, выявленная в ходе CFD-расчета, составляет 13.5 единиц.

3) Разработана феноменологическая математическая модель процессов дизеля для оценки влияния различных факторов на расход топлива, тепловую и механическую нагруженность, которая, в отличие от известных, включает зависимости для определения относительного изменения ПЗВ топлива в КС, показателя  $m$  в уравнении И.И. Вибе и критерия теплонапряженности дизеля от относительного изменения геометрической степени сжатия и давления наддува.

4) С применением разработанной феноменологической математической модели определено влияние различных факторов на тепловую и механическую нагруженность дизеля инверторной энергоустановки, в том числе:

- выявлены зависимости ПЗВ, показателя  $m$  в уравнении И.И. Вибе и критерия теплонапряженности основных деталей двигателя 4ЧН15/20.5 от геометрической степени сжатия и давления наддува;

- доказано, что уменьшение геометрической степени сжатия и увеличение давления наддува влекут уменьшение нагрузок на основные детали КШМ, поэтому данное мероприятие целесообразно с точки зрения снижения механической нагруженности деталей ПДВС инверторной энергоустановки;

- доказано, что уменьшение геометрической степени сжатия и увеличение давления наддува влекут уменьшение величины критерия теплонапряженности, поэтому данное мероприятие целесообразно с точки зрения снижения тепловой нагруженности деталей ПДВС инверторной энергоустановки.



### 3 Методика экспериментального исследования первичного конвертированного дизеля

#### 3.1 Объект экспериментального исследования

Объектом экспериментального исследования являлся дизель 4ЧН15/20.5 (Д 180), выпускаемый ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» по ТУ 23.108-274-99, модификация которого Д 180.000-5 используется в качестве первичного в составе энергоустановки ДГУ-100С (рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 – Энергоустановка ДГУ-100С на стенде ОАО «НИИ АТТ»

Особенностью установки является наличие повышающего редуктора между двигателем и генератором. Дизель – четырехцилиндровый, рядный, жидкостного охлаждения, с камерой сгорания ЦНИДИ, газотурбинным наддувом и непосредственным впрыском топлива. Система смазки – с масляным радиатором. Пуск двигателя осуществляется электростартерной системой пуска. Штатные СПП отсутствуют, в качестве СОП используется декомпрессор. Краткая характеристика энергоустановки и дизеля приведена в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Основные технические характеристики объектов экспериментального исследования: энергоустановки ДГУ-100С и дизеля 4ЧН15/20.5 (Д 180.000-5)

Параметр	Значение
Энергоустановка ДГУ-100С	
Номинальная электрическая мощность, кВт	100
Удельный расход топлива, г/кВт·ч, не более	255 <sup>+7</sup>
Номинальное напряжение, В	400
КПД генератора, %, не менее	91.4
КПД редуктора, %, не менее	94
Двигатель Д 180.000-5	
Тип двигателя	4ЧН15/20.5
Степень сжатия	14.5
Максимальная мощность, кВт	136 <sup>+3.7</sup>
Номинальная мощность, кВт	128.7 <sup>+3.7</sup>
Частота вращения при максимальной мощности, мин <sup>-1</sup>	1250 <sup>±10</sup>
Максимальная частота вращения холостого хода, мин <sup>-1</sup>	1280 <sup>±10</sup>
Номинальный удельный расход топлива, г/кВт·ч, не более	211 <sup>+7</sup>
Ресурс до 1-го капитального ремонта, ч	12000

Дизель испытывался в двух вариантах комплектации: серийной (степень сжатия 14.5) и опытной (степень сжатия 12.5) – с дополнительно установленными деталями и узлами:

- ТНВД с корректором с нелинейной характеристикой конструкции Н.С. Морозко и Е.М. Катаева [255], позволяющим задавать требуемый закон изменения цикловой подачи топлива в зависимости от положения рычага управления регулятором и частоты вращения КВ дизели;

- кулачковым валом ТНВД с профилем кулачков по типу насоса НК-12;

- поршнями с объемом камеры сгорания 0.252 дм<sup>3</sup>;

- турбокомпрессорами ТКР-11 и ТКР-8.5С (таблица 3.2);

- фронтальным воздухо-воздушным ОНВ;
- системой подогрева воздуха на впуске, состоящей из трех ТЭН суммарной мощностью 1500 Вт, смонтированных во впускном коллекторе.

Таблица 3.2 – Технические характеристики турбокомпрессоров

Параметр	Значение	
	ТКР-11	ТКР-8.5С
Диаметр колеса турбины, мм	110/88	85/70
Диаметр колеса компрессора, мм	110/65	85/60
Частота вращения вала ротора, мин <sup>-1</sup>	45000	80000
Максимальная производительность, кг/с	0.18	0.20
Допустимая температура газов перед турбиной, °С	650	650
Максимальный адиабатический КПД компрессора	0.72	0.77
Максимальный эффективный КПД турбины	0.74	0.70

При проведении анализа, дополнительно использовались ранее полученные ОАО «НИИ АТТ» результаты стендовых испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 в опытном варианте комплектации с поршнями, обеспечивающими степень сжатия 13.5 и турбокомпрессором ТКР-8.5С.

Номинальной мощностью первичного двигателя для дизель-генератора электрической мощностью 100 кВт с учетом механических и электрических потерь в генераторе, потерь на трение в трансмиссии, номинального значения коэффициента реактивной нагрузки  $\cos \varphi = 0.8$ , будем считать мощность 110 кВт.

Физико-химический анализ дизельного топлива, масла (М-8ДМ и М10Г<sub>2</sub>) и антифриза (ОЖ-65) был выполнен в лаборатории горюче-смазочных материалов ОАО «НИИ АТТ», он подтвердил соответствие показателей требованиям ГОСТ 305-82 [256] ГОСТ 8581-78 [257] и ГОСТ 28084-89 [258], соответственно (здесь и далее приведены стандарты, действовавшие на момент испытаний).

### 3.2 Метрологическое обеспечение экспериментального исследования, оценка точности измерений

Испытания проводились в аккредитованной Росстандартом Испытательной лаборатории ОАО «НИИ АТТ» с использованием поверенного и откалиброванного оборудования и измерительных приборов. При испытаниях двигателя применялись датчики и аппаратура с параметрами точности согласно ГОСТ 18509-88 [259] (так как двигатель – конвертированный). Перечень измеряемых параметров и средств измерения приведен в таблицах 3.3 и 3.4.

Таблица 3.3 – Перечень измеряемых параметров и средств измерения при стендовых испытаниях дизеля

Измеряемый параметр	Наименование СИ, тип	Пределы измерения	Погрешность (класс точности)
Крутящий момент, Н·м	Стенд С-67	0...1000	ПГ ± 40
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>		1000...4000	ПГ ± 20
		0...4000	ПГ ± 2
Расход топлива, кг/ч	AVL 703 DS	0...80	ПГ ± 0.5 %
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	Сопло Вентури; микроманометр ММН-240	0...12700	ПГ ± 2 % кТ 1
Атмосферное давление воздуха, кПа	Метеометр МЭС 202	80...110	ПГ ± 0.3
Температура воздуха в операторской, °С		0...50	ПГ ± 1
Влажность воздуха, %	Термогигрометр ИВА-6Б	0...98	ПГ ± 3 %

Продолжение таблицы 3.1

Измеряемый параметр	Наименование СИ, тип	Пределы измерения	Погрешность (класс точности)
Температура топлива, °С	Термопреобразователь термоэлектрический ТСМ-0879-01Б 100М. Измеритель-регулятор микропроцессорный ТРМ1-Щ2.У.И	0...200	кТ В
		- 200...200	кТ 0.25
Температура воздуха на входе в дизель, °С	Термогигрометр ИВА-6Б	0...60	ПГ ± 0.5
Температура воздуха до ОНВ, °С	Термопреобразователь термоэлектрический ТСМ-0879-01Б 100М Измеритель-регулятор микропроцессорный ТРМ1-Щ2.У.И	0...200	кТ В
		- 200...200	кТ 0.25
Температура воздуха после ОНВ, °С	Термопреобразователь термоэлектрический ТСМ-0879-01Б 100М Измеритель-регулятор микропроцессорный ТРМ1-Щ2.У.И	0...200	кТ В
		- 200...200	кТ 0.25

Продолжение таблицы 3.1

Измеряемый параметр	Наименование СИ, тип	Пределы измерения	Погрешность (класс точности)
Температура жидкости на выходе дизеля, °С	Термопреобразователь термоэлектрический ТСМ-0879-01Б 100М	0...200	кТ В
	Измеритель-регулятор микропроцессорный ТРМ1-Щ2.У.И	- 200...200	кТ 0.25
Температура отработавших газов, °С	Термопреобразователь термоэлектрический ТХА	0...650	кТ ХА
	Измеритель-регулятор микропроцессорный ТРМ1-Щ2.У.И	-200...1360	кТ 0.5
Температура поршня, °С	Термопреобразователь термоэлектрический ТХА	100...4000	кТ ХА
	прибор КСП-4		кТ 0.5
Давление масла в ГММ, МПа	Манометр МТИ	0...1	кТ 0.6
Сопротивление ОНВ, кПа	Датчик Метран-100-ДД	0...16	кТ 0.5
	Измеритель регулятор микропроцессорный ТРМ1А-Щ2.АТ.И	0...20 мА	кТ 0.5
Разряжение на впуске дизеля, кПа	Датчик Метран-100-ДВ	0...4	кТ 0.15
	Измеритель регулятор микропроцессорный ТРМ1А-Щ2.АТ.И	0...20 мА	кТ 0.5

Окончание таблицы 3.1

Измеряемый параметр	Наименование СИ, тип	Пределы измерения	Погрешность (класс точности)
Давление наддува, кПа	Манометр МТИ	0...160	кТ 1
Давление отработавших газов, кПа	Датчик Метран-100-ДИВ Измеритель регулятор микропроцессорный ТРМ1А-Щ2.АТ.И	0...8 0...20 мА	кТ 0.15 кТ 0.5

Таблица 3.4 – Перечень измеряемых параметров и средств измерения при испытаниях дизеля в климатической камере

Измеряемый параметр	Наименование СИ, тип	Пределы измерения	Погрешность
Частота вращения КВ, мин <sup>-1</sup>	Ручной приставной тахометр СК	0...300	ПГ ±1
Температура поверхности впускного коллектора, °С	Термопара ХА 11/2П679 прибор КСП-4	минус 30...200	ПГ ±2.5
Температуры воздуха в коллекторе, °С	Термопара ХК прибор КСП-4	минус 30...200	ПГ ±2.5
Время, с	Секундомер СМ-60	0...2000	±0.1

Расход воздуха через двигатель определялся с помощью установленного перед калибровочной шайбой, имитирующей сопротивление воздушного фильтра, сопла Вентури диаметром 84.33 мм по формуле:

$$G_g = 88.2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{лем}}{\rho_{лем}}}, \text{ кг/ч} \quad (3.1)$$

где:  $\Delta P_{лем}$  – перепад давления в сопле, мм вод. ст.;  $\rho_{лем}$  – плотность воздуха в сужающем устройстве, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_{лем} = \frac{0.104 \cdot B_0 + \Delta P_{лем}}{29.27 \cdot (273 + t_0)}, \quad (3.2)$$

где:  $B_{окр}$  – атмосферное давление, Па;  $t_0$  – температура среды, °С.

Приводная мощность вентилятора вычислялась по эмпирической формуле, полученной ОАО «НИИ АТТ» для двигателя 4ЧН15/20.5:

$$N_g = 2.108 \cdot 10^{-6} \cdot n^3. \quad (3.3)$$

Теплоотдача в системы охлаждения и смазки и двигателя определялась через расход и перепад температур масла и воды на входе и на выходе из дизеля. Температура поверхности впускного коллектора, при проведении испытаний в климатической камере, измерялась при помощи ХА-термопары, установленной на глубине 1 мм в его средней части. Температуры воздуха в коллекторе определялась ХК-термопарой и термоэлектродами диаметром 0.2 мм. Температура поршня над первым поршневым кольцом измерялась с помощью ХА-термопары, установленной на глубине 1 мм и расстоянии 5 мм от кольца со стороны выпускных клапанов.

В связи с отсутствием технических условий на двигатель с ОНВ, для приведения показателей дизеля к нормальным условиям, были использованы данные таблиц 5 и 6 ГОСТ 18509-88 аппроксимированные полиномом третьего порядка.



### 3.3 Методика испытаний дизеля на нагрузочном стенде

Двигатель 4ЧН15/20.5 монтировался на испытательном стенде С-67 (рисунок 3.2) ОАО «НИИ АТТ», аттестованном Росстандартом РФ, и подключался к штатным системам стенда. Нагрузочное устройство стенда – индукторный тормоз Schenck W-700, система управления – фирмы Schenck.

При проведении испытаний использовались дизельное топливо марки ДЛ по ГОСТ 305-82 и масло М10Г<sub>2</sub> по ГОСТ 8581-78. В процессе испытаний температура ОЖ и масла на выходе из двигателя поддерживалась на уровне 85...95 °С. Ограничивающими параметрами при испытаниях являлись температура поршня над первым поршневым кольцом – 255 °С, не более (предел для масел группы Г) и максимальное давление сгорания – 11 МПа, не более (согласно рекомендациям завода-изготовителя).



Рисунок 3.2 – Дизель 4ЧН15/20.5 на нагрузочном стенде

Испытания проводились в следующей последовательности:

- определялись скоростные и нагрузочные характеристики двигателя;
- на основании полученных данных строилась многопараметровая характеристика дизеля;

- определялся алгоритм оптимального, по критерию минимального удельного эффективного расхода топлива, управления частотой вращения КВ;
- выполнялась сравнительная оценка параметров двигателя на режимах номинального ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ) и оптимального скоростных режимов;
- определялась зависимость температур воздуха и стенки впускного коллектора от времени прогрева при работе одного, двух и трех ТЭН перед запуском двигателя.

Зависимость величин температур воздуха и стенки впускного коллектора от времени прогрева оценивалась следующим образом. После прогрева в течение 30 мин отключалась подача топлива и двигатель последовательно прокручивался с частотой вращения 160, 200, 300, 400, 500, 600 и 700  $\text{мин}^{-1}$  до стабилизации температуры воздуха в коллекторе. После остановки двигателя определялись зависимости температуры стенки впускного коллектора от времени остывания. Кривые остывания, при известной внешней площади поверхности и весе впускного коллектора, использовались для определения коэффициента теплопередачи от стенок (теплообменом между коллектором и головками цилиндров двигателя можно пренебречь).

Методика расчета теплоотдачи от поверхности впускного коллектора в окружающий воздух [260] основывалась на определении количества тепла, отдаваемого массой коллектора:

$$Q_{\text{колл}} = G_{\text{колл}} \cdot c \cdot (t - t_0), \quad (3.4)$$

где:  $G_{\text{колл}}$  – масса коллектора;  $c$  – удельная теплоемкость материала коллектора (для серого чугуна  $c = 525 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ );  $t_{\text{колл}}$  – температура коллектора.

Дифференциальное уравнение теплопередачи от поверхности коллектора в воздух:

$$\frac{dQ_{\text{колл}}}{d\tau} = S \cdot k \cdot (t_1 - t_2) \cdot \tau, \quad (3.5)$$

где:  $S$  – полная поверхность впускного коллектора;  $\tau$  – время остывания поверхности коллектора от  $t_1$  до  $t_2$ ;  $k$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности коллектора в окружающий воздух.

После интегрирования:

$$k = \frac{G_{\text{колл}} \cdot c}{S \cdot \tau} \cdot \ln \left( \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} \right). \quad (3.6)$$

В остальном методика испытаний соответствовала ГОСТ 18509-88.

### 3.4 Методика пусковых испытаний дизеля в климатической камере

Пусковые испытания проводились в климатической камере ОАО «НИИ АТТ» [261]. Камера обеспечивает минимальную температуру воздуха внутри – минус 55 °С. Максимальная тепловая мощность, в условиях теплового баланса, отводимая от объекта испытаний – 130 кВт. Внутренние габаритные размеры камеры составляют – 5 х 5 х 2.7 м (Д х Ш х В), объем – 67.5 м<sup>3</sup>. Двигатель 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 12.5 монтировался на перекатном стенде (рисунок 3.3) [262] и оснащался необходимыми датчиками.



Рисунок 3.3 – Дизель 4ЧН15/20.5 на перекатном стенде в климатической камере

Экспериментальная оценка пусковых качеств первичного двигателя производилась следующим образом. На первом этапе определялись характеристики электростартерной системы пуска и момент сопротивления прокручиванию КВ при различных температурах окружающего воздуха с включенным и выключенным механизмом декомпрессора. Для того чтобы результаты экспериментального исследования можно было распространить на первичные дизели в составе энергоустановок различных типов (передвижные, контейнерные и т.д.), диапазон изменения температур окружающего воздуха перекрывал диапазон рабочих температур первичного ДВС в составе МЭК.

Момент сопротивления определялся методом тарированного стартера, для чего на ленту осциллографа записывалась кривые изменения напряжения на зажимах стартера, зажимах аккумуляторных батарей, сила тока в цепи стартера с помощью с помощью шунта ШС-75, ампервольтметра Ц-4311, тестера Ц433. Момент сопротивления прокручиванию КВ подсчитывался по формуле:

$$M_c = M_{cm} \cdot i \cdot \eta_{cp} \quad (3.7)$$

где:  $M_{cm}$  – средний крутящий момент стартера;  $i$  – передаточное отношение между шестерней стартера и венцом маховика ( $i = 14.6$ );  $\eta_{cp}$  – среднее значение КПД передачи ( $\eta_{cp} = 0.88$ , по данным ОАО «НИИ АТТ»).

Среднее значение тока стартера подсчитывалось по осциллограмме путем интегрирования кривой изменения тока за 2 полных оборота КВ на установившемся режиме прокручивания. Степень заряженности аккумуляторных батарей контролировалась по плотности электролита.

На втором этапе в климатической камере определялась необходимая для пуска двигателя в течение 1.5...2 с температура предварительного подогрева воздуха в коллекторе. Затем, с учетом полученных на стенде зависимостей перепадов между температурой воздуха в коллекторе и температурой окружающего воздуха, определялось влияние времени предварительного подогрева на температуру воздуха во впускном коллекторе. Использование измеренных при положительных температурах воздуха в условиях стенда перепадов температур

между ними и соответствующими температурами воздуха в коллекторе допустимо, так как изменение плотности воздуха при увеличении его температуры с 15 до 115 °С отличается от соответствующего изменения плотности при нагреве от минус 27 °С до 73 °С всего на 4 %, а теплоемкость воздуха – менее, чем на 1 %. Критерием адекватности служило совпадение расчетных величин времени предварительного подогрева воздуха с экспериментальным, при практически одинаковой продолжительности запуска двигателя.

Запуск двигателя производился электростартером, питание которого осуществлялось от двух стандартных АКБ емкостью 190 А·ч со степенью зарядки 75 %. Подготовка и запуск двигателя производились в следующей последовательности:

- по величине температур окружающего воздуха назначалась продолжительность предварительного прогрева воздуха;
- выключался декомпрессор двигателя;
- включался электростартер, измерялась частота вращения двигателя;
- после 5...6 с работы электростартера подавалось топливо;
- через 2...3 с после подачи топлива закрывался декомпрессор и происходил запуск двигателя на топливе.

Для исключения влияния подогрева картерного масла и ОЖ масло разбавлялось бензином (20 % от общего объёма). Для предотвращения низкотемпературного осмоления в картерное масло добавлялось 0.05 % активного ингибитора свободно-радикальной полимеризации мономеров низкотемпературных смол – гидрохинона.

### 3.5 Выводы и рекомендации по 3-ей главе

В ходе диссертационного исследования выполнены работы по подготовке натурального эксперимента:

- 1) Подготовлен объект экспериментального исследования – дизель 4ЧН15/20.5 (Д 180.000-5), используемый в качестве первичного в составе энергоустановки ДГУ-100С.

2) Подготовлен нагрузочный стенд, приборы и испытательное оборудование для проведения экспериментального исследования по определению влияния степени сжатия и других факторов на показатели дизеля 4ЧН15/20.5.

3) Подготовлена климатическая камера и перекаточной стенд для проведения экспериментального исследования по определению влияния степени сжатия, СОП и других факторов на пусковые качества дизеля 4ЧН15/20.5.

4) Разработаны программы и методики экспериментальных исследований дизеля 4ЧН15/20 на нагрузочном стенде и в климатической камере.

5) Выполнены работы по метрологическому обеспечению экспериментального исследования.

## 4 Результаты экспериментального исследования первичного конвертированного дизеля и их анализ

### 4.1 Результаты экспериментального исследования рабочего процесса и синтез оптимального алгоритма управления частотой вращения первичного дизеля 4ЧН15/20.5

Результаты стендовых испытаний дизеля со степенью сжатия 14.5 показали, что он соответствует требованиям Технических условий, его номинальная мощность при частоте вращения  $N_B 1250 \text{ мин}^{-1}$  составляет  $140 \pm 1 \text{ кВт}$ , эксплуатационная –  $136 \pm 1 \text{ кВт}$ .

Снижение степени сжатия с 14.5 до 12.5 с заменой ТКР-11 на ТКР8.5С позволяет уменьшить тепломеханическую нагрузку на детали двигателя и повысить величину среднего эффективного давления (рисунок 4.1). При работе дизеля со степенью сжатия 12.5 по скоростной характеристике его максимальная мощность составила 171.1 кВт, а эксплуатационная – 166.9 кВт в диапазоне частот вращения  $N_B 1000 \dots 1250 \text{ мин}^{-1}$ , что избыточно для энергоустановки (110 кВт на номинальном режиме и 139 кВт при перегрузке и  $\cos \varphi = 0.8$ ).

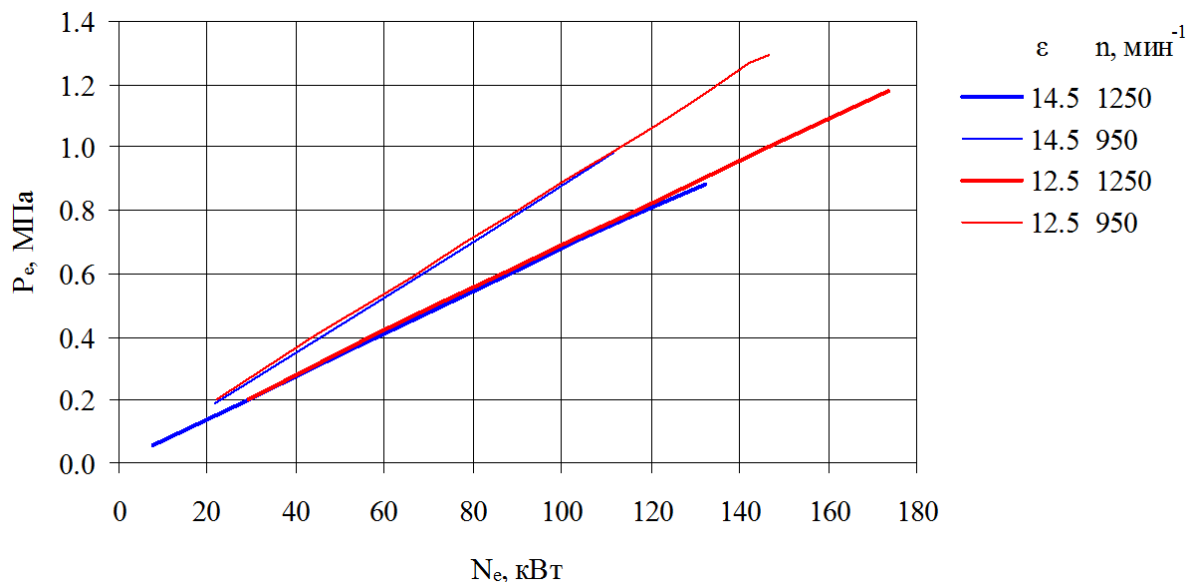


Рисунок 4.1 – Зависимость среднего эффективного давления дизеля 4ЧН15/20.5 от мощности, частоты вращения и степени сжатия

При снижении степени сжатия, удельный эффективный расход топлива при номинальной частоте вращения  $1250 \text{ мин}^{-1}$  и мощности до 110 кВт несколько повысился (рисунок 4.2), однако при более высоких мощностях наблюдается снижение удельного расхода топлива. При пониженной до  $950 \text{ мин}^{-1}$  частоте вращения КВ существенных различий в параметрах топливной экономичности дизелей со степенью сжатия 14.5 и 12.5 не наблюдается.

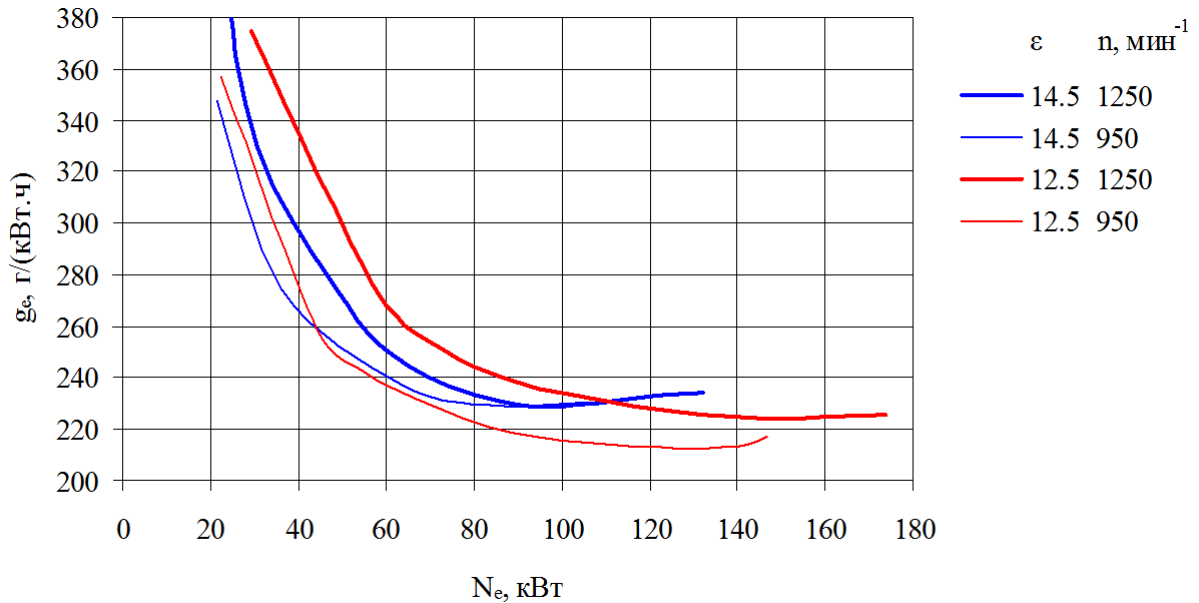


Рисунок 4.2 – Зависимость удельного эффективного расхода топлива дизеля 4ЧН15/20.5 от мощности, частоты вращения и степени сжатия

Величина максимального значения давления сгорания (рисунок 4.3) первичного дизеля с пониженной степенью сжатия при номинальной частоте вращения КВ и номинальной мощности на 0.5 МПа выше, чем с серийной степенью сжатия. При пониженной частоте вращения, уменьшение степени сжатия позволяет снизить  $P_z$  на величину 0.5 МПа и более при номинальной мощности и на величину 1.0 МПа и более при мощности ниже 50 % от номинальной, что подтверждает целесообразность этого технического решения с точки зрения снижения механического и тепловой нагруженности дизеля в составе инверторной энергоустановки.



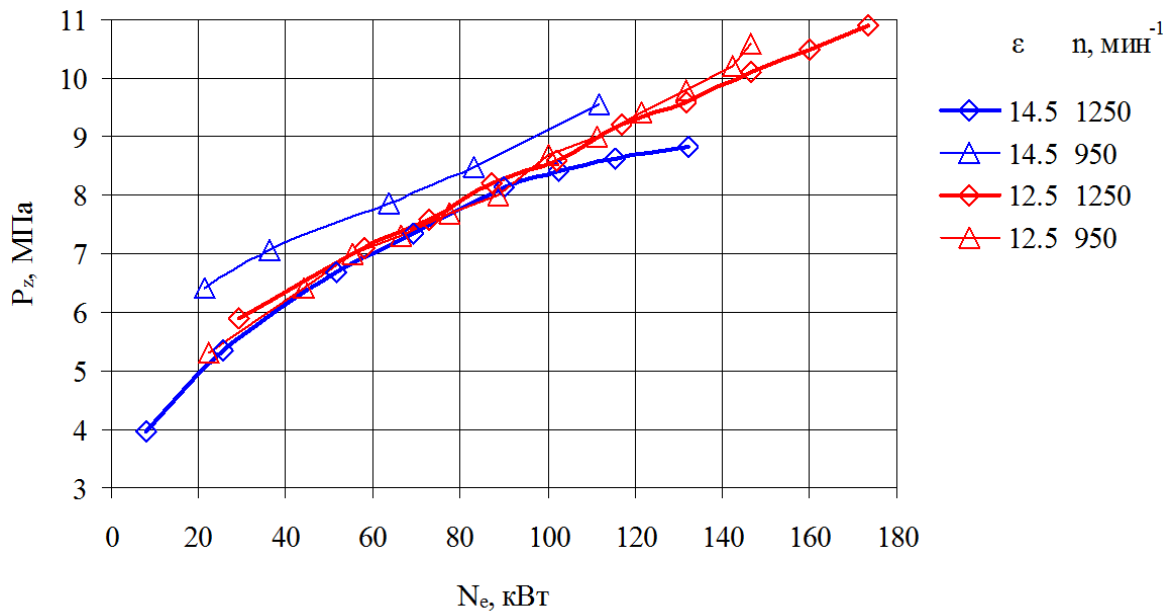


Рисунок 4.3 – Зависимость максимального давления сгорания дизеля 4ЧН15/20.5 от мощности, частоты вращения и степени сжатия

Выявлено, что при снижении степени сжатия уменьшаются температуры ОГ до и после турбины на величину от 20 до 120 °С в зависимости от частоты вращения КВ и мощности (рисунки 4.4 и 4.5).

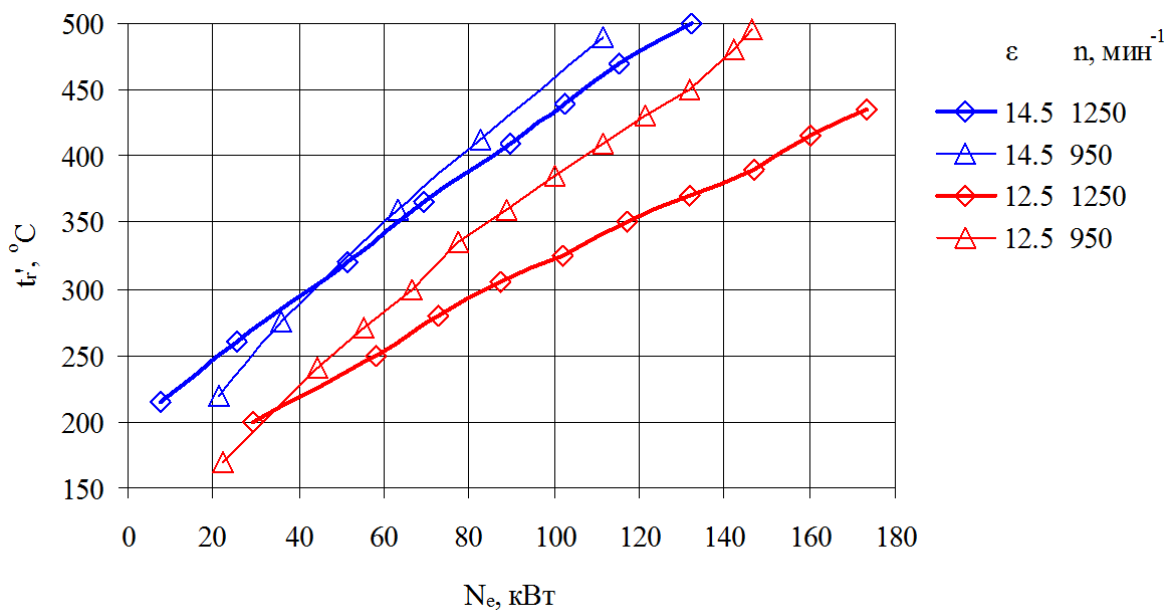


Рисунок 4.4 – Зависимость температуры ОГ после турбины дизеля 4ЧН15/20.5 от мощности, частоты вращения и степени сжатия

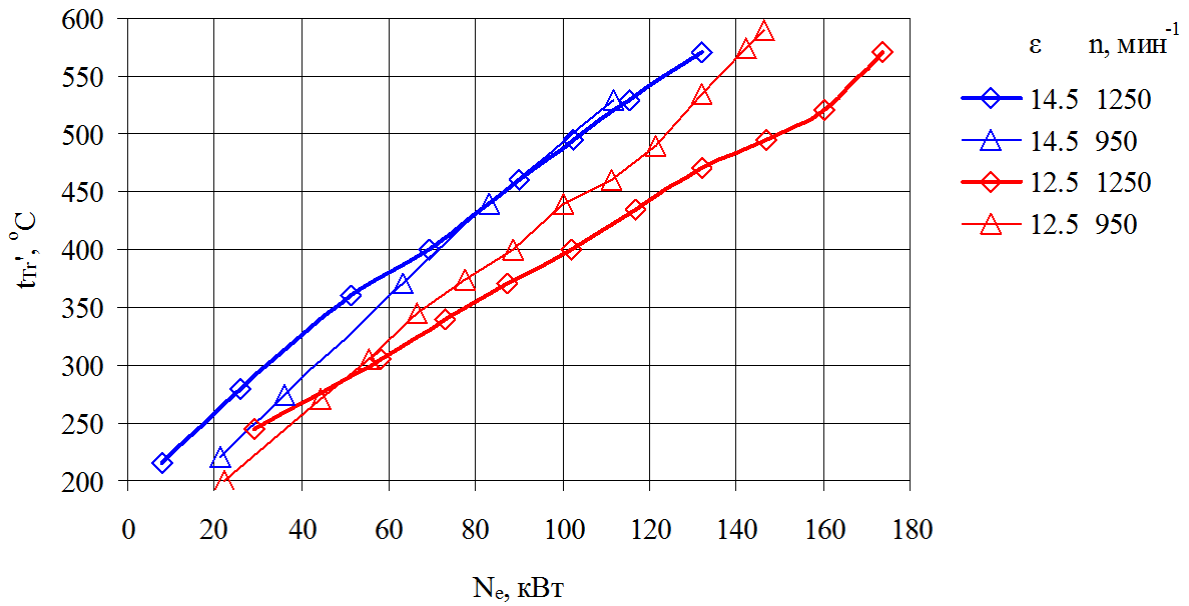


Рисунок 4.5 – Зависимость температуры ОГ перед турбиной дизеля 4ЧН15/20.5 от мощности, частоты вращения и степени сжатия

Расход воздуха дизеля с пониженной степенью сжатия (рисунок 4.6) выше чем дизеля с серийной степенью сжатия, что является следствием повышения производительности турбокомпрессора, соответственно выше коэффициент избытка воздуха (рисунок 4.7).

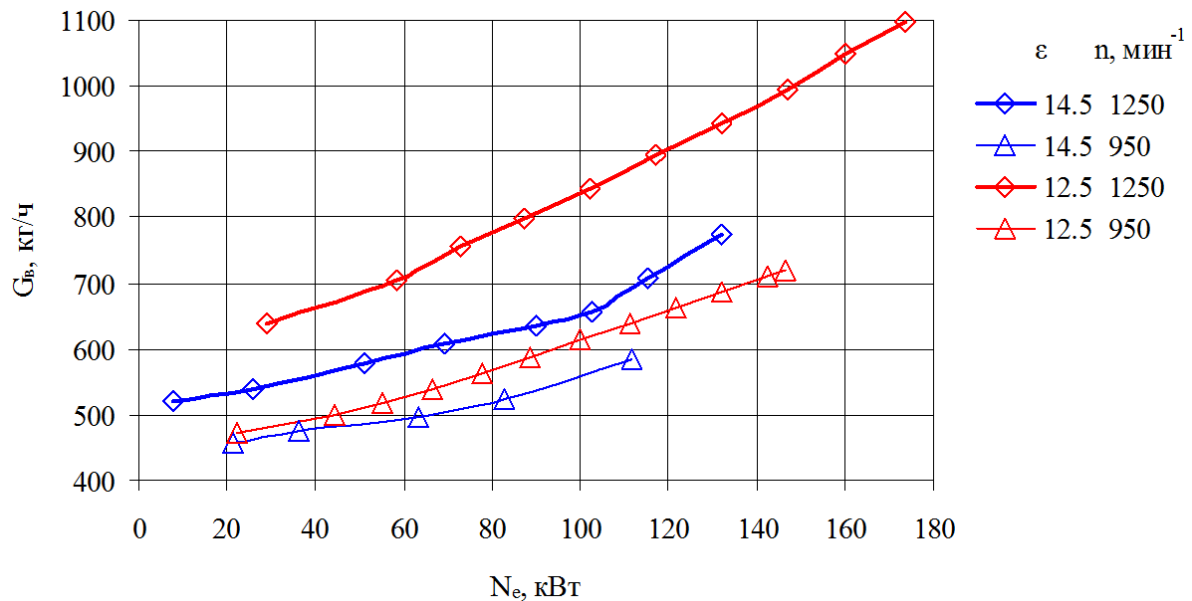


Рисунок 4.6 – Зависимость расхода воздуха дизеля 4ЧН15/20.5 от мощности, частоты вращения и степени сжатия

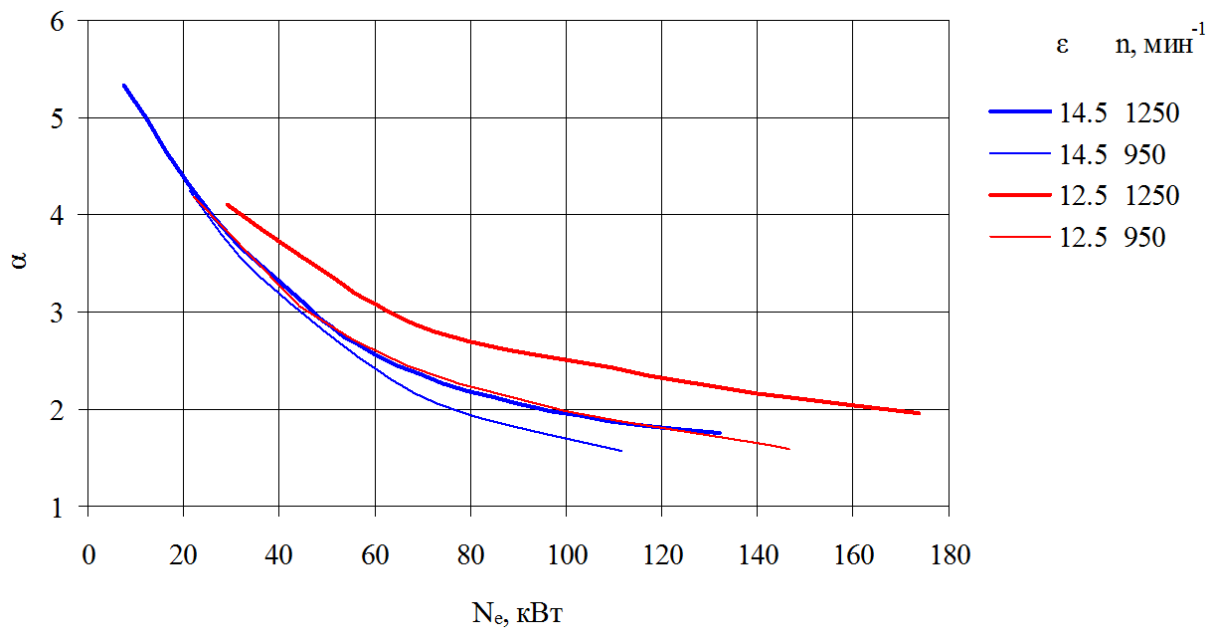


Рисунок 4.7 – Зависимость коэффициента избытка воздуха дизеля 4ЧН15/20.5 от мощности, частоты вращения и степени сжатия

Температура поршня над верхним поршневым кольцом, в ходе экспериментальной части исследования, определялась только для двигателя со степенью сжатия 12.5. Поэтому, для оценки влияния степени сжатия на параметры тепловой напряженности первичного ДВС, были использованы результаты ранее проведенных в ОАО «НИИ АТТ» испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 13.5 и турбокомпрессором ТКР-11 (рисунок 4.8). Как следует из рисунка, снижение  $\epsilon$  на единицу и замена турбокомпрессора влекут уменьшение температуры поршня над первым поршневым кольцом на 30...50 °С.

На рисунке 4.9 показана экспериментальная зависимость удельного эффективного расхода топлива дизеля 4ЧН15/20.5 в базовой комплектации от нагрузки и частоты вращения кВт, которая подтверждает целесообразность снижения частоты вращения кВт первичного дизеля инверторной энергоустановки для уменьшения удельного эффективного расхода топлива.

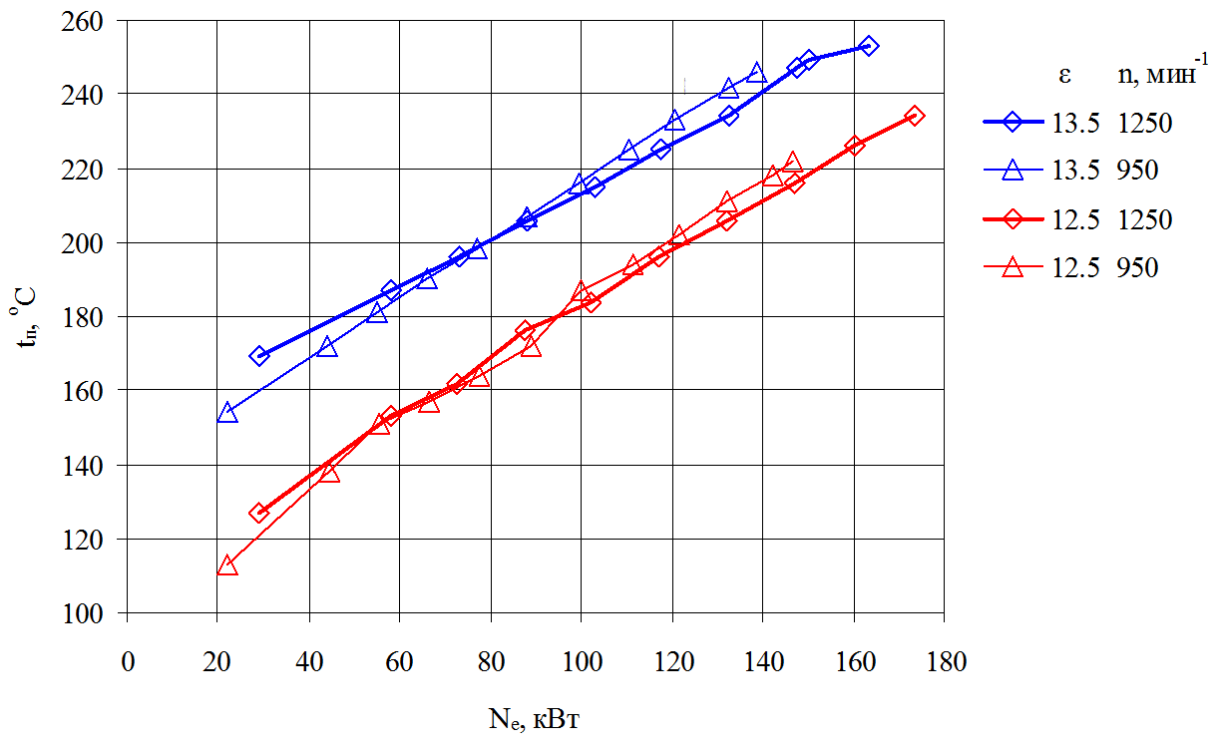


Рисунок 4.8 – Зависимость температуры поршня над первым поршневым кольцом от мощности и степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5

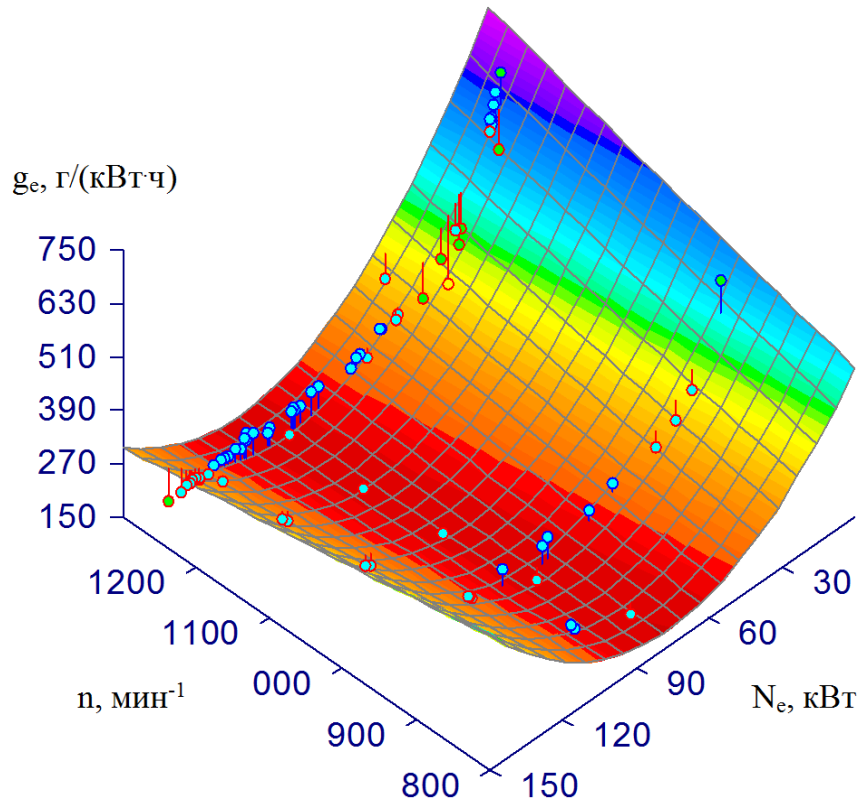


Рисунок 4.9 – Экспериментальная зависимость удельного эффективного расхода топлива дизеля 4ЧН15/20.5 ( $\epsilon = 14.5$ ) от нагрузки и частоты вращения

Определим оптимальный алгоритм управления ПДВС инверторной энергоустановки согласно методике А.А. Малозёмова и О.А. Алешкова [91]. Зависимость (рисунок 4.9) может быть описана полиномиальным уравнением:

$$g_e = 189.3 + 0.3005 \cdot n - 3.593 \cdot N_e + 8.74 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 + 0.0505 \cdot N_e^2 - 0.00522 \cdot n \cdot N_e \quad (4.1)$$

Найдем производную по частоте вращения от правой части выражения (4.1) и приравняем ее к нулю:

$$0.3005 + 17.48 \cdot 10^{-5} \cdot n - 0.00522 \cdot N_e = 0, \quad (4.2)$$

откуда:

$$n = 29.87 \cdot N_e - 1718, \quad (4.3)$$

Оптимальный алгоритм управления ДВС приведен на рисунке 4.10 (КПД электротехнической части инверторной энергоустановки принят равным 0.95). Из рисунка видно, что в диапазоне нагрузок от 0 до 95...100 кВт целесообразно снижать частоту вращения КВ ДВС и только при нагрузках близких к максимальной частота вращения КВ должна быть номинальной.

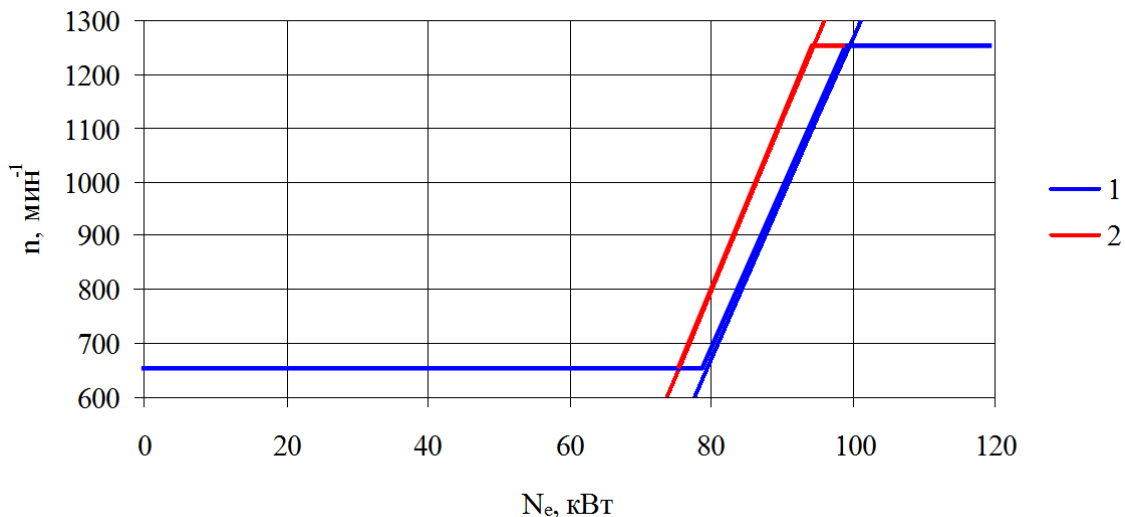


Рисунок 4.10 – Алгоритм оптимального регулирования частоты вращения КВ первичного дизеля 4ЧН15/20.5:

1 – без учета КПД электротехнической части инверторной ДГУ;

2 – с учетом КПД электротехнической части инверторной ДГУ

#### 4.2 Анализ результатов экспериментального исследования с применением нейросетевой модели

Для более глубокого анализа результатов экспериментального исследования была использована нейросетевая модель SOFMs (self-organizing feature maps – самоорганизующиеся структуры) [263], обоснование применения которой для анализа процессов в поршневых ДВС приведено в работах В.А. Шавлова [103]. Сеть SOFMs имеет 2 скрытых уровня, в каждом 4 элемента класса TanhАхон (гиперболический тангенс), что соответствует модели сложной адаптивной системы, в которой все элементы связаны друг с другом за счет прямых и обратных связей. Обучение построенной нейронной сети осуществлялось по алгоритму Backpropagation (обратного распространения ошибки) [264], количество эпох – 2000. Для тренировки нейросети использованы экспериментальные данные (результаты испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 14.5, 13.5 и 12.5). Входы нейросетевой модели – время, мощность и частота вращения КВ двигателя, комплексный показатель геометрической степени сжатия и давления наддува; выходы – анализируемые параметры.

На рисунке 4.11 приведена оценка сходимости расчетных и экспериментальных значений удельного эффективного расхода топлива первичного дизеля.

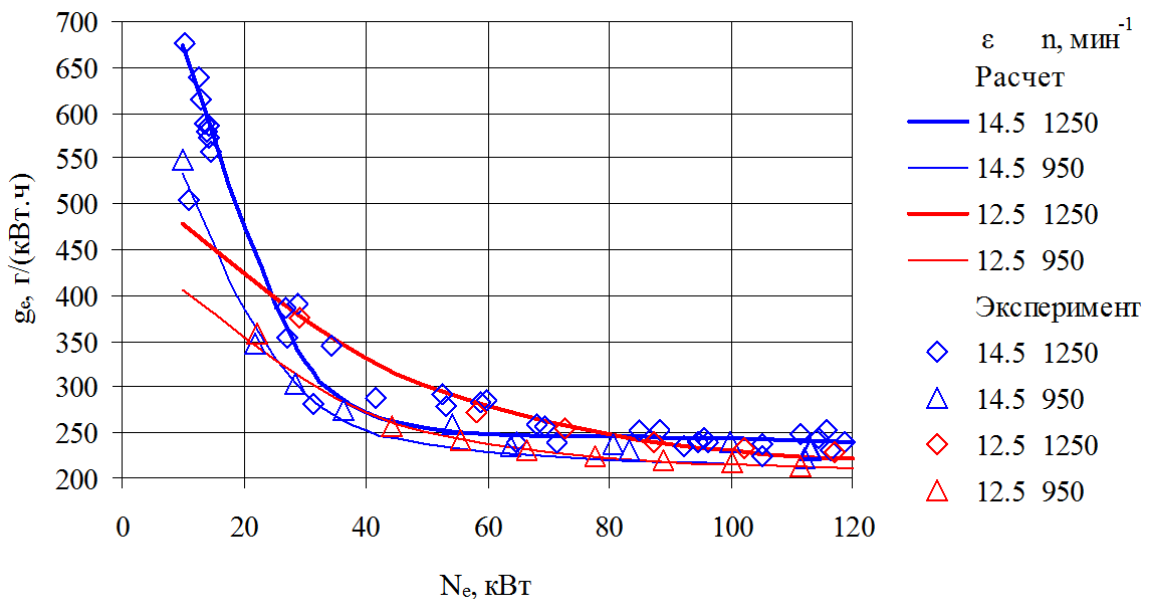


Рисунок 4.11 – Оценка сходимости расчетных и экспериментальных значений удельного эффективного расхода топлива дизеля 4ЧН15/20.5

Достоверность аппроксимации (коэффициент детерминации – единица минус доля необъяснённой дисперсии в дисперсии зависимой переменной) экспериментальных данных, определенная стандартными средствами MS Excel, составила  $R^2=0.97$ , что является достаточным для прогнозных инженерных расчетов. В дальнейшем графики оценки сходимости не приводятся, только величина достоверности аппроксимации.

На рисунках 4.12 и 4.13 показаны расчетные зависимости удельного эффективного расхода топлива дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки, степени сжатия и частоты вращения, полученные на основании результатов анализа. Графики подтверждают, что со снижением частоты вращения уменьшается удельный расход топлива, однако, из рисунков виден неоднозначный характер влияния степени сжатия на параметры топливной экономичности. Чувствительность данного показателя (определяется как отклонение от среднего значения при варьировании входных параметров) к степени сжатия и давлению наддува – 4.1, к частоте вращения КВ – 5.4, к мощности – 8.6.

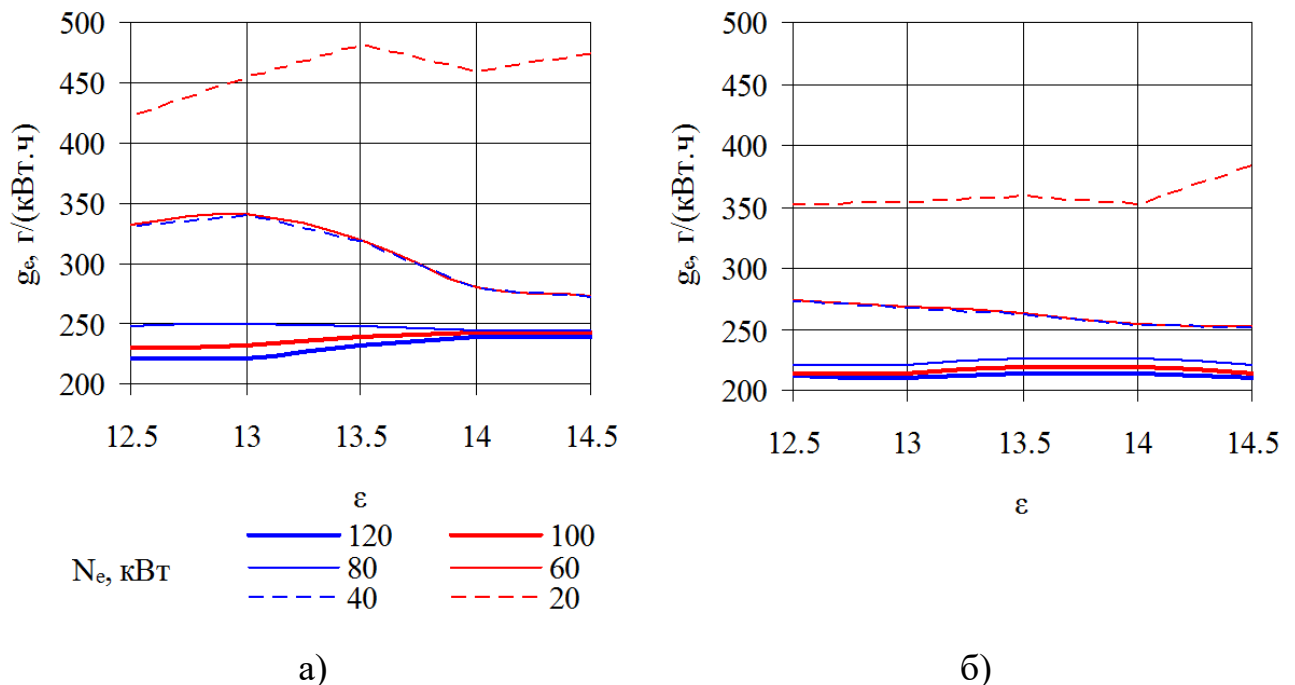


Рисунок 4.12 – Расчетная зависимость удельного эффективного расхода топлива дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки и степени сжатия (с различными ТКР):

а)  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$

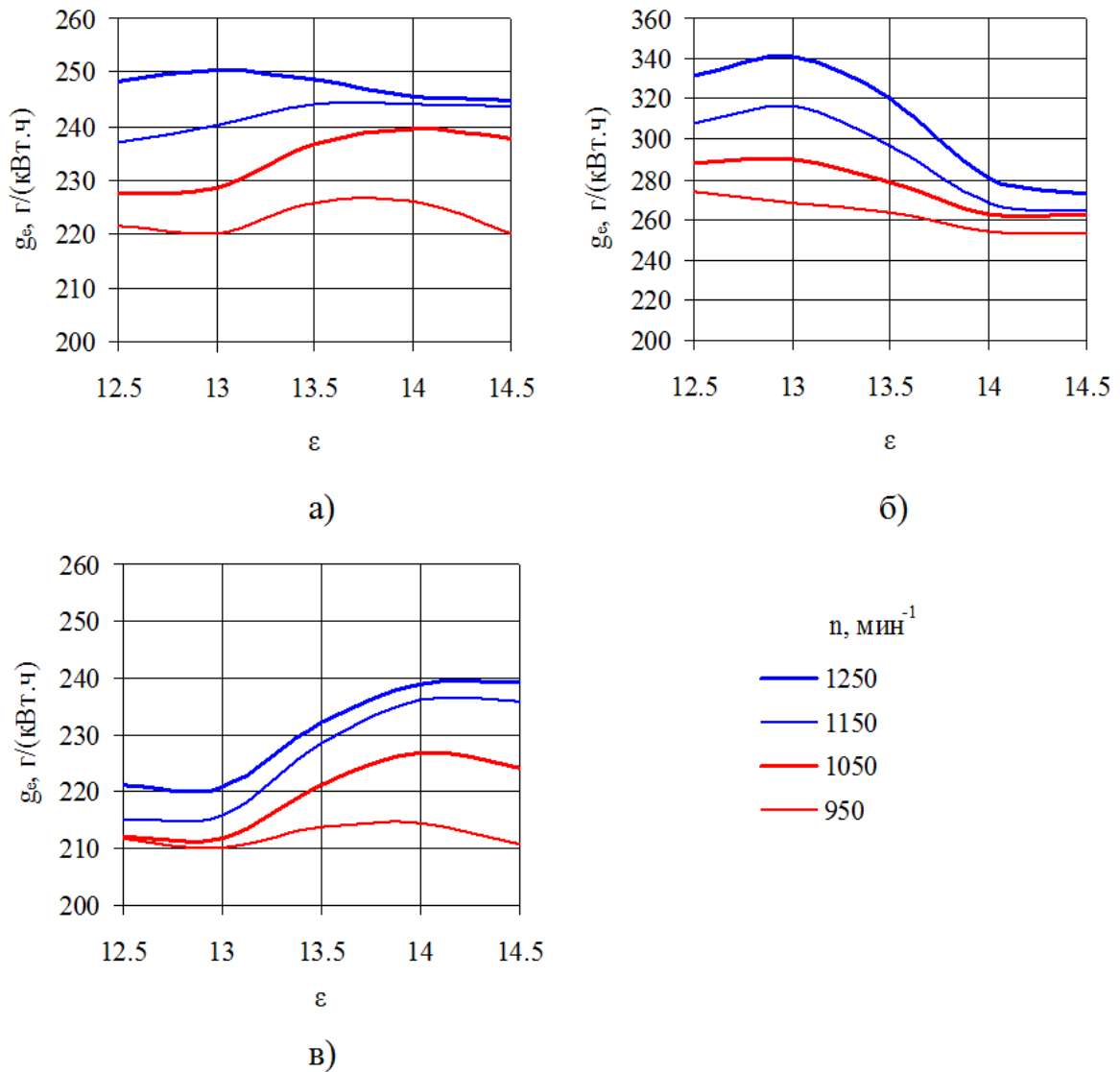


Рисунок 4.13 – Расчетная зависимость удельного эффективного расхода топлива дизеля 4ЧН15/20.5 от частоты вращения и степени сжатия (с различными ТКР) при мощности:  
 а)  $N_e = 40$  кВт; б)  $N_e = 80$  кВт; в)  $N_e = 120$  кВт

На рисунке 4.14 приведена расчетная зависимость максимального давления сгорания дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки и частоты вращения при степени сжатия 14.5 с ТКР-11. При уменьшении частоты вращения КВ от номинального значения 1250 мин<sup>-1</sup> до 850 мин<sup>-1</sup>, величина  $P_z$  увеличивается от 0.5 МПа при номинальной мощности первичного дизеля до 2 МПа при мощности 20 кВт.



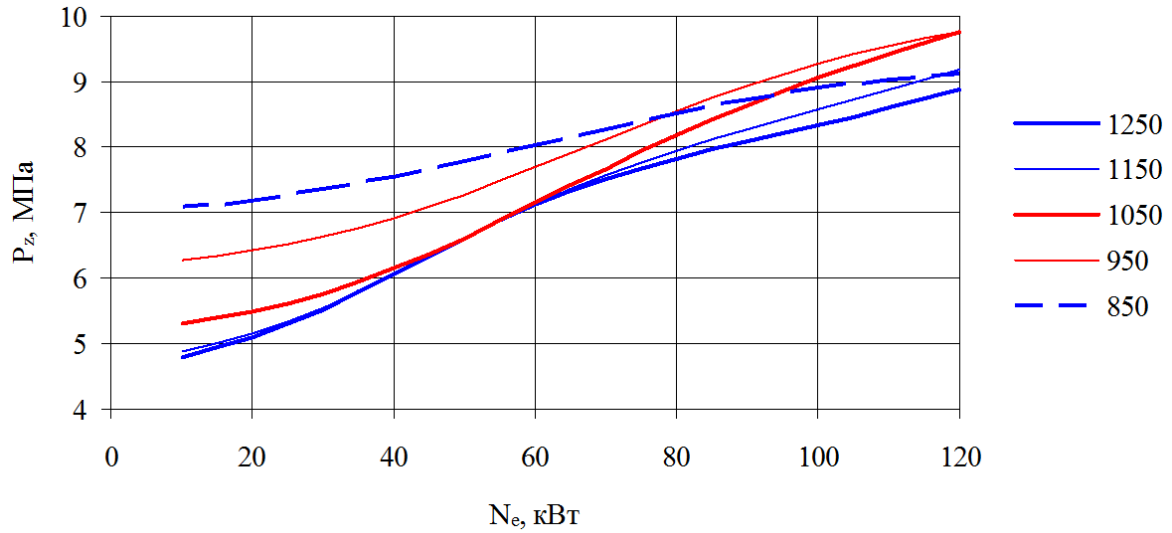


Рисунок 4.14 – Расчетная зависимость максимального давления сгорания дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки и частоты вращения ( $\varepsilon = 14.5$ , ТКР-11)

Максимальное значение  $P_z$  при номинальной частоте вращения соответствует степени сжатия 13.5 (рисунок 4.15). При пониженной до 950 мин<sup>-1</sup> частоте вращения КВ наблюдается некоторое увеличение максимального давления сгорания при повышении степени сжатия и снижении давления наддува.

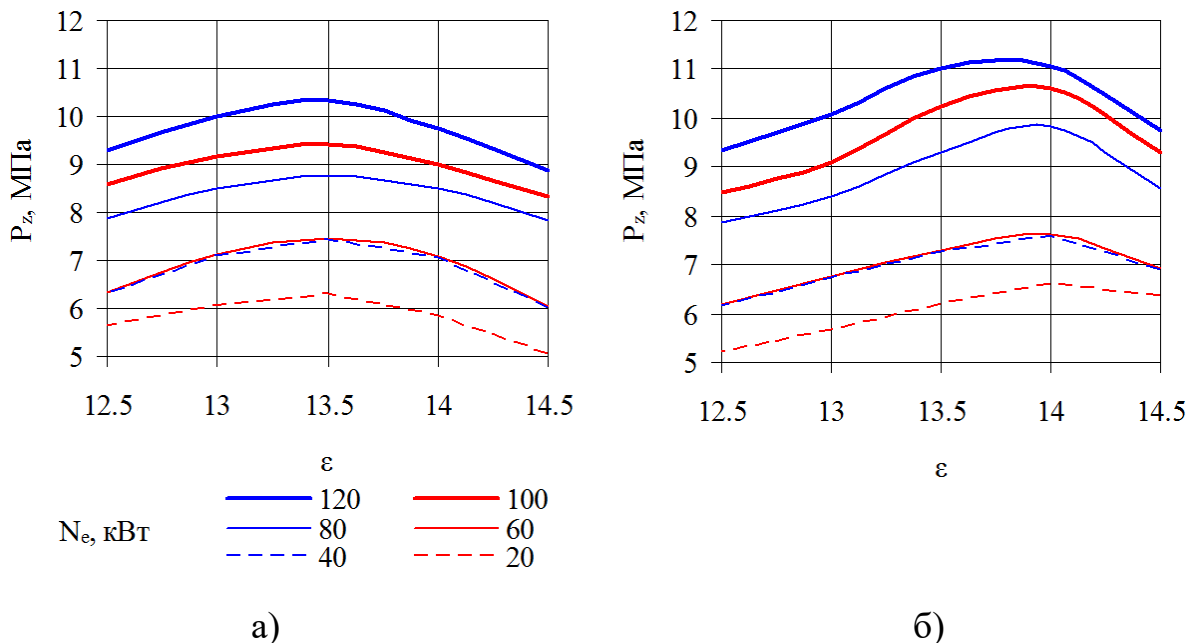


Рисунок 4.15 – Расчетная зависимость максимального давления сгорания дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки и степени сжатия (с различными ТКР):

а)  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup>; б)  $n = 950$  мин<sup>-1</sup>

Достоверность аппроксимации экспериментальных данных составила  $R^2=0.99$ , чувствительность параметра  $P_z$  к степени сжатия – 0.44, частоте вращения – 0.18, нагрузке – 0.88.

Величины температур ОГ до и после турбины (рисунки 4.16 и 4.17) с ростом степени сжатия и снижением давления наддува увеличиваются.

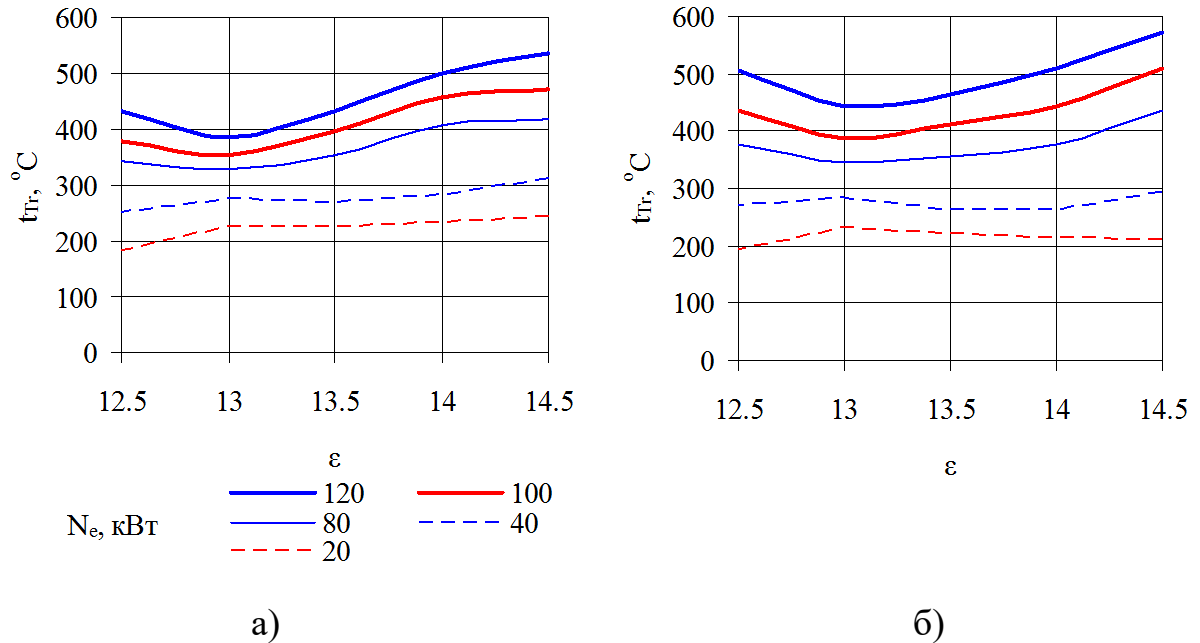


Рисунок 4.16 – Расчетная зависимость температуры ОГ перед турбиной дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки и степени сжатия: а)  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$

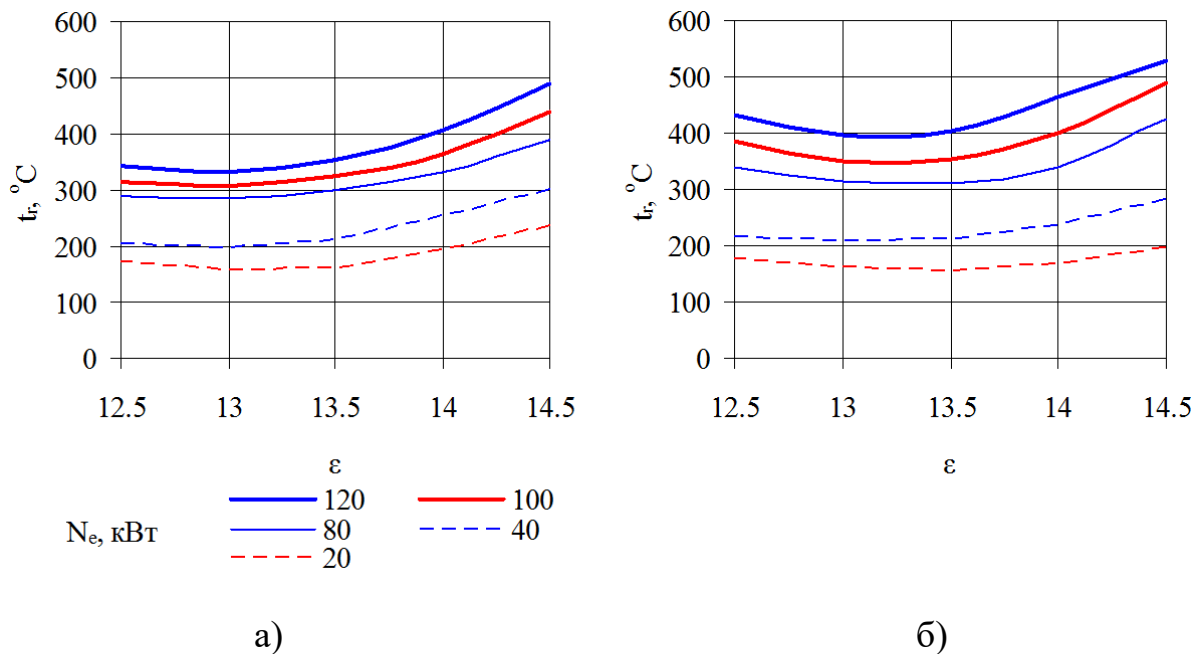


Рисунок 4.17 – Расчетная зависимость температуры ОГ после турбины дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки и степени сжатия: а)  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$

Достоверность аппроксимации экспериментальных величин  $t_{Tr}$  составила  $R^2 = 0.99$ , чувствительность к степени сжатия – 33.1, частоте вращения – 8.3, нагрузке – 76.7. Для  $t_r$  достоверность аппроксимации –  $R^2 = 0.98$ , чувствительность к степени сжатия – 39.9, частоте вращения – 4.5, нагрузке – 46.6.

Расход воздуха первичным дизелем (рисунок 4.18) при росте степени сжатия и снижении давления наддува ожидаемо уменьшается. Достоверность аппроксимации экспериментальных данных составила  $R^2 = 0.97$ , чувствительность к степени сжатия – 54.5, частоте вращения – 60.5, нагрузке – 71.7.

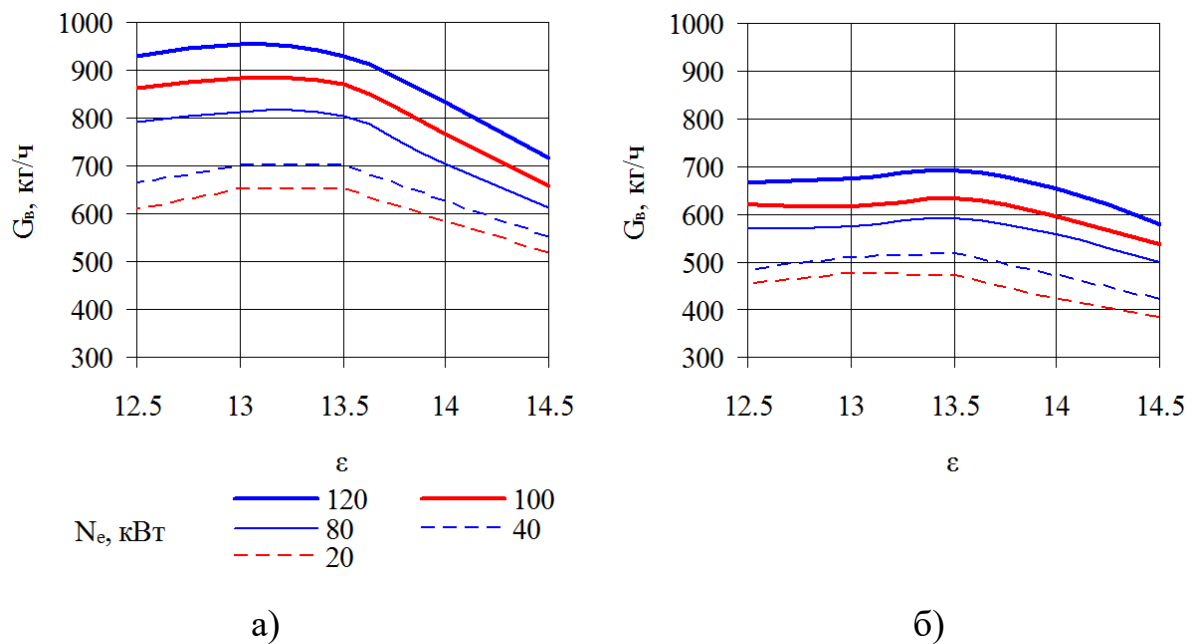


Рисунок 4.18 – Расчетная зависимость расхода воздуха дизеля 4ЧН15/20.5 от нагрузки и степени сжатия (с различными ТКР):

а)  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $n = 950 \text{ мин}^{-1}$

4.3 Оценка состояния поршней и показателей тепловой и механической нагруженности двигателя 4ЧН15/20.5 после 192 часов работы на стенде

Состояние поршней первичного двигателя 4ЧН15/20.5 с пониженной до  $\varepsilon = 12.5$  степенью сжатия и ТКР-8.5С после 192 часов работы оценивалось с использованием балльного метода, в соответствии с ГОСТ 21490 [265]. Результаты оценки показали, что величины средних суммарных баллов составляют:

- по подвижности поршневых колец – 0.000;
- по отложениям в канавках поршневых колец – 0.914;

- по отложениям на перемычках между канавками – 0.893;
- по отложениям на внутренней поверхности поршней – 0.120;
- по отложениям на юбках и в дренажных отверстиях – 0.000.

Общий суммарный балл по четырем поршням – 7.817, средний суммарный балл – 1.954. Полученная при испытаниях первичного двигателя 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 12.5 величина балльной оценки составляет 24 % от средней допустимой величины для масел группы Г по ГОСТ 21490-76.

На рисунке 4.19 показаны величины температуры поршней над первым компрессионным кольцом на режимах постоянной эксплуатационной мощности 132.4 кВт в диапазоне частот вращения от 1300 до 800 мин<sup>-1</sup>, измеренные на двигателе 4ЧН15/20.5 при степенях сжатия 14.5, 13.5 и 12.5 и соответствующих вариантах ТКР. Из рисунка следует, что снижение степени сжатия с 14.5 до 12.5 (при одновременном повышении давления наддува) при частоте вращения 950 мин<sup>-1</sup> влечет уменьшение температуры с 280 до 216 °С, т.е. до величины, лежащей ниже максимально допустимой температуры при работе на маслах группы В.

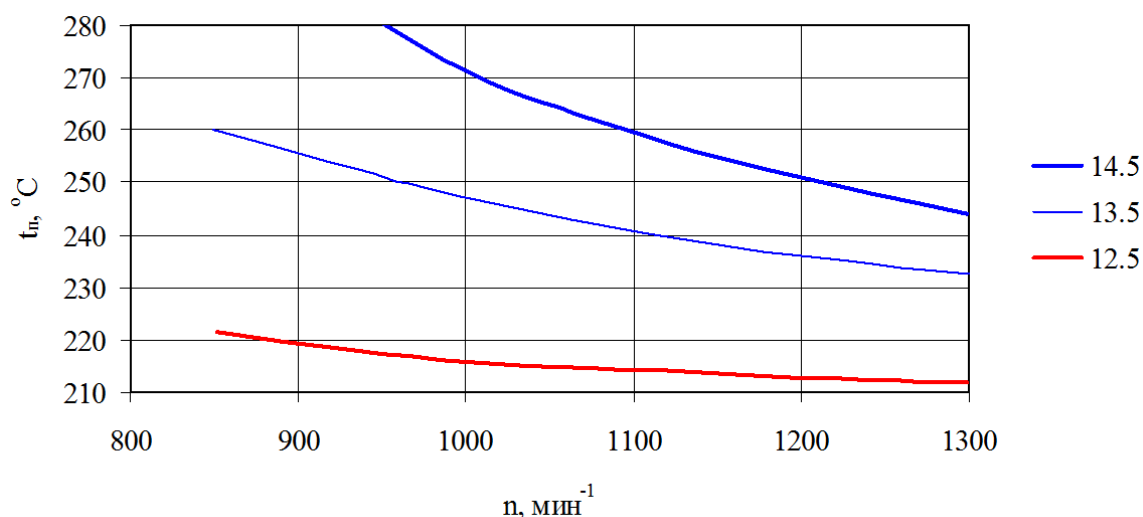


Рисунок 4.19 – Величины температур поршня над первым компрессионным кольцом двигателя 4ЧН15/20.5

Такое заметное понижение тепловой нагруженности деталей цилиндропоршневой группы, работоспособность которой является основным критерием для ограничения ресурса двигателя, существенно увеличит срок его службы.

Согласно методике, предложенной А.А. Малозёмовым и А.С. Шикиным, при прочих равных условиях, уменьшение амплитуды теплосмен на 10 % (температура измеряется в Кельвинах) при частоте вращения КВ  $950 \text{ мин}^{-1}$  влечет снижение скорости накопления повреждений поршня на 40...45 %. Уменьшение  $P_z$  на 12...18 % при прочих равных условиях и частоте вращения КВ  $950 \text{ мин}^{-1}$  влечет снижение скорости накопления повреждений поршня под действием газовых сил в 2...5 раз. Поэтому суммарное прогнозируемое увеличение ресурса алюминиевых поршней при снижении степени сжатия с 14.5 до 12.5 и увеличении давления наддува составит 35...40 %. Для стальных деталей, образующих КС (гильза и головка цилиндра, клапаны) прогнозируемое увеличение ресурса, вычисленное аналогичным образом, составит 50...60 %.

Таким образом, экспериментальные данные подтверждают эффективность технического решения, заключающегося в снижении степени сжатия при одновременном повышении давления наддува.

#### 4.4 Определение характеристик электростартерной системы пуска, динамики изменения давления масла в системе смазки и момента сопротивления прокручиванию КВ

В соответствии с методикой эксперимента, первоначально были определены рабочие характеристики стартера дизеля 4ЧН15/20.5 с АКБ (рисунок 4.20) при температуре окружающего воздуха  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , из которых видно, что зависимости частоты вращения, крутящего момента и напряжения на зажимах стартера имеют линейный характер. Частота прокручивания КВ и напряжение на зажимах стартера зависят от степени заряженности АКБ.

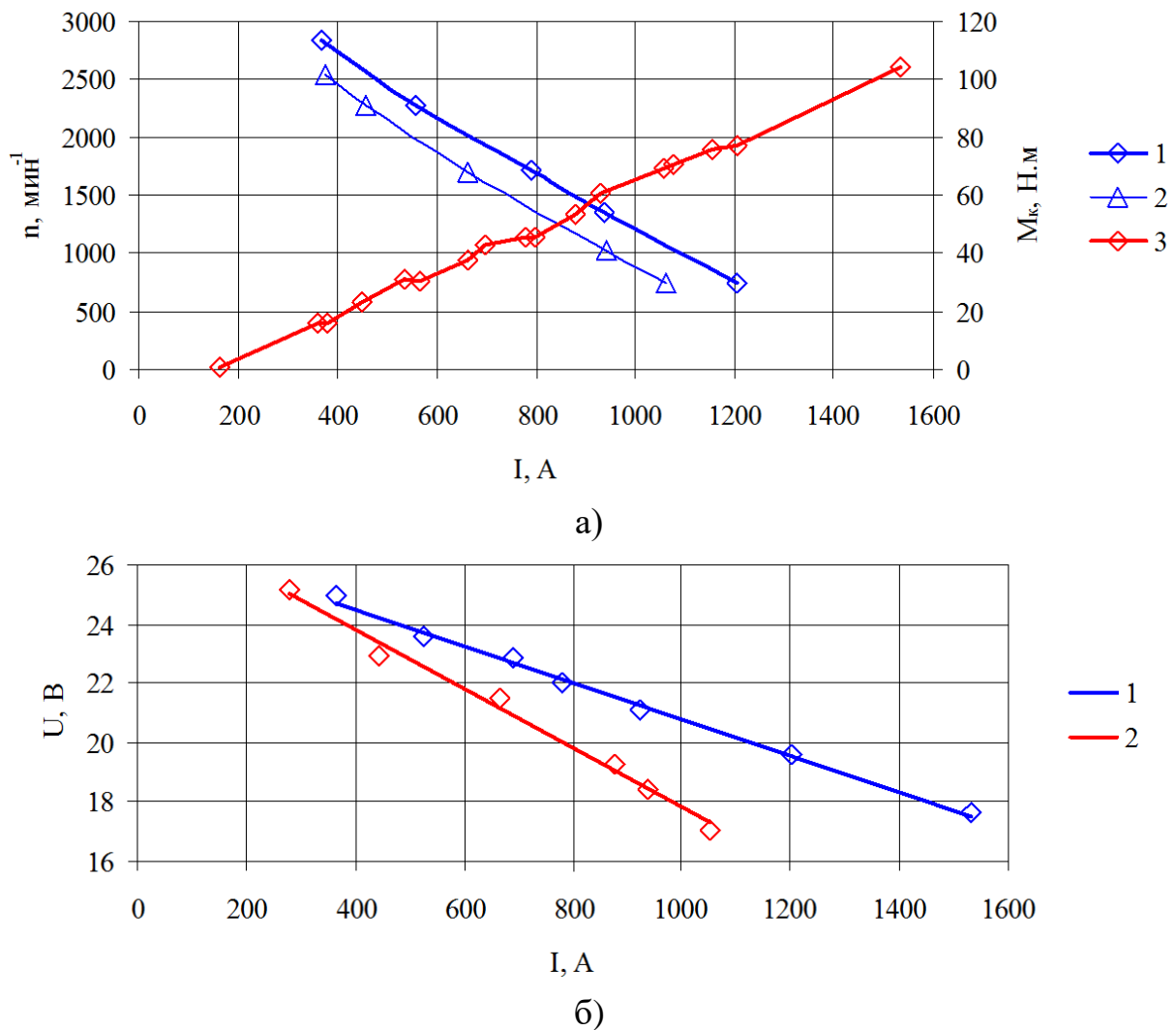


Рисунок 4.20 – Рабочие характеристики стартера дизеля 4ЧН15/20.5 с АКБ:

а) 1 –  $n$  ( $C_3 = 100\%$ ), 2 –  $n$  ( $C_3 = 75\%$ ), 3 –  $M_k$ ;

б) 1 –  $U$  ( $C_3 = 100\%$ ), 2 –  $U$  ( $C_3 = 75\%$ )

Минимальная пусковая частота определяется точкой совмещения кривой температуры, необходимой для воспламенения топлива в цилиндре и температурой конца сжатия [266]. Однако, определение температуры воспламенения представляет сложную техническую задачу, т.к. она зависит от множества переменных факторов, в том числе от свойств топлива, конструктивных особенностей двигателя, качества смесеобразования и т.д. Из рисунка 4.21 видно, что с понижением температуры воздуха в климатической камере от минус 4 °С до минус 16 °С частота вращения КВ двигателя при прокручивании стартером, питание которого осуществляется от двух теплых АКБ, заряженных на

90...95 %, снижается со  $150 \text{ мин}^{-1}$  до  $95 \text{ мин}^{-1}$  вследствие значительного увеличения момента сопротивления, при этом напряжение на зажимах стартера падает до 16 В. При питании стартера от двух холодных АКБ 90...95 % зарядки, частота прокручивания КВ снижается со  $120 \text{ мин}^{-1}$  до  $40 \text{ мин}^{-1}$ , а напряжение на зажимах стартера уменьшается с 18.6 В до 13 В.

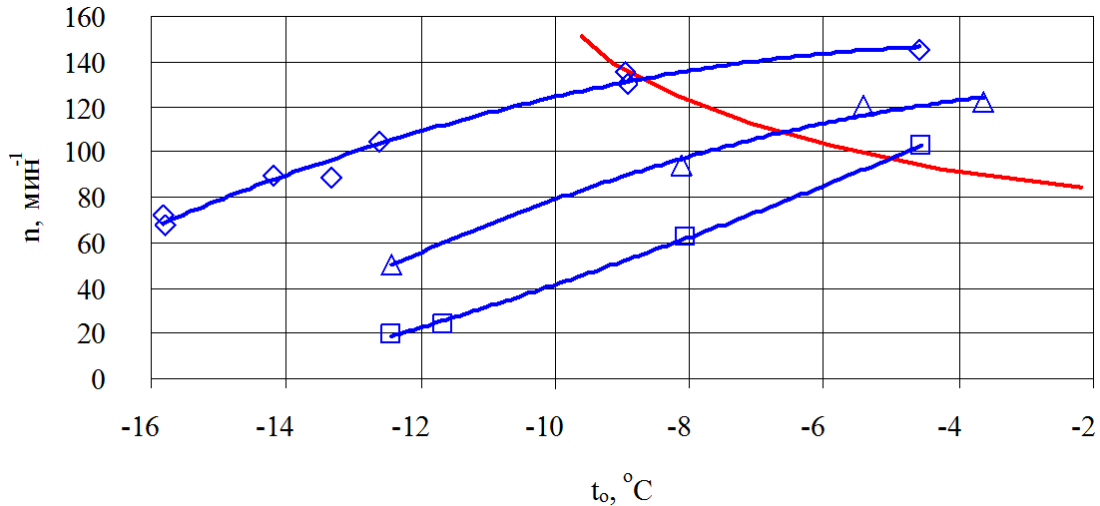


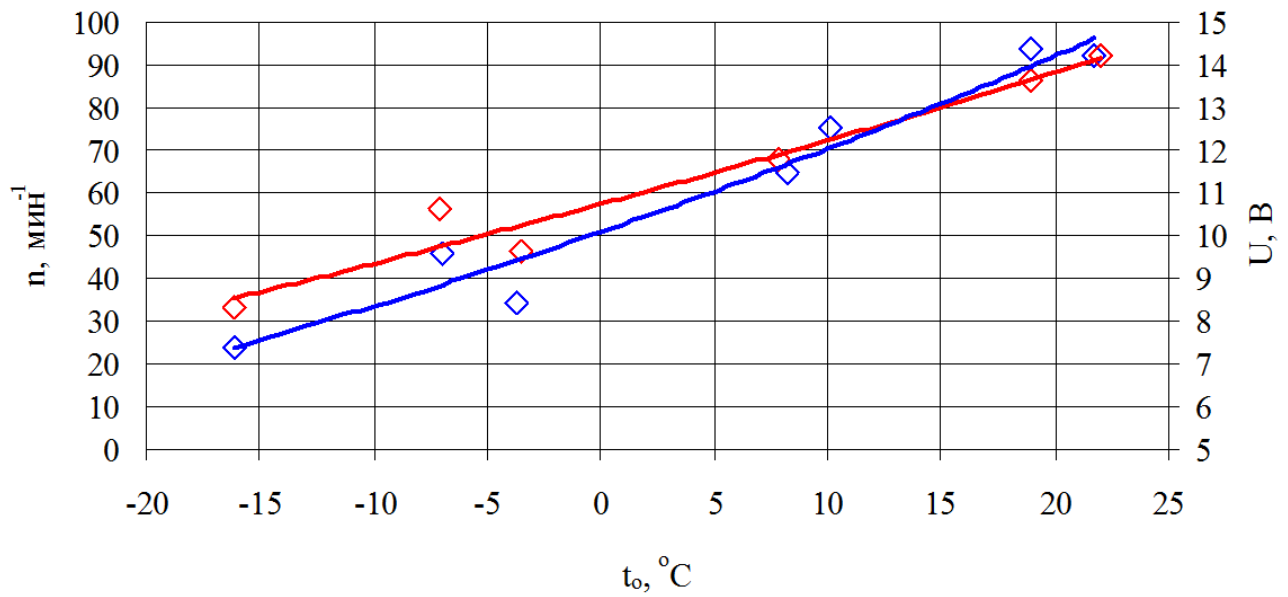
Рисунок 4.21 – Зависимость частоты вращения (—) и минимальной пусковой частоты вращения КВ (—) двигателя 4ЧН15/20.5

от состояния АКБ и температуры ОС:  $\diamond$  – теплые АКБ ( $C_3 = 90...95\%$ );

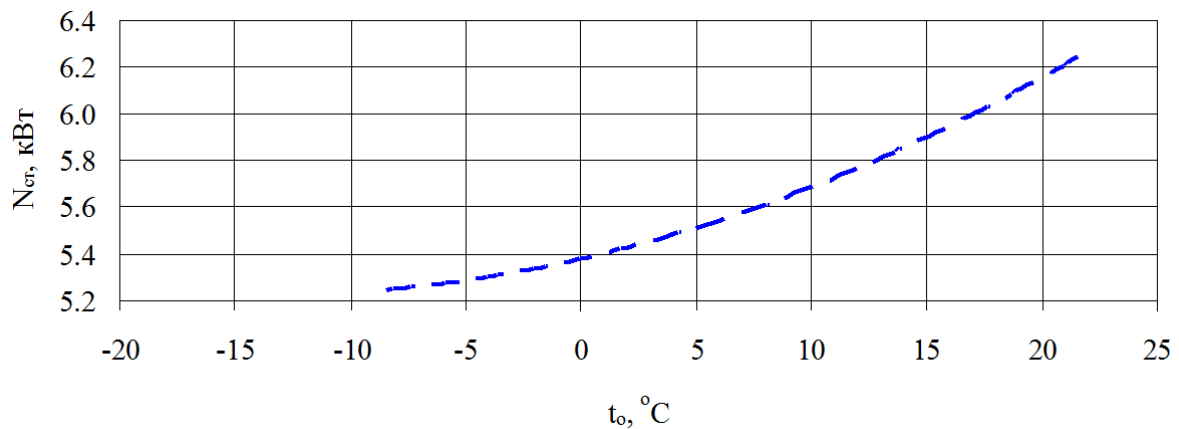
$\Delta$  – холодные АКБ ( $C_3 = 90...95\%$ );  $\square$  – холодные АКБ ( $C_3 = 75\%$ )

Минимальная температура надежного пуска двигателя без СОП с теплыми АКБ, заряженными на 90...95 %, составляет минус  $10 ^\circ\text{C}$ , а частота прокручивания –  $130 \text{ мин}^{-1}$ . Однако при использовании холодных АКБ, заряженных на 90...95 %, минимальная температура надежного пуска снижается до минус  $7 ^\circ\text{C}$ , а с батареями, заряженными на 75% – до минус  $5 ^\circ\text{C}$ . При температуре окружающего воздуха минус  $13 ^\circ\text{C}$  (температура двигателя минус  $11 ^\circ\text{C}$ ) и частоте прокручивания  $210 \text{ мин}^{-1}$  двигатель не пускается.

Влияние температурного состояния АКБ (85...90 % зарядки) на напряжение на зажимах, мощность стартера и частоту прокручивания КВ показано на рисунке 4.22. Во время опыта температура ДВС поддерживалась постоянной, равной минус  $18 ^\circ\text{C}$ , изменялась только температура электролита.



а)



б)

Рисунок 4.22 – Зависимость частоты прокручивания КВ (—) напряжения (—) и мощности стартера (—) двигателя 4ЧН15/20.5 от температуры АКБ

Как видно из рисунка 4.22, с увеличением температуры электролита от минус 15 °С до 22 °С, напряжение на зажимах стартера при прокручивании возрастает с 8.4 В до 14.3 В. Одновременно происходит увеличение мощности стартера на 22 % (от 5 до 7 кВт), следовательно возрастает частота прокручивания на 72 мин<sup>-1</sup>. С холодными АКБ при большом моменте сопротивления прокручиванию стартер работает с недогрузкой по мощности, потому что рабочий режим стартера перемещается в сторону токов, превышающих ток, соответствующий максимальному значению мощности.



Расчетное значение температуры пуска дизеля, исключаяющее «масляное голодание» пар трения, определяется по прокачиваемости масла через систему смазки. По рекомендациям [267] вязкость масла, при которой обеспечивается достаточное маслоснабжение подшипников КВ, не должна превышать 6000 сСт, что соответствует температуре минус 20 °С. На рисунке 4.23 приведен график появления и времени нарастания давления до 0.1 МПа в главной масляной магистрали двигателя в зависимости от температуры ОС при работе МЗН, из которого следует, что с понижением температуры от 0 до минус 14 °С время до начала появления давления масла изменяется незначительно и составляет 16 с. С понижением температуры до минус 20 °С время появления давления масла увеличивается и составляет 40 с. Время нарастания давления до 0.1 МПа при указанных температурах не превышает 60 с.

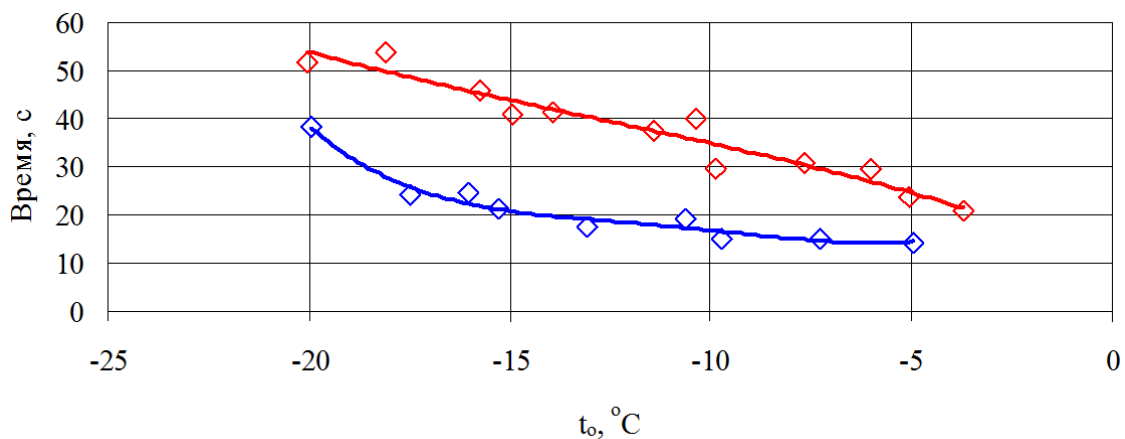


Рисунок 4.23 – Зависимость продолжительности работы МЗН двигателя 4ЧН15/20.5 до появления давления масла в ГММ (—) и нарастания давления до 0.1 МПа (—) от температуры ОС

На рисунке 4.24 приведены осциллограммы изменения силы тока и напряжения в цепи стартера при прокручивании КВ двигателя 4ЧН15/20.5 с выключенным и с включенным декомпрессионным механизмом (с последующим его выключением на ходу в положении поршня 1-го цилиндра вблизи ВМТ) при температуре окружающего воздуха, масла и деталей двигателя минус 16 °С.

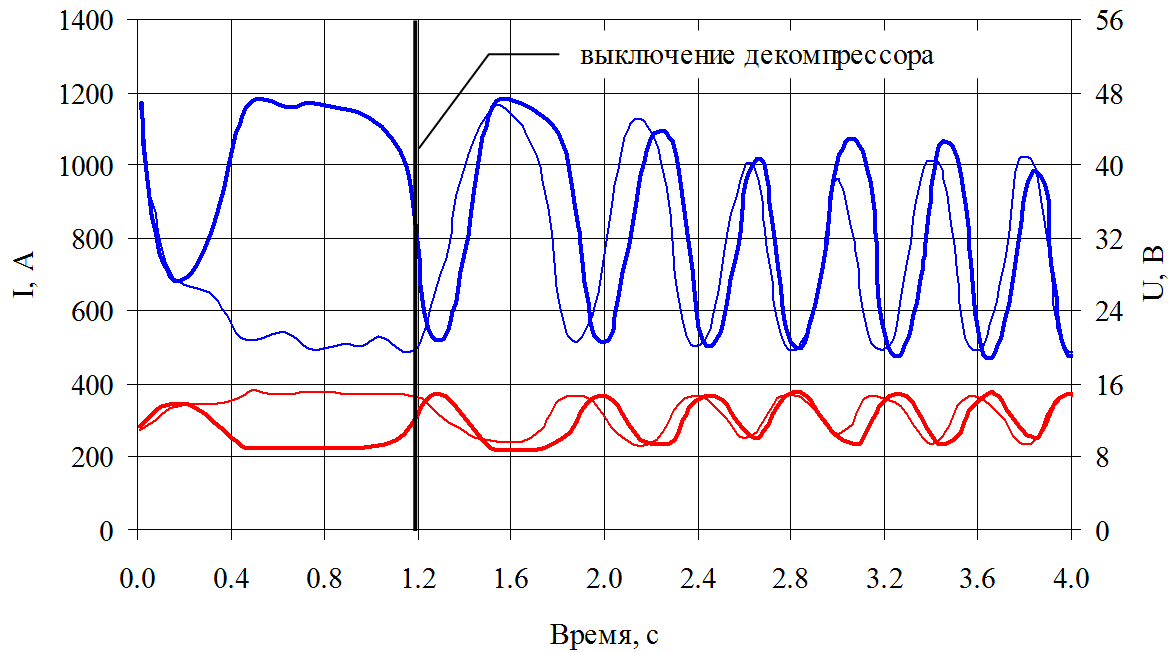


Рисунок 4.24 – Осциллограмма прокручивания двигателя 4ЧН15/20.5 с декомпрессором (тонкая линия) и без (толстая линия):

— сила тока, — напряжение на зажимах стартера

С включенным декомпрессором разгон двигателя до частоты вращения КВ  $107 \text{ мин}^{-1}$ , осуществляется за 0.7 с, величина тока и напряжения составляет соответственно 564 А и 17.3 В. Однако при выключении декомпрессионного механизма происходит резкое уменьшение частоты вращения КВ уже на первых 180 гр. ПКВ и возрастание силы тока стартера до 1178 А. Падение напряжения составляет при этом 9 В. Общая продолжительность переходного процесса достигает 360 гр. ПКВ, а время выхода на установившийся режим прокручивания составляет 1.2 с.

На рисунке 4.25 показана зависимость момента сопротивления прокручиванию КВ дизеля 4ЧН15/20.5 от температуры ОС. Включение декомпрессионного механизма на обеспечивает снижение момента сопротивления прокручиванию на 18...20 % по сравнению с моментом сопротивления дизеля с выключенным декомпрессором.

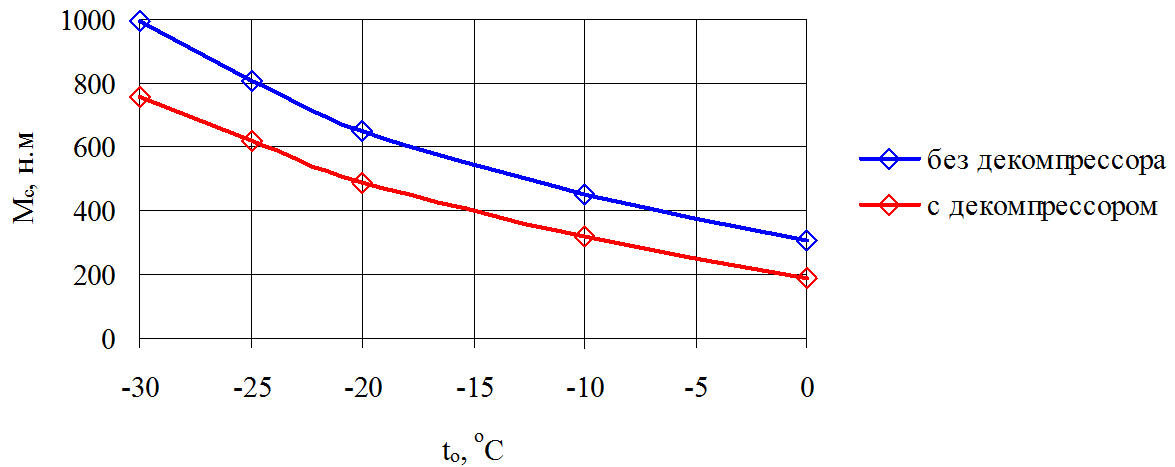


Рисунок 4.25 – Зависимость момента сопротивления прокручиванию КВ дизеля 4ЧН15/20.5 от температуры ОС

Зависимость момента сопротивления прокручиванию КВ двигателя 4ЧН15/20.5 с выключенным декомпрессионным механизмом может быть аппроксимирована ( $R^2 = 0.99$ ) уравнением:

$$M_c = 303.1 \cdot e^{-0.0391 \cdot t_0}, \quad (4.4)$$

с включенным декомпрессионным механизмом ( $R^2 = 0.99$ ):

$$M_c = 191.6 \cdot e^{-0.0466 \cdot t_0}. \quad (4.5)$$

4.5 Оценка пусковых качеств дизеля с пониженной степенью сжатия и трубчатыми электронагревателями, установленными во впускном коллекторе

Экспериментальные исследования пусковых качеств дизеля с пониженной степенью сжатия были проведены совместно с А.А. Малозёмовым [109]. На рисунках 4.26...4.30 показано изменение температур воздуха и стенок впускного коллектора при прогреве и последующей прокрутке двигателя при включении одного, двух и трех ТЭН и начальной температуре воздуха минус 25 °С.

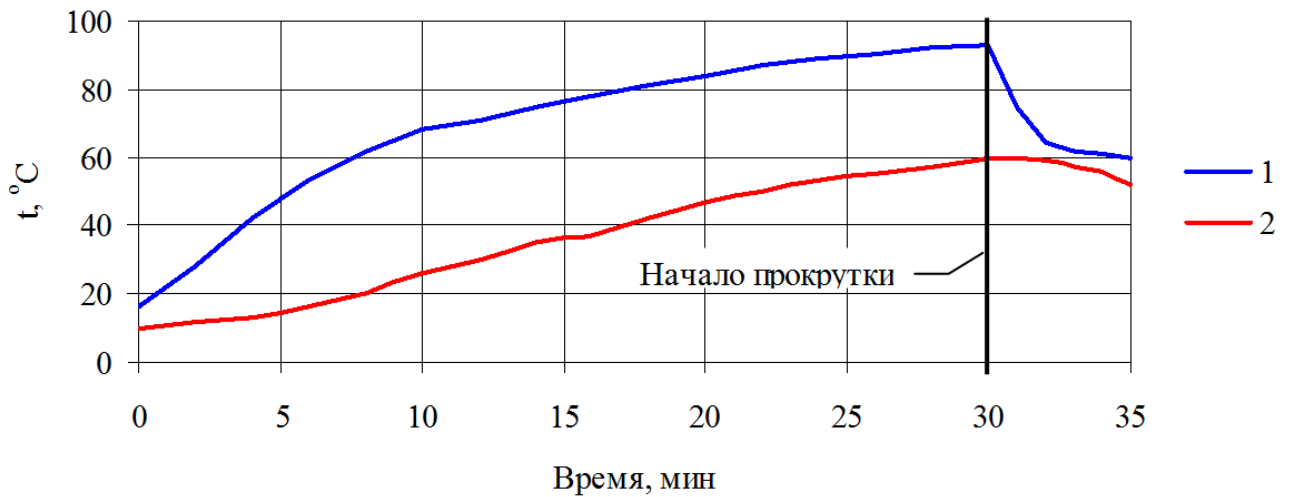


Рисунок 4.26 – Динамика нагрева воздуха (1) и стенок (2) впускного коллектора в течение 30 мин одним ТЭН и последующая прокрутка при  $n = 150 \text{ мин}^{-1}$  ( $t_o = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ )

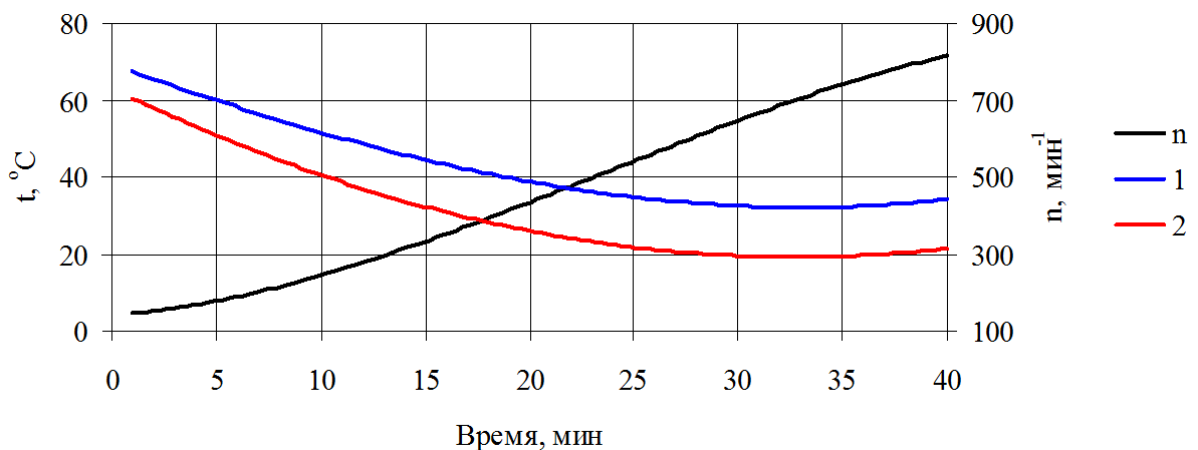


Рисунок 4.27 – Динамика остывания воздуха (1) и стенок (2) впускного коллектора после прогрева в течение 30 минут одним ТЭН при прокрутке ( $t_o = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Из рисунков следует, что через 10 минут после начала прогрева перепад температур между воздухом в коллекторе и окружающим воздухом при работе одного ТЭН составляет  $52 \text{ }^\circ\text{C}$ , количество внесенного во впускной коллектор тепла –  $470 \text{ кДж}$ , при работе двух ТЭН –  $63 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $975 \text{ кДж}$ , при работе трех ТЭН –  $98 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $1480 \text{ кДж}$ , соответственно. Установлено, что наиболее рациональным

является установка ТЭН в верхней части коллектора, около входов во впускные каналы цилиндров двигателя.

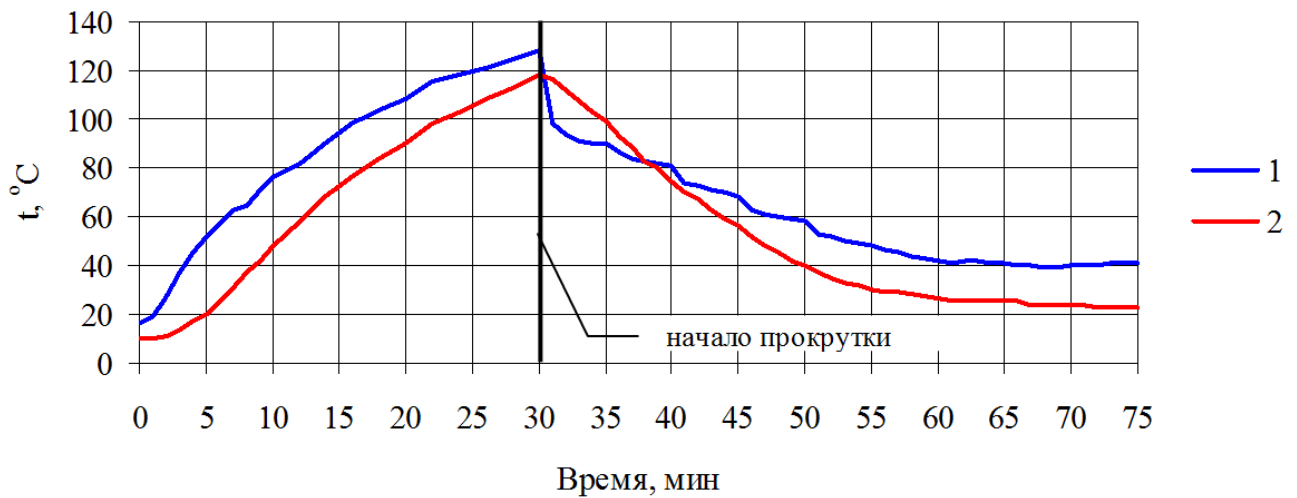


Рисунок 4.28 – Динамика нагрева воздуха (1) и стенок (2) впускного коллектора в течение 30 мин двумя ТЭН и последующая прокрутка ( $n = 0 \dots 1250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $t_o = 13 \text{ }^\circ\text{C}$ )

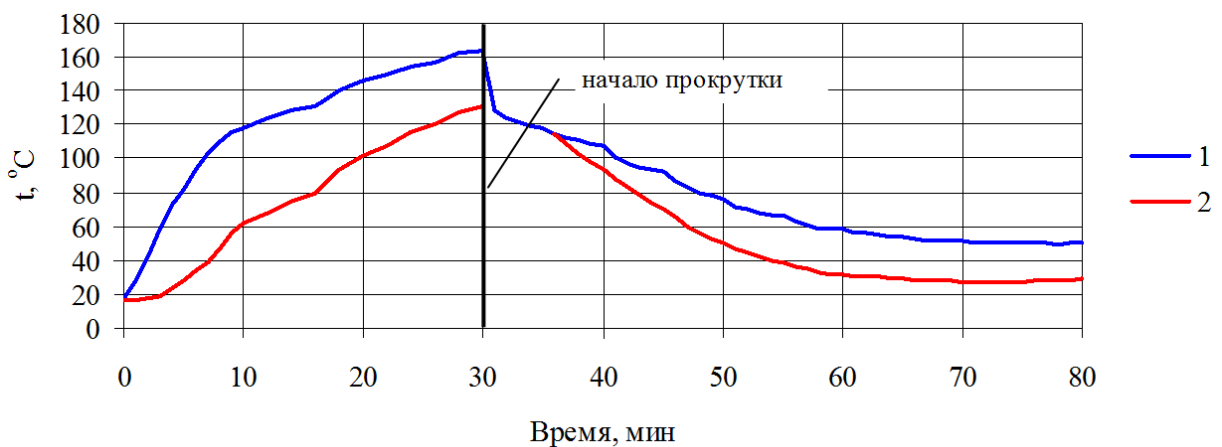


Рисунок 4.29 – Динамика нагрева воздуха (1) и стенок (2) впускного коллектора в течение 30 минут тремя ТЭН и последующая прокрутка ( $n = 0 \dots 1250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $t_o = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ )

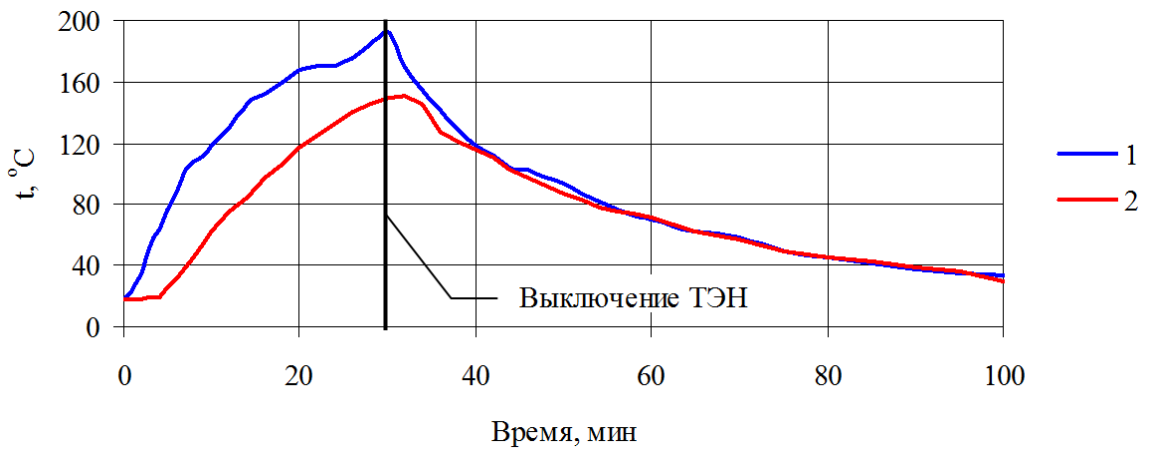


Рисунок 4.30 – Динамика прогрева воздуха (1) и стенок (2) впускного коллектора тремя ТЭН ( $t_o = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , напряжение питания – 55 В, сила тока – 37.2 А)

Из рисунков 4.26...4.30 следует, что величины перепадов температур в конце каждого 5-ти минутного периода прокрутки двигателя на каждом скоростном режиме близки к установившимся и при запуске дизеля пусковым двигателем П-23У в диапазоне  $160...220\text{ мин}^{-1}$  находятся в пределах от  $41$  до  $46\text{ }^{\circ}\text{C}$  при работе одного ТЭН,  $69...75\text{ }^{\circ}\text{C}$  при работе двух ТЭН и  $96...109\text{ }^{\circ}\text{C}$  при работе трех ТЭН.

Для оценки целесообразности применения тепловой изоляции впускного коллектора был произведен расчет теплоотдачи от его поверхности в окружающий воздух по методике В.И. Сороко-Новицкого с использованием данных рисунков 4.26...4.30. Было определено, что в течение 9 мин., необходимых для прогрева при температуре окружающего воздуха минус  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура стенки коллектора повысится до  $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в результате чего теплосодержание массы серого чугуна весом 26 кг составит 527 кДж, а теплоотдача от поверхности коллектора в окружающий воздух – 150 кДж/час. За 30 мин. в коллектор будет введено 4150 кДж выработанного тремя ТЭН тепла, относительная потеря которого составит 1.76 %, в связи с чем, впускной коллектор не нуждается в тепловой изоляции.

На основе данных рисунков 4.26...4.30 возможно оценить тепловой эффект работы ЭФУ, как вариант замены ТЭН. При часовом расходе бензина 1 кг и коэффициенте выделения тепла 0.95 тепловая мощность ЭФУ составляет 11.3 кВт, что значительно выше мощности примененных трубчатых электроподогревателей. Однако время работы ЭФУ ограничено продолжительностью работы электростартера, равной, в соответствие с ГОСТ 18509-88, 20 с. За это время ЭФУ вносит в коллектор всего 236 кДж тепла, что соответствует температурному перепаду 39 °С. При температуре ОС минус 25 °С температура воздуха в коллекторе достигнет только 14 °С, а температура самовоспламенения дизельного топлива возрастет на 50...70 °С, что объясняет неудачные пуски дизеля с ЭФУ (по данным ОАО «НИИ АТТ»). Требуемая ГОСТ 18509-88 продолжительность периода между повторными попытками запуска исключает возможность повышения температур воздуха при последующих попытках запуска, так как согласно рисунку 4.29 для повышения температуры стенки коллектора на 1 °С в начале прогрева требуется 700 кДж тепла. Столь малый тепловой эффект применения ЭФУ делает его непригодным для использования в качестве СОП дизеля 4ЧН15/20.5 с пониженной степенью сжатия в составе инверторной энергоустановки. Двухконтурный факельный подогреватель воздуха, установленный в коллектор со стороны четвертого цилиндра двигателя, также не сможет прогреть до нужной температуры воздух, поступающий в первый цилиндр, в результате чего возможно его осмоление. ТЭН заведомо обеспечивают пуск первичного дизеля инверторной энергоустановки с пониженной степенью сжатия при нормативных значениях внешних условий ( $t_{окр} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$ ).

Были определены пусковые характеристики двигателя с предпусковым подогревом воздуха во впускном коллекторе тремя ТЭН с суммарной тепловой мощностью 2.4 кВт, полученные путем последовательного снижения продолжительности подогрева воздуха до увеличения продолжительности запуска с 0.4...0.6 до 1.5...2.0 с. Соответствующая этой продолжительности запуска температура воздуха во впускном коллекторе линейно увеличивается с 64 °С при  $t_{окр} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$  до 67 °С при  $t_{окр} = -10 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Линейная экстраполяция этой зависимости

при  $t_{окр} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$  дает температуру воздуха в коллекторе  $69\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Двигатель запускался без признаков выброса белых паров несгоревшего топлива, с клубом черного дыма вследствие малых величин коэффициента избытка воздуха.

Продолжительность предпускового подогрева воздуха во впускном коллекторе составила 4.6 мин. при температуре окружающего воздуха  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 5 мин. при  $t_{окр} = -3\text{ }^{\circ}\text{C}$  и 7.5 мин. при температуре  $t_{окр} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , но в последнем случае произошло сокращение продолжительности пуска до 1 с, в связи с чем продолжительность предпускового подогрева воздуха составит в этом случае не более 6.5 мин. Продолжительность пуска двигателя без предпускового подогрева воздуха при температуре ОС  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  составила 17 с, что совпадает с ранее полученными данными.

Расчёт показал, что потребляемый ТЭН ток, при снижении напряжения с 55 до 24 В составит  $6.5\text{ А}\cdot\text{ч}$  при  $t_{окр} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $15\text{ А}\cdot\text{ч}$  при  $t_{окр} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В связи с тем, что по мере увеличения разрядного тока АКБ снижается его емкость, была оценена возможность применения стартерных АКБ 6СТ-128 для питания ТЭН при запуске дизеля пусковым двигателем П-23У. По трем точкам, приведенным в паспорте аккумулятора, были построены зависимости относительной емкости от силы тока и времени разряда (рисунки 4.31 и 4.32). Время разряда при трех ТЭН и разрядном токе 100 А составит 30 минут, минимальная емкость АКБ –  $64\text{ А}\cdot\text{ч}$ , при двух ТЭН с разрядным током 67 А – 45 минут и  $75\text{ А}\cdot\text{ч}$ , соответственно. Для инверторных энергоустановок, имеющих высокоёмкую аккумуляторную систему, потребляемый ТЭН ток не имеет существенного значения.

Пусковые характеристики первичного дизеля 4ЧН15/20.5 со сниженной до 12.5 степенью сжатия приведены на рисунке 4.33.



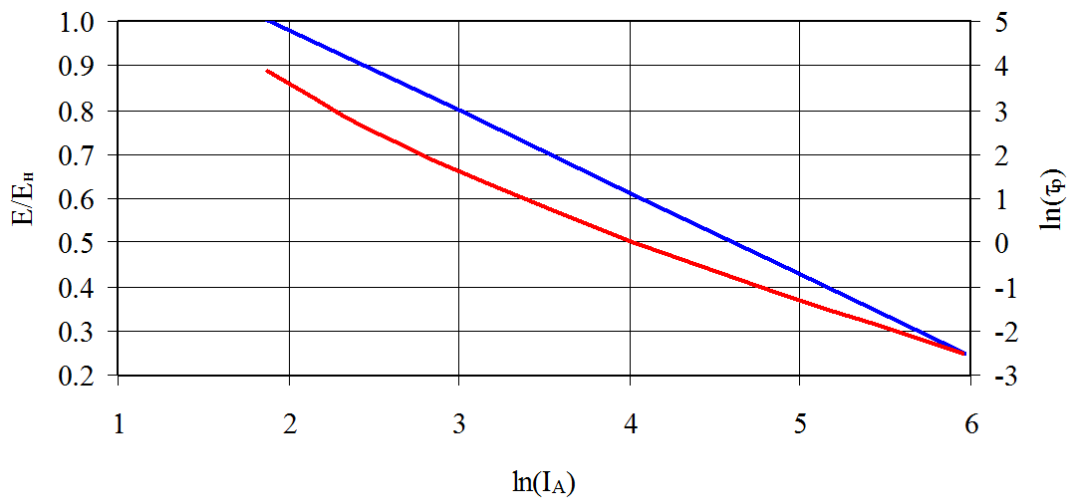


Рисунок 4.31 – Зависимость относительного изменения емкости и времени разряда АКБ 6СТ-128 от силы разрядного тока: —  $E/E_n$ ; —  $\ln(\tau_p)$

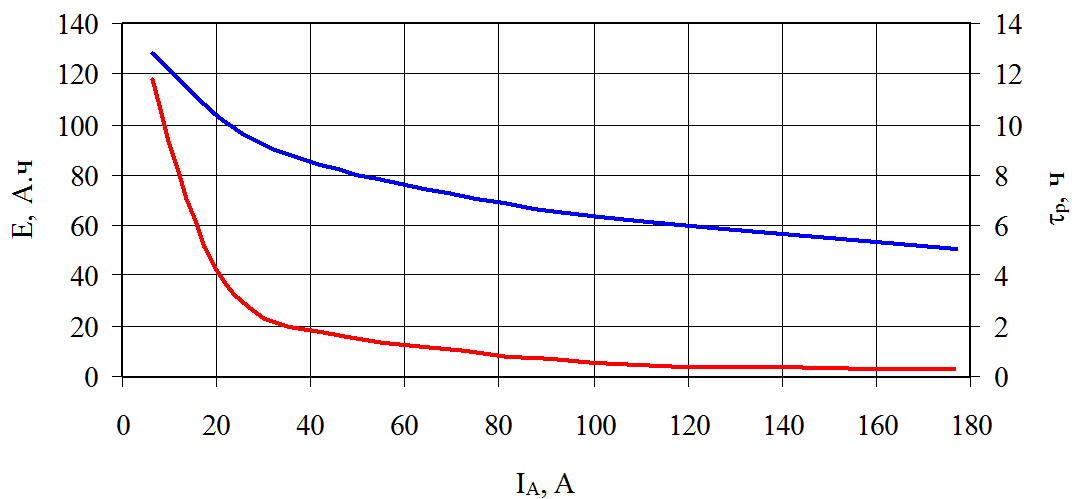


Рисунок 4.32 – Зависимость емкости и времени разряда АКБ 6СТ-128 от силы разрядного тока: —  $E$ ; —  $\tau_p$

Таким образом, в ходе экспериментальных исследований обосновано, что нормативные пусковые качества первичного конвертированного дизеля с пониженной степенью сжатия в составе инверторной энергоустановки могут быть обеспечены, например, использованием ТЭН, установленных во впускном коллекторе [268].

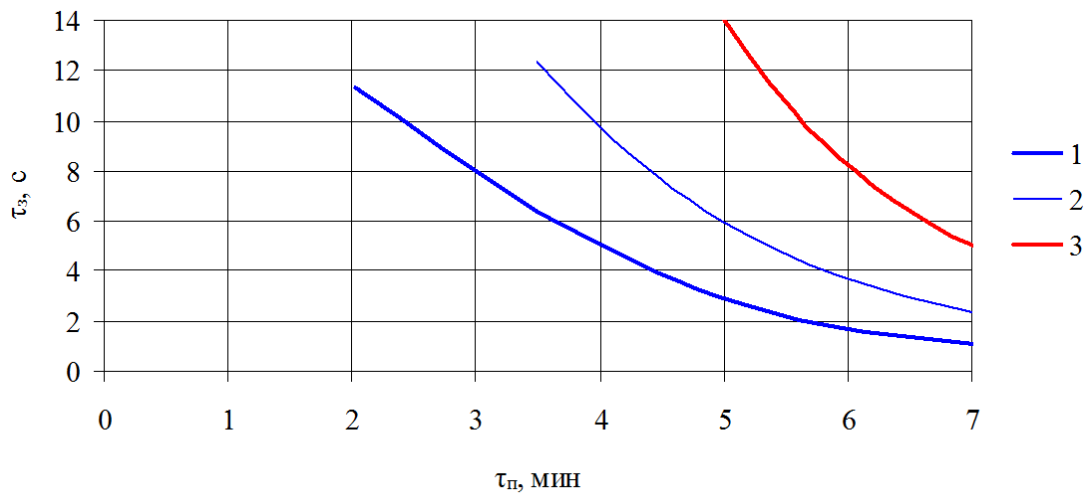


Рисунок 4.33 – Зависимость времени пуска дизеля 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 12.5 от времени предварительного прогрева тремя ТЭН суммарной мощностью 2.4 кВт при различных температурах окружающего воздуха:

$$1 - t_0 = -10 \text{ } ^\circ\text{C}; 2 - t_0 = -15 \text{ } ^\circ\text{C}; 3 - t_0 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 4.6 Выводы и рекомендации по 4-ой главе

Анализ результатов стендовых испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 с различной степенью сжатия и ТКР подтвердил, что:

- реализация оптимального алгоритма управления частотой вращения КВ первичного дизеля 4ЧН15/20.5 позволяет существенно (на 10...25% в диапазоне мощностей 20...70 кВт) снизить эксплуатационный расход топлива инверторной энергоустановкой;

- снижение степени сжатия с 14.5 до 12.5 при одновременном повышении давления наддува влечет уменьшение тепловой и механической нагрузки на детали первичного дизеля 4ЧН15/20.5, на режиме  $950 \text{ мин}^{-1}$   $P_z$  уменьшается на величину до 1...1.5 МПа, температура отработавших газов перед турбиной снижается на 50...100 °С, температура поршня над первым поршневым кольцом, при снижении степени сжатия с 14.5 до 13.5, уменьшается на 35...45 °С;

- рост удельного расхода топлива, при уменьшении степени сжатия с 14.5 до 12.5 при одновременном повышении давления наддува не превышает 8 % на режиме номинальной частоты вращения КВ и 2 % при  $950 \text{ мин}^{-1}$ , что меньше,

чем экономия топлива, полученная при переходе на режим переменной частоты вращения.

Испытания дизеля 4ЧН15/20.5 с серийной степенью сжатия (14.5) в климатической камере показали:

- мощность, развиваемая стартером с двумя теплыми АКБ 100 % зарядки, достигает своего максимального значения 8.4 кВт при токе 930 А и напряжении на зажимах стартера 16.8 В, с частотой вращения ведущей шестерни 1320 мин<sup>-1</sup>.

- пуск двигателя при питании стартера от двух АКБ возможен при следующих условиях:

- а) холодные АКБ, заряженные на 90...95 %, – до минус 7 °С;

- б) холодные АКБ, заряженные на 75 %, – до минус 5 °С;

- в) теплые АКБ, заряженные на 100 %, – до минус 10 °С.

Сравнительные испытания дизеля 4ЧН15/20.5 в климатической камере с различной степенью сжатия (12.5...14.5) и ТЭН во впускном коллекторе позволили сформулировать следующие выводы:

- средством обеспечения надежного пуска двигателя 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 12.5 в составе инверторной энергоустановки является предварительный прогрев воздуха во впускном коллекторе размещенными в нем по всей длине ТЭН с суммарной тепловой мощностью 1.6...2.4 кВт;

- испытания показали целесообразность установки двух ТЭН длиной 785 мм непосредственно под патрубками коллектора, подводящими воздух к головкам цилиндров двигателя;

- для питания ТЭН подогрева воздуха мощностью до 2.4 кВт при запуске первичного дизеля 4ЧН15/20.5 возможно применение штатных стартерных АКБ 6СТ-128;

- расход электроэнергии на предпусковой подогрев воздуха может быть существенно сокращен при увеличении продолжительности времени запуска с 1.5...2.0 до 4.0...5.0 с;

- впускной коллектор с установленными в нем трубчатыми электронагревателями не нуждается в тепловой изоляции.

## 5 Технико-экономическое обоснование эффективности предлагаемого технического решения

Было выполнено технико-экономическое обоснование предлагаемого технического решения на примере энергоустановки с первичным ПДВС – 4ЧН15/20.5, основные характеристики которого приведены в п. 3.1. Расчет выполнялся для вариантов конструкции:

- 1) с постоянной частотой вращения и степенью сжатия 14.5 (базовый);
- 2) с постоянной частотой вращения и степенью сжатия 13.5;
- 3) с переменной частотой вращения и степенью сжатия 14.5;
- 4) с переменной частотой вращения и степенью сжатия 13.5.

Эффективность технического решения определялась по критерию суммарных затрат на топливо и расходование ресурса энергоустановки. Предполагалось, что мощность ДГУ составляет 100 % от установленной мощности гибридной инверторной энергоустановки.

### 5.1 Определение затрат на топливо

С использованием графика характерных суточных электрических нагрузок автономной системы энергоснабжения (см. рисунок 1.10) была построена гистограмма частоты возникновения режимов нагружения инверторной энергоустановки без учета ВЭУ (предполагаем предельный случай – ветер отсутствует вообще). Необходимо иметь в виду, что инвертор уже входит в состав и, соответственно, в стоимость ВЭУ, поэтому определение сроков его окупаемости в составе инверторной гибридной энергоустановки носит условный характер.

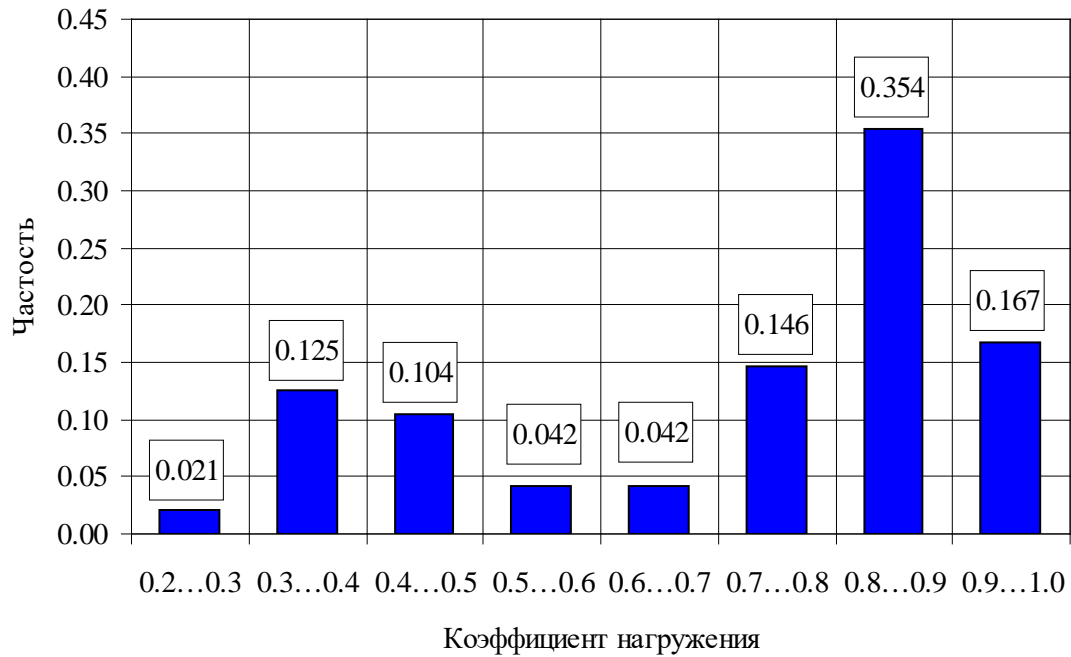


Рисунок 5.1 – Частота возникновения режимов нагружения инверторной энергоустановки

Максимальная мощность ДВС определялась с учетом КПД электротехнической части ДГУ, нормативного коэффициента реактивной нагрузки  $\cos \varphi = 0.8$  [269], но без учета возможности 10 % перегрузки, она составила – 125 кВт. На основании гистограммы частоты и ранее синтезированного алгоритма оптимального регулирования (см. рисунок 4.10) получены средние частоты вращения КВ ДВС инверторной энергоустановки (варианты 3 и 4) в каждом из диапазонов нагрузки.

Для каждого из режимов нагружения по экспериментальным данным, обработанным нейросетевой моделью, определены характеристики удельного расхода топлива (рисунок 5.2) и рассчитаны интегральные показатели среднесуточных и среднегодовых затрат на дизельное топливо энергоустановки в различных вариантах исполнения. Средняя оптовая стоимость в Республике Саха (Якутия) в 2019 году – 55 руб/кг, в 2020 году – 60 руб/кг.

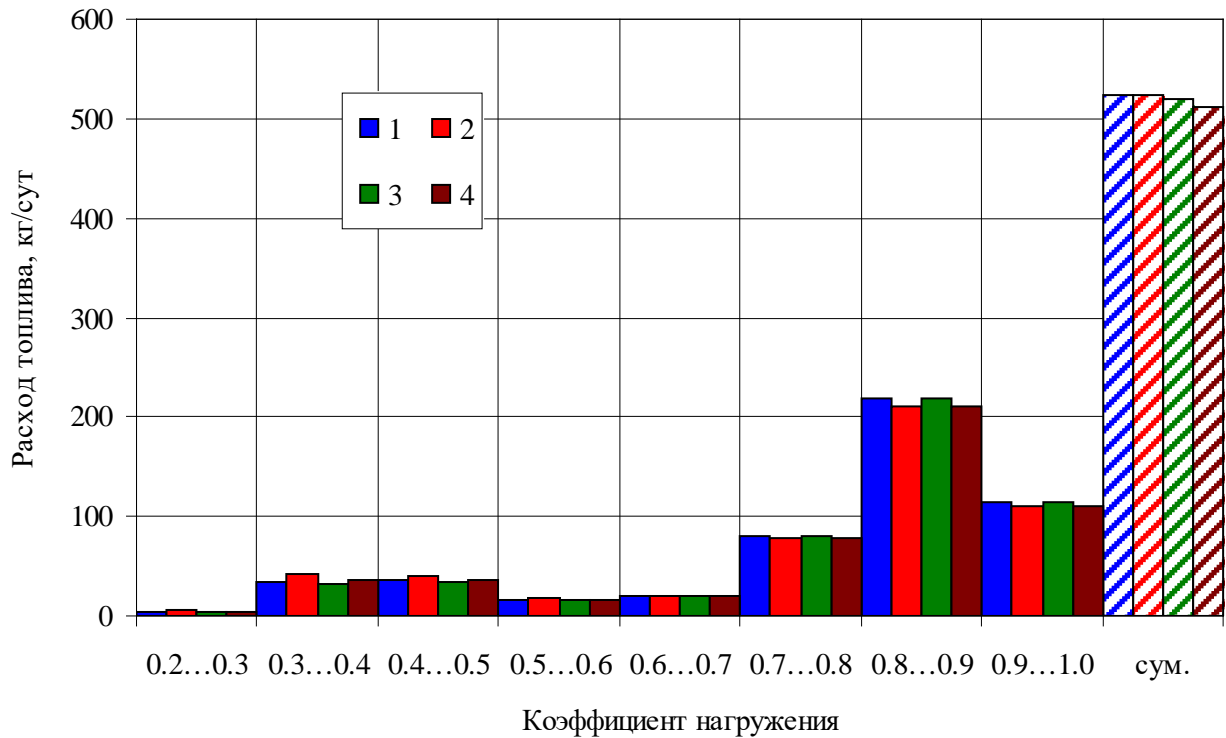


Рисунок 5.2 – Среднесуточный расход топлива энергоустановкой в различных вариантах конструктивного исполнения (1...4)

Годовые затраты на приобретение топлива для базового варианта энергоустановки составляют 10.5 млн. руб. Снижение степени сжатия с 14.5 до 13.5 единиц при постоянной частоте вращения КВ не влечет какое-либо заметное изменение суточного и годового расходов топлива. Увеличение расхода на режимах малых и средних нагрузок (менее 80 кВт) компенсируется его уменьшением на режимах близких к номинальным (до момента стабилизации частоты вращения КВ и включения байпаса инвертора).

Затраты на приобретение топлива для инверторной энергоустановки с оптимальной частотой вращения КВ и степенью сжатия 14.5 снизятся, по сравнению с базовым вариантом, на 103 тыс. руб. или 1 %. Инвертор окупится не более чем через 6 лет. Так как мы выполняли расчет для предельного случая, при неработающей ВЭУ, в условиях реальной гибридной установки эффект будет выше. Например, если ВЭУ будет генерировать 50 % мощности от установленной, максимально возможная годовая экономия топлива, зависящая

от графика мощности ветра, составит 2.2 % или 226 тыс. руб. (инвертор окупится за 2.7 года).

Снижение степени сжатия до 13.5 при переменной частоте вращения КВ дополнительно позволяет уменьшить затраты на топливо на 1.5 %. Суммарный экономический эффект по сравнению с базовым вариантом составит 268 тыс. руб. или 2.5 %. Если ВЭУ будет генерировать 50 % мощности от установленной, максимально возможная годовая экономия топлива уменьшится до 1.3 % или 115 тыс. руб. Обратный эффект влияния мощности ВЭУ, по сравнению с базовым вариантом с переменной частотой вращения, объясняется тем, что удельный эффективный расход топлива варианта 4 в диапазоне значений коэффициента нагружения 0.3...0.5 выше, чем для варианта 1.

Таким образом предложенное техническое решение позволяет снизить затраты на топливо для гибридной энергетической установки на 1...2.5 %, в зависимости от графика мощности ветра.

## 5.2 Оценка расходования ресурса

Для определения изменения скорости расходования ресурса ПДВС, при внесении в его конструкцию и режимы эксплуатации изменений, была использована методика А.А. Малозёмова и А.С. Шикина [270]. Данная методика может быть упрощена [271], так как:

- накоплением от воздействия переменной частоты вращения КВ (ускорений) и высокочастотными теплосменами как базовой, так и инверторной энергоустановок можно пренебречь, так как в автономных системах энергообеспечения изменение нагрузки происходит постепенно;

- базовая энергоустановка работает при постоянной частоте вращения, а инверторной энергоустановки каждой нагрузке соответствует одна оптимальная частота вращения КВ.

Согласно методике, относительная скорость накопления повреждений от  $j$ -го фактора исследуемого двигателя (по отношению к базовому):

$$K_j = \frac{C_j}{C'_j}, \quad (5.1)$$

где: символ «'» относится к базовому двигателю;  $C$  – условная скорость накопления повреждений:

- от инерционных нагрузок:

$$C_n = \sum_1^i (n_i^{2m+1} \cdot f_i), \quad (5.2)$$

где:  $m$  – показатель степени ( $m = 6$  [272]);  $f_i$  – частоты возникновения  $i$ -го режима;  $n_i$  – частота вращения КВ на  $i$ -ом режиме,

- от газовых сил:

$$C_{Pz} = \sum_1^i (P_{zi}^m \cdot n_i \cdot f_i), \quad (5.3)$$

- от воздействия низкочастотных макротеплосмен:

$$C_T = \sum_1^i (C_{Ti}^m \cdot f_i \cdot n_i), \quad (5.4)$$

$$C_{Ti} = \left( \frac{G_{mi}}{G_{mi \text{ nom}}} \right)^a \cdot \left( \frac{n_{\text{nom}}}{n_i} \cdot \left( \frac{P_{k \text{ nom}}}{P_{ki}} \right)^{0.61} \right)^b, \quad (5.5)$$

где:  $G_m$  – часовой массовый расход топлива;  $a$  и  $b$  – показатели степени, зависящие от рассматриваемой поверхности;  $P_k$  – давление воздуха перед органами впуска; «*nom*» – режим, выбранный в качестве номинального.

Условная скорость изнашивания:

$$C_{\text{изн}} = \sum_1^i (P_m \cdot f_i \cdot n_i), \quad (5.6)$$

где:  $P_m$  – давление механических потерь.



Показатель ресурса ДВС определяется исходя из известного значения ресурса базового двигателя  $R'$ :

$$R = R' / K_{\Sigma}, \quad (5.7)$$

где:  $K_{\Sigma}$  – суммарная относительная скорость накопления повреждений исследуемого двигателя (по отношению к базовому).

В выражении (5.7) используется значение ресурса ДВС, а не ДГУ, так как согласно действующим в отрасли НТД именно двигатель определяет ресурс энергоустановки. Заявленный ресурс дизеля 4ЧН15/20.5 – 12 000 часов. Средняя стоимость энергоустановки отечественного производства бескапотного исполнения 1-ой степени автоматизации мощностью 100 кВт в 2019 году – 800 тыс. руб., соответственно, условная скорость расходования ресурса в стоимостном выражении составит 66.7 руб./час или 584 тыс. руб./год при непрерывной эксплуатации и 292 тыс. руб./год при работе совместно с ВЭУ мощностью 100 кВт.

С использованием гистограммы частоты возникновения режимов нагружения (рисунок 5.1), экспериментальных и расчетных данных были определены значения суммарной относительной скорости накопления повреждений и относительной скорости изнашивания дизеля 4ЧН15/20.5 в составе энергоустановки (без учета ВЭУ) с постоянной и переменной частотой вращения КВ, степенью сжатия 14.5 и 13.5. Основные результаты расчета представлены в таблице 5.1 и на рисунке 5.3.

При одновременном снижении степени сжатия и работе с оптимальной частотой вращения КВ происходит снижение суммарной скорости накопления повреждений на 30 %. Только при снижении степени сжатия, либо только при работе с переменной частотой вращения скорость накопления повреждений увеличивается на 9 % и 47 %, соответственно. Это вызвано тем, что оба мероприятия влекут рост скорости накопления повреждений в 1.7...2.1 раза вследствие увеличения амплитуды низкочастотных макротеплосмен из-за: а) изменения частоты вращения; б) увеличения диапазона изменения средних температур и давлений

рабочего тела в КС. В варианте (2) это частично компенсируется снижением газовых нагрузок, а в варианте (3) – уменьшением инерционных нагрузок, что является недостаточным. В варианте (4) одновременно снижаются как инерционные нагрузки, так и газовые силы, что компенсирует рост скорости накопления повреждений из-за макротеплосмен.

Таблица 5.1 – Относительная скорость накопления повреждений и изнашивания дизеля 4ЧН15/20.5 в составе энергоустановки

Влияющий фактор	Вариант			
	1	2	3	4
Инерционные нагрузки	1.000	1.000	0.607	0.607
Газовые силы	1.000	0.518	1.171	0.567
Макротеплосмены:				
- гильза	1.000	2.095	2.066	2.033
- головка цилиндра	1.000	1.885	1.770	1.757
- поршень	1.000	1.822	1.689	1.679
Суммарные повреждающие нагрузки:				
- без ВЭУ	1.000	1.086	1.468	0.700
- с ВЭУ	1.000	1.853	1.333	0.619
Изнашивание	1.000	0.996	0.763	0.759

Расчет относительной скорости накопления повреждений был выполнен для трех основных деталей: гильзы и головки цилиндра, поршня. В наибольшей степени (на 42 %) уменьшается суммарная скорость накопления повреждений поршня, для головки цилиндра эта величина составляет 40 %, для гильзы – 30 %. Поэтому лимитирующей ресурс деталью является гильза. В случае совместной работы с ВЭУ такой же мощности (100 кВт) в составе гибридной установки, суммарная скорость накопления повреждений снижается на 38 %.

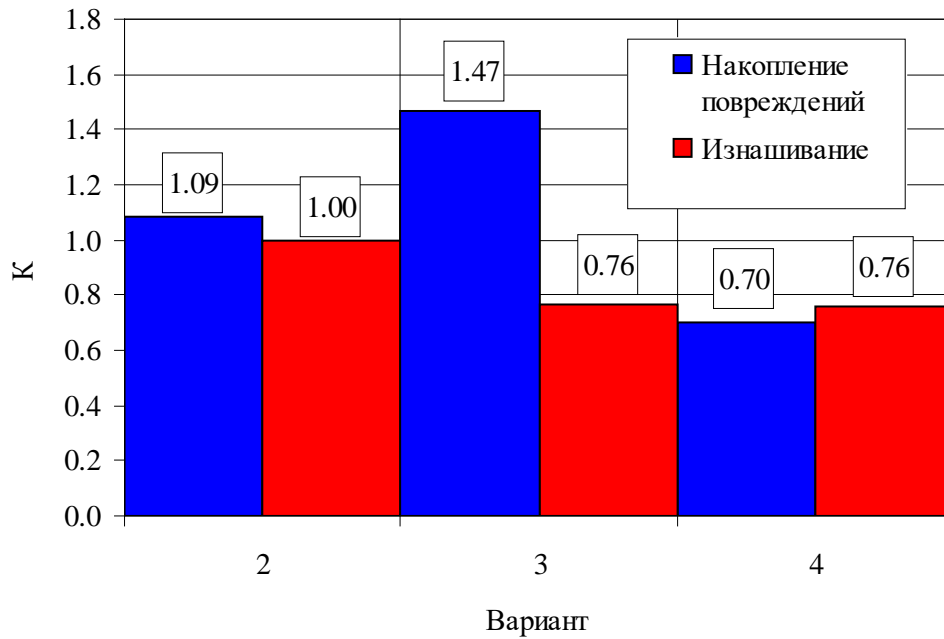


Рисунок 5.3 – Суммарная относительная скорость накопления повреждений и относительная скорость изнашивания дизеля 4ЧН15/20.5 в составе энергоустановки в различных вариантах конструктивного исполнения (2...4)

Скорость изнашивания уменьшается во всех рассмотренных вариантах из-за снижения частоты вращения и/или уменьшения газовых сил. Для варианта (4) её снижение составляет 24 %. То есть, параметрический отказ наступит раньше, чем функциональный, поэтому он является лимитирующим при расчете экономической эффективности технического решения, предложенного в диссертационной работе. Таким образом, ожидаемое увеличение ресурса дизеля 4ЧН15/20.5 (с пониженной до 13.5 степенью сжатия) в составе инверторной гибридной энергоустановки составит 32 %.

### 5.3 Выводы и рекомендации по 5-ой главе

В таблице 5.2 представлены основные итоговые результаты технико-экономического обоснования эффективности предложенного в диссертации технического решения.

Таблица 5.2 – Результаты технико-экономического расчета (без учета работы ВЭУ)

Экономический показатель, тыс. руб./год	Вариант			
	1 – базовый ( $\varepsilon = 14.5$ , $n = \text{const}$ )	2 ( $\varepsilon = 13.5$ , $n = \text{const}$ )	3 ( $\varepsilon = 14.5$ , $n = \text{var}$ )	4 ( $\varepsilon = 13.5$ , $n = \text{var}$ )
Затраты на топливо	10531	10536	10428	10263
Изменение (относительно базового варианта):				
абсолютное	-	+5	-103	-268
относительное, %	-	+0.05	-0.98	-2.54
Расходование ресурса	584	634	857	444
Изменение (относительно базового варианта):				
абсолютное	-	+50	+273	-140
относительное, %	-	+8.56	+46.75	-23.97
Итого	11115	11170	11285	10707
Изменение «Итого» (относительно базового варианта):				
абсолютное	-	+55	+170	-408
относительное, %	-	+0.49	+1.53	-3.67

Необходимо отметить, что в таблице 5.2 не учтено изменение затрат на текущий ремонт ДВС (которые изменятся из-за изменения вероятности выхода дизеля из строя) и другие сопутствующие эксплуатационные затраты. Приведены результаты расчета без учета ВЭУ, так как они являются минимальными с точки зрения эффективности.

В ходе технико-экономического обоснования, на примере первичного дизеля 4ЧН15/20.5, подтверждена эффективность предлагаемого технического решения, заключающегося в снижении степени сжатия ДВС в составе инверторной установки с целью снижения его тепловой и механической нагруженности, в том числе:

1) Установлено, что техническое решение позволяет снизить затраты на топливо для ДВС в составе инверторной гибридной энергетической установки на 1...2.5%.

2) Выявлено, что только снижение степени сжатия или только работа первичного ДВС с оптимальной, с точки зрения топливной экономичности, частотой вращения влекут увеличение скорости накопления повреждений в 1.7...2.1 раза, поэтому не могут быть рекомендованы к внедрению без дополнительных мероприятий по снижению тепловых нагрузок.

3) Установлено, что предложенное техническое решение позволяет повысить ресурс первичного ДВС до функционального отказа вследствие накопления повреждений на 43 % и до параметрического отказа вследствие изнашивания на 32 %.

4) Выявлено, что совместная работа ДГУ с ВЭУ позволяют дополнительно снизить удельный расход топлива и скорость расходования ресурса вследствие изменения частоты режимов нагружения, величина эффекта зависит от установленной мощности ВЭУ и графика ветровой нагрузки.

5) Установлено, что для рассматриваемой инверторной энергоустановки мощностью 100 кВт годовой экономический эффект составит 408 тыс. руб. или 3.67 % от затрат на топливо и расходование ресурса базовой энергоустановки, поэтому предложенное и научно обоснованное техническое решение может быть рекомендовано к внедрению, так как является экономически эффективным.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе диссертационного исследования **научно обосновано техническое решение** по снижению тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки заключающееся в снижении геометрической степени сжатия двигателя при одновременном повышении давления наддува. Получены следующие научные результаты:

**1. Разработаны математические модели** процессов в системах и механизмах двигателя, учитывающие особенности конструкции и функционирования в составе инверторной энергоустановки и позволяющие комплексно оценивать показатели топливной экономичности и тепломеханической нагруженности:

- **предложено новое уравнение** для определения зависимости термического КПД цикла Тринклера от степени сжатия поршневой части и компрессора, с учетом ограничения максимального давления цикла;

- **предложено новое уравнение** для определения степени сжатия поршневой части и компрессора, при которых достигается максимальное значение термического КПД для различных величин относительного максимального давления цикла;

- **разработана феноменологическая математическая модель** процессов дизеля для оценки влияния различных факторов на расход топлива, тепловую и механическую нагруженность, которая, **в отличие от известных**, включает зависимости для определения относительного изменения периода задержки воспламенения топлива в камере сгорания, показателя характера тепловыделения в уравнении И.И. Виббе и критерия теплонапряженности от относительного изменения геометрической степени сжатия и давления наддува.

**2. Выявлены зависимости**, связывающие конструктивные параметры и режимы функционирования ДВС в составе инверторной энергоустановки, показатели его топливной экономичности, тепломеханической нагруженности и пусковые качества:

- на основе анализа цикла Тринклера **определена зависимость** термического КПД от степени сжатия поршневой части и компрессора с учетом ограничения максимального давления цикла, **выявлены зависимости** предельных величин степеней повышения давления и последующего расширения, исходя из условия роста максимально возможной величины термического КПД при снижении степени сжатия поршневой части;

- с применением разработанной феноменологической математической модели **выявлены зависимости** периода задержки воспламенения, показателя характера тепловыделения в уравнении И.И. Вибе и критерия теплонапряженности основных деталей двигателя 4ЧН15/20.5 от геометрической степени сжатия и давления наддува;

- по результатам стендовых испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 12.5, 13.5, 14.5 и различными турбокомпрессорами **определены** зависимости показателей топливной экономичности и тепломеханической нагруженности от его конструктивных и режимных параметров;

- по результатам испытаний дизеля 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 14.5 и 12.5 в климатической камере **выявлена зависимость** его пусковых качеств от мощности электронагревателей во впускном коллекторе при различных степенях сжатия и температурах окружающей среды.

3. **Обоснованы** рациональные конструктивные **параметры** двигателя в составе инверторной энергоустановки, обеспечивающие повышение его топливной экономичности, при снижении тепломеханической нагруженности и обеспечении нормативных пусковых качеств:

- в ходе CFD-расчета **установлена** и экспериментально **подтверждена** рациональная величина степени сжатия дизеля 4ЧН15/20.5, конвертированного для работы в составе инверторной энергоустановки – 13.5 единиц;

- **экспериментально подтверждено**, что методом обеспечения надежного пуска двигателя 4ЧН15/20.5 со степенью сжатия 12.5 единиц и выше в составе инверторной энергоустановки является предварительный прогрев воздуха во впускном коллекторе электронагревателями мощностью 1.6...2.4 кВт.

4. **Обоснована эффективность технического решения**, заключающегося в снижении степени сжатия при одновременном повышении давления наддува, с учетом необходимости обеспечения требуемых пусковых качеств ДВС в составе инверторной энергоустановки, **установлено**, что:

- реализация оптимального алгоритма управления частотой вращения коленчатого вала дизеля 4ЧН15/20.5 в составе инверторной энергоустановки позволяет **снизить текущий расход топлива** на 10...25 % (в диапазоне мощностей 20...70 кВт), эксплуатационный – на 1...2.5 %;

- рекомендуемое снижение степени сжатия с при одновременном повышении давления наддува влечет **уменьшение максимального давления газов** в камере сгорания первичного дизеля 4ЧН15/20.5 на 1...1.5 МПа, **максимальной температуры газов** в камере сгорания – на 85...120 К, **температуры поршня над первым поршневым кольцом** – на 35...45 К, в зависимости от нагрузки;

- снижение степени сжатия до 13.5 единиц, при прочих равных условиях, позволяет для первичного дизеля 4ЧН15/20.5 **уменьшить выбросы** сажевых частиц – в 2 раза, оксидов азота – на 2 %, углеводородов – почти до нуля, рост выбросов оксидов углерода II не превышает допустимых норм;

- предлагаемое техническое решение позволяет **повысить ресурс** первичного двигателя 4ЧН15/20.5 до функционального отказа вследствие накопления повреждений на 43 % и до параметрического отказа вследствие изнашивания – на 32 %;

- для инверторной энергоустановки мощностью 100 кВт с дизелем 4ЧН15/20.5 годовой **экономический эффект** составит 408 тыс. руб. или 3.67 % от затрат на топливо и расходование ресурса базовой энергоустановки.

**Дальнейшая разработка темы исследования** осуществляется в направлении совершенствования математических моделей изнашивания и накопления повреждений первичного двигателя инверторной энергоустановки с целью повышения достоверности и снижения трудоемкости.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 ГОСТ 33105-2014. Установки электрогенераторные с двигателями внутреннего сгорания. Общие технические требования. – 2016-06-01. – М: Стандартиформ, 2015. – 19 с.
- 2 Киушкина, В.Р. Децентрализованное электроснабжение районов Якутии с использованием энергии ветра. Автореферат дисс... канд. техн. наук. – Томск: 2005
- 3 Официальный интернет портал «Стратегия научно-технологического развития Российской Федерации на долгосрочный период» [электронный ресурс] (<http://sntr-rf.ru/>).
- 4 Министерство энергетики РФ [электронный ресурс] (<https://minenergo.gov.ru/system/download-pdf/1920/69055>).
- 5 Бушуев, В.В. О доктрине энергетической безопасности России В.В. Бушуев, Н.И. Воропай, С.М. Сендеров, В.В. Саенко // Национальная безопасность, № 2, 2012. – С. 40–50.
- 6 Leuchter, J. Configuration for mobile electrical power source / J. Leuchter, P. Bauer, O. Kurka // Proceedings of the international conference on power electronics, intelligent motion and power quality (Germany), Vol. 1, 2004. – P. 916–919.
- 7 ГОСТ Р 54149-2010. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. – 2013-01-01. – М: Стандартиформ, 2012. – 20 с.
- 8 Andriulli, J.B. Advanced power generation systems for the 21st century: market survey and recommendations for a design philosophy / J.B. Andriulli, A.E. Gates, H.D. Haynes and al. – Springfield: OAK Ridge national laboratory, 1999. – 237 p.
- 9 Malozemov, A.A. Hybrid power system with variable speed diesel engine / A.A. Malozemov, V.S. Kukis, A.V. Naumov // International Ural Conference on Green Energy (UralCon). IEEE Xplore Digital Library, 2018.

10 Наумов, А.В. Многофункциональный энерготехнологический комплекс как основа развития малой энергетики / А.В. Наумов // Современные транспортные технологии: задачи, проблемы, решения. – 2019. – Том 3. – С.34 – 39.

11 Наумов, А.В. Обеспечение пуска дизеля с пониженной степенью сжатия в составе многофункционального энерготехнологического комплекса применением электронагревателей воздуха на впуске / А.В. Наумов, А.А. Малозёмов, М.П. Грабец // Современные транспортные технологии: задачи, проблемы, решения. – 2019. – Том 3. – С. 23 – 33.

12 Наумов, А.В. Некоторые вопросы тепловой напряженности первичного дизеля / А.В. Наумов // Наука ЮУрГУ. Материалы 70-ой научной конференции. – Челябинск: ЮУрГУ. – 2018. – С. 678 – 682.

13 Наумов, А.В. Некоторые вопросы снижения токсичности отработавших газов и перехода на многотопливность за счет регулируемого процесса сжатия в двигателях внутреннего сгорания / А.В. Наумов // Наука ЮУрГУ. Секции технических наук. Материалы 72-ой научной конференции. Министерство науки и высшего образования Российской Федерации Южно-Уральский государственный университет. –2020. № 72. – С. 645 – 649.

14 Наумов, А.В. Основные результаты диссертационной работы «Снижение тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки» / А.В. Наумов, А.А. Малозёмов // Наука ЮУрГУ. Секции технических наук. Материалы 75-ой научной конференции. Министерство науки и высшего образования Российской Федерации Южно-Уральский государственный университет. –2023. – С. 408 – 413.

15 Наумов, А.В. Синтез алгоритма оптимального управления частотой вращения первичного дизеля инверторной гибридной энергоустановки с применением нейросетевой модели / А.В. Наумов, Д.А. Новикова // Сборник статей по материалам XV-XVI международной научно-практической конференции. – № 9–10 (14). – М: Интернаука. – 2018. – С. 100 – 109.

16 Наумов, А.В. Некоторые направления повышения энергообеспеченности образца вооружения и военной техники путем внедрения гибридных энергоустановок / А.В. Наумов, А.М. Хуснутдинов // Материалы III Всероссийской научно-практической конференции «Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация», Часть II: Энергетические установки транспортных средств специального назначения. – Омск: ОАБИИ. – 2019. – С. 3 – 44.

17 Наумов, А.В. Методика испытаний дизеля, используемого в качестве первичного в составе инверторной энергоустановки / А.В. Наумов, А.А. Малозёмов // Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация: материалы. – Омск: ОАБИИ, 2021. – С. 236 – 241.

18 Наумов, А.В. Техничко-экономическое обоснование эффективности одновременного снижения степени сжатия и повышения давления наддува Конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки / А.В. Наумов, А.А. Малозёмов // Материалы VIII Всероссийской научно-практической конференции «Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация». – Омск: ОАБИИ. – 2024. – С. 91 – 97.

19 Наумов, А.В. Некоторые направления повышения энергообеспеченности образца вооружения и военной техники путем внедрения гибридных энергоустановок / А.В. Наумов, Г.Д. Чешко // Всероссийская научно-практическая конференция «Калашниковские чтения», г. Ижевск. – 2018. – С. 218 – 225.

20 Наумов, А.В. К вопросу о регулировании параметров в процессе сжатия в двигателе внутреннего сгорания / А.В. Наумов // Материалы Международной научно-практической конференции, посвящённой 100-летию Отечественного танкостроения. – Омск: ОАБИИ. – 2020. – С. 140 – 146.

21 Наумов, А.В. Некоторые направления исследований в области инверторных двигатель-генераторных установок / А.В. Наумов // Материалы международной молодежной научно-практической конференции «Роль военной

науки в развитии оборонно-промышленного комплекса и подготовке кадров». – Омск: Академия военных наук (Сибирское отделение). – 2020. – С. 95 – 99.

22 Наумов, А.В. Методы математического моделирования влияния степени сжатия на рабочие процессы в первичных двигателях внутреннего сгорания в составе энергоустановок // А.В. Наумов, А.А. Малозёмов, Н.А. Наумов / Производственные технологии будущего: от создания к внедрению: материалы IV Междунар. науч.-практ. конф., Комсомольск-на-Амуре, 16-26 февраля 2021 г. – 2021. – С. 283 – 387.

23 Наумов, А.В. Применение CFD-моделирования для решения задач повышения эффективности автономных систем энергоснабжения // А.В. Наумов, А.А. Малозёмов / Умные технологии в современном мире: материалы IV Всероссийской научно-практической конференции, 24–25 ноября 2021 г. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2021. – Т. 1. – С. 316 – 322.

24 Наумов, А.В. Имитационная модель для определения показателей рабочих процессов в камере сгорания дизеля в составе инверторной дизель-генераторной установки // А.В. Наумов, А.А. Малозёмов / Цифровая индустрия: состояние и перспективы развития 2023 (ЦИСП'2023). Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции, 21–23 ноября 2023 г. Сборник научных статей. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2024. – С. 364 – 369.

25 Министерство энергетики РФ [электронный ресурс] (<https://minenergo.gov.ru/node/1026>).

26 ГОСТ Р 56124.2-2014 Возобновляемая энергетика. Гибридные электростанции на основе возобновляемых источников энергии, предназначенные для сельской электрификации. Рекомендации. Часть 2. Из требований по классификации систем электроснабжения. – 2016-07-01. – М: Стандартинформ, 2016. – 54 с.

27 Артюхов, И.И. Повышение эффективности систем автономного электроснабжения на объектах нефтегазовой промышленности / И.И. Артюхов, А.В. Коротков // Проблемы электроэнергетики: межвуз. науч. сб. Саратов: СГТУ, 2006. – С. 4 – 16.

28 Патрахальцев, Н.И. Регулирование дизеля методом отключения-включения цилиндров или циклов / Н.И. Патрахальцев, С.В. Страшнов, Б.А. Корнев, И.С. Мельник // Двигателестроение. – 2011. – № 3(245). – С. 7 – 12.

29 ГОСТ 32144-2013 Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. – 2014-07-01. – М: Стандартинформ, 2014. – 19 с.

30 A variable answer for gen set // Diesel progress international. November-December 2007, – P. 52 – 53 p.

31 Issa, M. Optimizing the performance of a 500 kW diesel generator: impact of the Eo-Synchro concept on fuel consumption and greenhouse gases / M. Issa, E. Dube, M. Mobarra, J. Fiset, A. Ilinca // Power engineer, № 620, 2017. – P. 22 – 31.

32 Issa, M. Modeling and optimization of the energy production based on Eo-Synchro application / M. Issa, J. Fiset, M. Mobarra, A. Ilinca // Power engineer, № 624, 2018. – P. 3 – 9.

33 Ливинский, А.П. Многофункциональные энерготехнологические комплексы / А.П. Ливинский, И.Я. Редько // Энергетическая политика, № 2, 2009. – С. 38 – 45.

34 Грачев, И.Д. О концепции развития распределенной энергетики / И.Д. Грачев, К.К. Ильковский, С.Я. Есяков, И.Я. Редько и др. // Сантехника, отопление, кондиционирование, № (155), 2014. – с. 18 – 23.

35 Малозёмов, А.А. Повышение эффективности многофункциональных энерготехнологических комплексов совершенствованием двигатель-генераторных установок: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Малозёмов Андрей Адиевич. – Челябинск, 2011. – 300 с.

36 Редько, И.Я. Многофункциональный энерготехнологический комплекс с гибридной энергоустановкой / И.Я. Редько, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, А.В. Наумов, Д.А. Новикова // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2019. – № 1 (205). – С. 90 – 93.

37 Наумов, А.В. Некоторые вопросы развития региональной малой энергетики на базе гибридных энергоустановок / А.В. Наумов, А.А. Малозёмов, В.Ю. Миронов / Экономика и эффективность организации производства. – 2019. – № 29. – С. 23 – 26.

38 Электротехнический справочник. Том 3, Кн. 1. Производство и распределение электрической энергии / Под общ. ред. И.Н. Орлова и др. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 880 с.

39 ГОСТ 10150-2014. Государственный стандарт. Двигатели судовые, тепловозные и промышленные. Общие технические условия. – 2016-01-01. – М: Стандартиформ, 2015. – 42 с.

40 ГОСТ 31967-2012 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения. – 2014-07-01. – М: Стандартиформ, 2014. – 28 с.

41 ГОСТ 24028-2013. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы испытаний. – 2014-07-01. – М: Стандартиформ, 2014. – 15 с.

42 ГОСТ 30574-98. Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Измерение выбросов вредных веществ. Циклы испытаний. – 2000-01-01. – М: Изд-во стандартов, 1999. – 20 с.

43 ISO 8178-1:2017 Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement systems of gaseous and particulate emissions [электронный ресурс] (<https://www.iso.org/ru/standard/64710.html>).

44 Test procedure for emission measurement from variable speed diesel engines for power generating set application. Central pollution control board [электронный ресурс] (<http://cpcb.nic.in/guidelines/>).

45 ГОСТ 10150-88. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Общие технические условия. – 1991-01-01. – М: Изд-во стандартов, 1989. – 46 с.

46 ГОСТ 10150-2014. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Общие технические условия. – 2016-01-01. – М: Стандартиформ, 2015. – 42 с.

47 ГОСТ 20000-88. Дизели тракторные и комбайновые. Общие технические условия. – 1990-01-01. – М: Изд-во стандартов, 1988. – 16 с.

48 ГОСТ Р 54120-2010 Двигатели автомобильные. Пусковые качества. Технические требования. – 2011-09-01. – М: Стандартинформ, 2011. – 12 с.

49 Николаев, Л.А. Системы подогрева тракторных дизелей при пуске / Л.А. Николаев, А.П. Сташкевич, И.А. Захаров. – М.: Машиностроение, 1977. – 191 с.

50 Малозёмов, А.А. Эффективность мероприятий по улучшению пусковых характеристик дизелей размерностью 13/14 / А.А. Малозёмов, А.А. Селёдкин, В.В. Герцев // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Научный журнал. Вып. 2. – Новосибирск: ФГОУ ВПО «НГавт». – 2009. – С. 22 – 223.

51 Manwell, J.F. An investigation of variable speed operation of diesel generators in hybrid energy systems / J.F. Manwell, W.A. Stein, A. Rogers, J.G. McGowan // Renewable Energy, Vol. 2, № 6, 1992. – P. 563 – 571.

52 Manwell, J.F. Experimental testing of variable speed diesels for wind/diesel system applications / J.F. Manwell, W.A. Stein, J.G. McGowan // The 16th annual energy – sources technology conference and exhibition, Houston, 1993. – P. 67 – 73.

53 Bram, R. Variable speed genset with full rated power converter using readily available industrial products / R. Bram, D. Johan, J. Cappelle // Power Electronics and Applications (EPE'14-ECCE Europe), 2014. – P. 1 – 7.

54 Chlodnicki, Z. Laboratory Simulation of the Adjustable Speed Generation Systems / Z. Chlodnicki, W. Koczara, N. Al-Khayat // 12th international power electronics and motion control conference, 2006. – P. 2070 – 2076.

55 Lee, J.H. Variable-speed engine generator with supercapacitor: isolated power generation system and fuel efficiency / J.H. Lee, S.H. Lee, S.K. Sul // IEEE transactions on industry applications, Vol. 45, № 6, 2009. – P. 2130 – 2135.

56 Leuchter, J. Dynamic behavior of mobile generator set with variable speed and diesel engine / J. Leuchter, V. Rerucha, Z. Krupka // IEEE annual power electronics specialists conference, July 2007. – P. 2287 – 2293.

57 Kurka, O. New generation of mobile electrical power sources / O. Kurka, J. Leuchter // Proceedings of the international conference ICEM 2000, Espoo, 2000. – P. 1366 – 1369.

58 Koczara, W. Variable speed set for embedded power generation / W. Koczara, N. Al-Khayat, R. Dziuba, J. Leonarski // Proc. 19-21 September 2001 International Conference Electrical Power Quality and Utilisation. – Krakow, Poland, 2001. – P. 433 – 438.

59 Grzesiak, L. Application of permanent magnet machine in the novel hygen adjustable-speed load-adaptive electricity generating system / L. Grzesiak, W. Koczara, M. Da Ponte // Proceedings of the 1999 IEEE International Electric machines and Drives Conference IEhIDC'99, Seattle, Washington USA, May 9-12, 1990. – P. 398 – 400.

60 Dengler, P. Potential of reduced fuel consumption of diesel-electric APUs at variable speed in mobile applications / P. Dengler, M. Geimer, R. Zahoransky // SAE Technical Paper 2011-24-0075, 2011. – P. 1122 – 1131.

61 Böhler, F. Hybrid drive systems for industrial applications / F. Böhler, P. Thiebes, M. Geimer, J. Santoire // SAE Technical Paper 2009-24-0061, 2009. – P. 402 – 416.

62 Luis, R. Modeling a power electronic converter system for stand-alone variable speed diesel gen-set / R. Luis, J. Quadrado, S.F. Pinto, J.F. // Proc. SAAEI'12 – 19th annual seminar on automation, industrial electronics and instrumentation, 2012. – P. 408 – 413.

63 Waris, T. Variable speed constant frequency diesel power conversion system using doubly fed induction generator (DFIG) / T. Waris, C.V. Nayar // IEEE Power Electron. Spec. Conf., 2008. – P. 2728 – 2734.

64 Vargas-Martinez, A. Fault-tolerant controller design for a master generation unit in an isolated hybrid wind-diesel power system / A. Vargas-Martínez, L.I. Minchala-Avila, Y. Zhang<sup>1</sup>, L.E. Garza-Castanon, P. Acosta-Santana // International journal of robust and nonlinear control, № 25, 2015. – P. 761 – 772.



65 Choi, I. Variable speed control of diesel engine-generator using sliding mode control / I. Choi, Y. Jeung, D. Lee / IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, Asia-Pacific, 2017. – P. 540 – 562.

66 Hansen, J.F. Mathematical modeling of diesel-electric propulsion systems for marine vessels / J.F. Hansen, A. Kaere, A.E. Dnanes, T.I. Fossen // Mathematical and computer modeling of dynamical systems, Vol. 7, № 1, 2001. – P. 1 – 33.

67 Fossen, T.I. Guidance and Control of Ocean Vehicles / T.I. Fossen. Wiley, 1994. – 494 p.

68 Jiaxiang, S. Automatic control of engine speed / S. Jiaxiang. – Beijing: People's Jiao Tong Publication, 1990. – 240 p.

69 Smogeli, O.N. Control of marine propellers: from normal to extreme conditions / O.N. Smogeli // PhD thesis, Marine Technology, Norwegian University of Science and Technology, 2006. – 322 p.

70 Prakash, N. Neural network control scheme for grid connected hybrid power generation system for power quality improvement / N. Prakash, K. Sankar // Journal of Electrical and Electronics Engineering – 1676, Vol. 3, № 1, 2012. – P. 53 – 59.

71 Cherus, D. Modelling, simulation and performance analysis of a hybrid power system for mobile medical clinic / D. Cherus // PhD Thesis, University of Kassel, 2004. – 98 p.

72 Хватов, О.С. Дизель-генераторная электростанция с переменной частотой вращения вала / О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков, И.М. Тарасов // Вестник ИГЭУ. – Вып. 2, 2010. – С. 53 – 56.

73 Пат. 2412513 Российская Федерация МПК H02J3/34. Автономная электростанция переменного тока / Дарьенков А.Б., Хватов О.С.; опубл. 20.02.2011, Бюл. № 5.

74 Хватов, С.В. Математическая модель единой электростанции автономного объекта на базе ДВС с переменной скоростью вращения / С.В. Хватов, А.Б. Дарьенков, И.С. Самоявчев, О.С. Хватов // Материалы научно-технической конференции Актуальные проблемы электроэнергетики. – Н. Новгород, 2010. – С. 58–63.

75 Поляков, И.С. Дизель-генераторная установка переменной частоты вращения: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / Поляков Иван Сергеевич. – Нижний Новгород, 2013. – 155 с.

76 Поляков, И.С. Имитационная модель дизель-генераторной электростанции с переменной скоростью вращения на базе синхронного генератора. / И.С. Поляков, О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков, В.В. Пшеничников // Эксплуатация морского транспорта. – Санкт-Петербург. – 2012. – № 1. – С.61 – 67.

77 Самоявчев, И.С. Электростанции автономных объектов на базе дизель-генераторных установок переменной частоты вращения: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / Самоявчев Иван Сергеевич. – Нижний Новгород, 2014. – 138 с.

78 Хватов, О.С. Имитационная модель единой электростанции автономного объекта на базе ДВС с переменной скоростью вращения / О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков, И.С. Самоявчев // Труды всероссийской конференции «Новые технологии в научных исследованиях, проектировании, управлении, производстве НТ-2011». – Воронеж, 2011. – С. 194 – 195.

79 Тарпанов, И.А. Автономные асинхронные генераторные комплексы переменной частоты вращения: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / Тарпанов Илья Александрович. – Нижний Новгород, 2012. – 120 с.

80 Тарпанов, И.А. Высокоэффективная дизельгенераторная электростанция переменной частоты вращения на основе машины двойного питания / И.А. Тарпанов, О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков, В.В. Пшеничников // Приводная Техника. – № 5. – С. 14 – 19.

81 Завалишин, В.В. Экономия топлива при генерации электроэнергии дизель-генераторной установкой с переменной частотой вращения дизеля / В.В. Завалишин // Вестник Саратовского государственного технического университета. – № 1(46), 2010. – С. 128 – 136.

82 Завалишин, В.В. Улучшение эксплуатационных характеристик дизельной электростанции при работе на изменяющуюся нагрузку: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / Завалишин Вячеслав Владимирович. – Саратов, 2010. – 123 с.

83 Обухов, С.Г. Повышение энергоэффективности комбинированных автономных систем электроснабжения с возобновляемыми источниками энергии: дис. ... докт. техн. наук: 05.14.02 / Обухов Сергей Геннадьевич. – Томск, 2013. – 340 с.

84 Лукутин, Б.В. Формирование энергоэффективных режимов дизельной электростанции инверторного типа / Б.В. Лукутин, Г.Н. Климова, С.Г. Обухов, Е.А. Шутов, Н.М. Парников // Известия вузов. Электромеханика, № 6, 2009. – С. 80 – 82.

85 Сурков, М.А. Повышение энергоэффективности автономных ветро-дизельных электротехнических комплексов: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / Сурков Михаил Александрович. – Томск, 2011. – 228 с.

86 Хошнау, З. Автономные системы электроснабжения на основе энергоэффективных ветро-дизельных электростанций: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.02 / Хошнау Зана Пешанг Халил. – Томск, 2012. – 145 с.

87 Обухов, С.Г. Экспериментальные исследования дизель-генераторной установки на переменной частоте вращения / С.Г. Обухов, И.А. Плотников // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – № 6 (326), 2015. – С. 95 – 102.

88 Обухов, С.Г. Математическая модель синхронного генератора инверторной дизельной электростанции / С.Г. Обухов, Н.Ю. Сипайлова, И.А. Плотников, А.Г. Сипайлов // Известия вузов: Проблемы энергетики. – 2012. – № 9–10. – С. 112 – 120.

89 Обухов, С.Г. Имитационная модель дизельного двигателя для исследования его рабочих характеристик на переменной частоте вращения / С.Г. Обухов, Н.Н. Дураев, И.А. Плотников // Известия Томского политехнического университета, Том. 322, № 4, 2013. – С. 48 – 52.

90 Gawale, K.V. study and analysis of wind-diesel hybrid system by Simulink / K.V. Gawale // International journal of modern trends in engineering and research, Vol. 2, Issue 5, 2015. – P. 45 – 54.

91 Алешков, О.А. Топливная экономичность многофункционального энерготехнологического комплекса с переменной частотой вращения первичного дизельного двигателя / А.А. Малозёмов, О.А. Алешков // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Научный журнал. – Вып. 1. – Новосибирск: ФГОУ ВПО «НГавт», 2009. – С. 191 – 192.

92 Алешков, О.А. Эффективность использования топливозаэнергетических ресурсов в гибридных энергоустановках / А.А. Малозёмов, О.А. Алешков // Экологические проблемы энергоустановок с тепловыми двигателями. – Барнаул: АлтГТУ, 2007. – С. 50 – 62.

93 Алешков, О.А. Оценка влияния частоты вращения КВ на экономические показатели первичного дизеля гибридной энергетической установки / О.А. Алешков, А.В. Тананыкин // Научный вестник ЧВВАКИУ. – Вып. 20. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2009. – С. 113 – 138.

94 Алешков, О.А. Повышение топливной экономичности первичного дизеля в составе многофункционального энерготехнологического комплекса оптимизацией скоростного режима: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Алешков Олег Алексеевич. – Челябинск, 2009. – 170 с.

95 Копеин, А.В. Вредные вещества в отработавших газах дизелей / А.В. Копеин // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: научный вестник. – Вып. 19. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2007. – С. 54 – 69.

96 Копеин, А.В. Расчетная оценка пределов форсирования дизелей с учетом требований к выбросам вредных веществ с отработавшими газами / А.В. Копеин, В.С. Кукис, А.А. Малозёмов // Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей: материалы Международной научно-технической конф. (22-23 марта 2008). – СПб: Изд-во СПбГАУ, 2008. – С. 150 – 158.

97 Копеин, А.В. Влияние давления впрыскивания топлива и величины степени сжатия на выбросы вредных веществ с отработавшими газами /

А.В. Копеин // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: научный вестник. – Вып. 18. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2006.

98 Копеин, А.В. Выбор скоростного режима первичных дизельных двигателей гибридных энергетических установок с целью улучшения их экологических характеристик: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Копеин Алексей Викторович. – Челябинск, 2008. – 152 с.

99 Гимазетдинов, Р.Р. Имитационное моделирование когенерационных энергетических установок с поршневым ДВС в качестве первичного двигателя / Р.Р. Гимазетдинов // Вестник Сибирского отделения академии военных наук. – Омск, 2018. – Вып. 46. – С. 105 – 116.

100 Гимазетдинов, Р.Р. Проблемы и перспективы имитационного моделирования когенерационных энергетических установок на основе поршневых двигателей внутреннего сгорания / Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис // Научный диалог: Вопросы точных и технических наук. Сборник научн. тр., по материалам X международной научно-практической конференции 12 октября 2017 г. ЦНК МНИФ «Общественная наука», 2017. – С. 31 – 37.

101 Когенерационная энергетическая установка / А.А. Малозёмов, Р.Р. Гимазетдинов, В.С. Кукис, А.В. Наумов, Г.А. Савиновских, Д.А. Новикова. Патент РФ на полезную модель № 183358. Выдан 19.09.2018.

102 Малозёмов, А.А. Улучшение пусковых характеристик дизелей с комбинированной системой подготовки запуска совершенствованием конструкции и режимов работы системы термостатирования масла / А.А. Малозёмов, В.Н. Бондарь, А.А. Селедкин, А.В. Шавлов // Вестник академии военных наук. – № 2 (35). – 2011. – С. 30–34.

103 Шавлов, А.В. Улучшение пусковых характеристик дизелей типа В-2 с комбинированной системой подготовки запуска совершенствованием системы термостатирования масла: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Шавлов Алексей Валерьевич. – Барнаул, 2012. – 135 с.

104 Роднов, К.В. Перспективные способы облегчения пуска дизелей объектов транспорта / К.В. Роднов // Материалы 4-й Всероссийской науч.-техн.

конф. «Политранспортные системы». – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – С.128 – 129.

105 Малозёмов, А.А. Экспериментальная оценка пусковых характеристик дизелей типа 4Ч13/14 и ЧН13/14 с индивидуальными головками цилиндров в различных вариантах комплектации в климатической камере / А.А. Малозёмов, К.В. Роднов, А.А. Селедкин // *Автомобильная техника*. Науч. вестник. Вып. 20. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2009. – С.36 – 42.

106 Роднов, К.В. Улучшение пусковых характеристик дизелей специального назначения использованием масловпрыска: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Роднов Константин Валерьевич. – Челябинск, 2009. – 123 с.

107 Бондарь В.Н. Оценка пусковых характеристик дизелей размерности 13/14 с индивидуальными головками цилиндров / В.Н. Бондарь // *АПК России*. 2017. – Т. 24. – № 3. С. 397 – 401.

108 Бондарь, В.Н. Анализ факторов, влияющих на пуск дизеля специального назначения в составе моторно-трансмиссионной установки транспортной машин / В.Н. Бондарь, Н.С. Прасолов // *Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения*. Тр. международной науч.-техн. конф. - Челябинск, – 2006. – С. 97 – 103.

109 Бондарь, В.Н. Улучшение пусковых качеств дизеля с пониженной степенью сжатия путем использования электрических подогревателей воздуха на впуске / В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис // *Тракторы и сельхозмашины*. – 2016. – № 7. – С. 22 – 26.

110 Бондарь, В.Н. Экспериментальная оценка необходимой температуры воздуха на впуске форсированного дизеля с пониженной степенью сжатия при пуске в условиях низких температур. / В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис // *Известия Международной академии аграрного образования (МАО)*, 2016. – № 26 – С. 8 – 12.

111 Бондарь, В.Н. О возможности использования энергии пускового двигателя для тепловой подготовки дизеля Д-180 / В.Н. Бондарь, В.И. Суркин,

С.К. Рахимов // Тр. Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения», 2003, Челябинск. – С. 37 – 41.

112 Шикин, А.С. Прогнозирование изменения ресурса дизелей типа В-2 при их конвертировании для работы в составе промышленного трактора: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Шикин Андрей Сергеевич. – Челябинск, 2009. – 134 с.

113 Бондарь, В.Н. Совершенствование энергоустановок с поршневыми ДВС / В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 199 с.

114 Малозёмов, А.А. Теоретические основы оптимизации режимов функционирования двигатель-генераторных установок в составе многофункциональных энерготехнологических комплексов / А.А. Малозёмов // Вестник академии военных наук. – № 1 (30). – 2010. – С. 100 – 109.

115 Ильковский, К.К. Дизельные электроагрегаты – база малой энергетики / К.К. Ильковский, И.Я. Редько, А.А. Малозёмов // Науч.–техн. журнал «Малая энергетика». – 2004. – № 1. – С. 15 – 24.

116 Когенерационный энергетический комплекс на основе двигателя с объемным самовоспламенением гомогенного заряда и переменной частотой вращения / Ю.В. Рождественский, А.А. Малозёмов, В.Г. Камалтдинов / Пат. на полезную модель 139034 Российская Федерация, МПК7 F02G1/043. Заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ) – № 2013144271; заявл. 03.10.2013; опубл. 06.10.2014. – 4 с.

117 Редько, И.Я. Система стандартов организации «Дизельные и газопоршневые электростанции» / И.Я. Редько, А.А. Малозёмов // Академия энергетики. – 2009. – № 4 (30). – С. 36 – 41.

118 ГОСТ Р 55006-2012 Стационарные дизельные и газопоршневые электростанции с двигателями внутреннего сгорания. Общие технические условия. – 2014-01-01. – М: Стандартинформ, 2014. – 23 с.

119 ГОСТ Р 55007-2012 Стационарные дизельные и газопоршневые электростанции с двигателями внутреннего сгорания. Энергоэффективность. – 2014-01-01. – М: Стандартинформ, 2014. – 15 с.

120 Малозёмов, А.А. Математическая модель и программа для расчета основных параметров электроагрегата с приводом от поршневого двигателя внутреннего сгорания / А.А. Малозёмов // Оптимизация режимов работы электротехнических систем»: Межвузовский сб. науч. тр. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – С. 110 – 117.

121 Малозёмов, А.А. Математическая модель двигателя на основе системы дифференциальных уравнений энергетического и массового балансов / А.А. Малозёмов // Научный вестник «Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин». – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2006. – Вып. 18. – С. 8 – 15.

122 Лаврик, А.Н. Определение режимов работы свечи накаливания в камере сгорания многотопливного дизеля / А.Н. Лаврик, И.Я. Редько, А.А. Малозёмов, Н.В. Анфилогов // Вестник ЧГАУ. – Челябинск: 1995. – Т. 16. – С. 84 – 87.

123 Редько, И.Я. Разработка газовой модификации двигателя Д 180 с искровым воспламенением для привода ДГУ-100С / И.Я. Редько, А.А. Малозёмов, М.А. Казанцев // «Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог». Сб. науч. тр. – М.: МАДИ (ГТУ) Уральский филиал, 2001. – С. 156 – 160.

124 Гимазетдинов, Р.Р. Разработка когенерационной установки на базе электростанции ДГУ-100С / Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, А.Н. Кондрашев // Известия Оренбургского государственного университета. – № 2 (70), – С. 144 – 146.

125 Малозёмов, А.А. Разработка мини-ТЭЦ на базе дизель-генераторной установки ДГУ-100С / А.А. Малозёмов, С.К. Рахимов // Научные исследования и опыт работы кафедр – основа образовательной деятельности института: материалы межвузовской науч.-методич. конф. – Челябинск: ЧВАИ, 2001. – С. 106 – 110.

126 Малозёмов, А.А. Экспериментальная оценка и оптимизация динамической нагруженности трансмиссии двигатель-генератора на различных режимах /



А. А. Малозёмов, С. И. Черепанов // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: материалы научн.-техн. конф., посвященной 40-летию кафедры двигателей. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2008. – С. 49 – 60.

127 Малозёмов, А. А. Повышение топливной экономичности первичного дизеля энергоустановки оптимизацией скоростного режима / А. А. Малозёмов, А. В. Копеин, О. А. Алешков // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: материалы научно-технической конференции, посвященной 40-летию кафедры двигателей. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2008. – С. 60 – 65.

128 Cameron, A, Ettles CCMc. Basic lubrication theory, 3rd edition. Chichester: Ellis Horwood, 1981.

129 Толстов, А. И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия / А.И. Толстов // Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях. – М: 1955. – С. 5 – 55.

130 Семёнов, Н.Н. Цепные реакции / Н.Н. Семёнов. – М: Госхимтехиздат, 1934. – 562 с.

131 Купершмидт, В.Л. Улучшение пусковых качеств дизелей / В.Л. Купершмидт // Тр. НАТИ. Вып. 200. – М.: ОНТИ НАТИ, 1968. – С. 15 – 22.

132 Патрахальцев, Н.Н. Повышение эффективности холодного пуска дизеля. / Н.Н. Патрахальцев, А.В. Фомин, Д.Х. Валеев и др. // Двигателестроение. – 1995. – № 2. – С. 79 – 80.

133 Камалтдинов, В.Г. Холодный пуск двигателя. Результаты исследования процессов подачи и распыливания топлива / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 9. – С. 9 – 11.

134 Бондарь, В.Н. Анализ факторов, влияющих на пуск дизеля специального назначения в составе моторно-трансмиссионной установки транспортной машины / В.Н. Бондарь, Н.С. Прасолов, С.К. Рахимов / Актуальные проблемы

теории и практики современного двигателестроения. // Тр. международной науч.-техн. конф. – Челябинск, 2006. – С. 97 – 103.

135 Николаев, Л.А. Системы подогрева тракторных дизелей при пуске / Л.А. Николаев, А.П. Сташкевич, И.А. Захаров. – М.: Машиностроение, 1977. – 191 с.

136 Квайт, С.М. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей / С.М. Квайт, Я.А. Менделевич, Ю.П. Чижков. – М: Машиностроение, 1990. – 256 с.

137 Byron T. Shaw II, J. Karl Hedrick. Cold start engine combustion modelling to control hydrocarbon emissions. 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain. IFAC. 2002; Fischer G. Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Otto-motoren. PhD thesis. Technische Universitaet Darmstadt. Darmstadt, Germany, 2000.

138 Малозёмов, А. А. Улучшение пусковых характеристик дизелей типа ЧН15/18 использованием масловпрыска / А. А. Малозёмов, В. Н. Бондарь, А. С. Шикин, К. В. Роднов // Ползуновский вестник.– 2009.– № 1-2. С. 298 – 305

139 Егоров, П.В. Электрическое и электронное оборудование современных автотранспортных средств / П.В. Егоров, С.Л. Ульянов // РТУиС, МГИЭМ, 2003. – С. 98 – 105.

140 Демидов, В.П. Двигатели с переменной степенью сжатия / В.П. Демидов. – М: Машиностроение, 1978. – 136 с.

141 Махалдиани, В.В. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим изменением степени сжатия / В.В. Махалдиани, И.Ф. Эджибия, А.М. Леонидзе. – Тбилиси: Мерцниеба, 1973. – 269 с.

142 Хуциев, А.И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия / А.И. Хуциев. – М: Машиностроение, 1986. – 104 с.

143 Зленко, М.А. Теория и практика создания двигателей внутреннего сгорания с регулируемым рабочим объемом и степенью сжатия: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Зленко Михаил Александрович. – Москва, 2005. – 296 с.

144 Тер-Мкртчян, Г.Г. Научные основы создания двигателей с управляемой степенью сжатия: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Тер-Мкртчян Георг Георгович. – Москва, 2004. – 323 с.

145 Яманин, И.А. Исследование вибродинамических характеристик двигателей с переменной степенью сжатия: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Яманин Игорь Александрович. – Ярославль, 2011. – 157 с.

146 Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: Теория, моделирование и расчет процессов / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 382 с.

147 Tumoney, S.G. Variable compression ratio diesel engine / S.G. Tumoney // Intersoc Energy Convers. – Eng. Conf. – Boston. – 1971. – P. 356 – 363.

148 Hariram, V. Influence of compression ratio on combustion and performance characteristics of direct injection compression ignition engine / V. Hariram, R. Vagesh Shangar // Alexandria Engineering Journal, № 54, 2015. – P. 807 – 814.

149 Balian, R.A. The effect of compression ratio on the performance of a direct injection diesel engine. A thesis submitted for the degree of doctor of philosophy / R.A. Balian. Department of mechanical engineering, Brunel University, Uxbridge, 1990.

150 Iliev, S. Simulation on single cylinder diesel engine and effect of compression ratio and egr on engine performance and emission / S. Iliev // Scientific proceedings XXII international scientific-technical conference «Trans and Motauto - 14». 2014, vol 1. – P. 48 – 50.

151 Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др., под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова / – М: Машиностроение, 1983. – 372 с.

152 Pesic, R.B. Benefits and challenges of variable compression ratio at diesel engines / R.B. Pesic, S.T. Milojevic, S.P. Veeinovic // Journal of Thermal Science, 2010, vol. 4. – P. 1063 – 1073.

153 Raol, N.S. Experimental investigations of a variable compression ratio diesel engine fuelled with neem methyl ester / N.S. Rao1, N.H. Babu, B.V. Rao //

International Journal of Engineering Research & Technology. Vol. 4, Issue 04, 2015.  
– P. 141 – 145.

154 Venkatraman, M. Effect of compression ratio, injection timing and injection pressure on a di diesel engine for better performance and emission fueled with diesel diesel biodiesel blends / M. Venkatraman, G. Devaradjane // International Journal of Applied Engineering Research, vol. 1, № 3, 2010. – P. 288 – 298.

155 Mathur, Y.B. Optimization of compression ratio of diesel fuelled variable compression ratio engine / Y.B. Mathur, M.P. Poonia, A.S. Jethoo, R. Singh // International Journal of Energy Engineering IJEE, vol. 2, Issue 3. 2012. – P. 99 – 101.

156 Демидов, В.П. Двигатели с переменной степенью сжатия / В.П. Демидов. – М: Машиностроение. 1978. – 136 с.

157 Харенко, И.А. Влияние степени сжатия на показатели ДВС / И.А. Харенко, В.С. Кукис // Вестник АВН № 2 (35), 2011. – С. 339 – 344.

158 Грехов, Л.В. Машиностроение. Энциклопедия. Том 4. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др. – М: Машиностроение, 2013. – 784 с.

159 Харенко, И.А. Повышение эффективности поршневых двигателей внутреннего сгорания путем использования сжатого воздуха: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.04.02 / Харенко Игорь Алексеевич. – Барнаул, 2013. – 16 с.

160 Milojevic, S. Analizyng the impact of variable compression ratio on combustion process in diesel engines / S. Milojevic // Master thesis, University of Kragujevac in Serbia, 2005.

161 Озимое, П.Л. Снижение номинальной частоты вращения коленчатого вала как средство повышения топливной экономичности и ресурса автомобильного дизеля / П.Л. Озимое, Г.Г. Тер-Мкртчян // Труды НАМИ, вып. 189. – М: НАМИ, 1983. – С. 22 – 33.

162 Шароглазов, Б.А. Математическая модель рабочего цикла, кинематики и динамики двигателя с поршнем, автоматически регулирующим степень сжатия / Б.А. Шароглазов, А.М. Леонидзе. – Тбилиси: Мецниереба, 1976. – с. 128 – 140.

163 Тырловой, С.И. Разработка поршней 4-х тактного дизеля с регулируемой степенью сжатия и анализ его динамических качеств: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02. – Воршиловград, 1984. – 323 с.

164 Звонов, В.А. Оценка изменения эффективного КПД дизеля с переменным рабочим объемом при работе по нагрузочной характеристике / В.А. Звонов, Л.С. Заиграев, Ю.В. Азарова // Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. научн. тр. / НАМИ, 1998. – с. 162 – 170.

165 Гарипов, М.Д. Влияние степени сжатия и способа регулирования нагрузки на эффективные показатели поршневых ДВС / М.Д. Гарипов, Р.Ю. Саккулин // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4. – С. 54 – 57.

166 Марков, В.А. Регулирование степени сжатия в двигателях внутреннего сгорания / В.А. Марков, В.Л. Трифонов, П.Р. Вальехо Мальдонадо // Грузовик. – 2016, № 4. – С. 3 – 8.

167 Takalkar, M. Study of variable compression ratio engine (VCR) and different innovations to achieve VCR / M. Takalkar, I. Raza Khan // International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology, vol. 5, Issue XI, 2017. – P. 1473–1478.

168 Joshi, M.P. Variable compression ratio (VCR) engine - a review of future power plant for automobile / M.P. Joshi // International Journal of Mechanical Engineering Research and Development, vol. 2, № 1, 2012. – P. 2–3.

169 Rychter, T.J. Variable compression ratio engine – VR/LE concept / T.J. Rychter // Institute of Heat Engineering Warsaw University of Technology, Warsaw, 1995. – P. 18 – 23.

170 Satyanarayana, K. Variable compression ratio diesel engine performance analysis / K. Satyanarayana // International Journal of Engineering Trends and Technology, vol. 28, № 1, 2015. – P. 6 – 11.

171 Kartheek, G. Multi-Response Optimization of variable compression ratio CI engine using Grey-Taguchi method / G. Kartheek, K. Lakshmi Prasad, K.V. Viswanadh, Y. Sudhakarand, C. Polayya // Recent Advances in Material Sciences, Springer nature, 2019. – P. 425 – 436.

172 Wilson, V.H. Optimization of diesel engine parameters using taguchi method and design of evolution / V.H. Wilson, M. Udayakumar // Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, № 34, 2012. – P. 423 – 428.

173 Zhang, J. The method of grey related analysis to multiple attribute decision making problems with interval numbers / J. Zhang, D. Wu, D. Olson // Mathematical and Computer Modelling. –2005. – P. 991–998.

174 Shi, Y. Computational optimization of internal combustion engines / Y. Shi, H-W. Ge, R.D. Reitz. – London: Springer-Verlag London Limited, 2011. – 332 p.

175 Broyden, C.G. The convergence of a class of double-rank minimization algorithms / C.G. Broyden, // J Inst. Math Appl, № 6, 1970. – P. 76 – 90.

176 Holland, J.H. Adaptation in natural and artificial systems / J.H. Holland. – Cambridge: MIT press, 1975. – 232. p.

177 Genzale, C.L. A computational investigation into the effects of spray targeting, bowl geometry and swirl ratio for low-temperature combustion in a heavy duty diesel engine / C.L. Genzale, R.D. Reitz, D.D. Wickman // SAE Paper 2007-01-0119, 2007. – P. 88 – 102.

178 Abou Al-Sood, M.M.A. Rapid thermodynamic simulation model for optimum performance of a four-stroke, direct-injection, and variable-compression-ratio diesel engine / M.M.A. Abou Al-Sood, M. Ahmed, Y.M. Abdel-Rahim // International Journal of Energy and Environmental Engineering, vol. 3, 2012. – P. 1 – 13.

179 Hatte, P. Mathematical modeling of variable compression ratio engine operating on gasoline ethanol blend / P. Hatte, Y.J. Bhalerao // Proceedings on International Conference in Computational Intelligence, 2012. – P. 1 – 7.

180 Nilsson, Y. Modelling for fuel optimal control of a variable compression engine / Y. Nilsson // Dissertation. – Linkoping University, 2007. – 153 p.

181 Круглов, М.Г. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие / М.Г. Круглов, А.А. Меднов. – М: Машиностроение, 1988. – 360 с.

182 Reitz, J.C. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor hybrid model / C. Jennifer, R. Beale // Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin, USA, 2001. – P. 98 – 105.

183 Golovitchev, V. 3-D Diesel spray simulations using a new detailed chemistry turbulent combustion model / V. Golovitchev, N. Nordin, R. Jarnicki, J. Chomiak // CEC/SAE International spring fuels and lubricants meeting and exposition, Paris, 2000. – P. 164 – 175.

184 Лушпа, А.И. Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций. Учебное пособие для студентов по специальности ДВС / А.И. Лушпа. - М.: Машиностроение, 1981. – 240 с.

185 Наумов, А.В. Снижение механической и тепловой напряженности первичного конвертированного тракторного дизеля в составе многофункционального энерготехнологического комплекса / Наумов А.В., Малозёмов А.А., Кукис В.С., Гимазетдинов Р.Р. // Вестник УГАТУ, 2018. Т. 22, № 2 (80). – С. 25 – 33.

186 Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателя / И.И. Вибе. – М: Машгиз, 1962. – 271 с.

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

188 Кулешов, А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Кулешов Александр Сергеевич. – Москва, 2012. – 157 с.

189 Hiroyasu, H. Fuel spray characterization in diesel engines / H. Hiroyasu, T. Kadota, M. Arai // Combustion modelling in reciprocating engines. – New York: Plenum Press, 1980. – P. 369 – 408.

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

191 Woschni, G. Eine methode zur vorausberechnung der änderung des brennverlaufs mittelschnellaufender dieselmotoren bei geänderten betriebsbedingungen / G. Woschni, F. Anisits // MTZ № 34, 1973. – P. 106 – 115.

192 Толстов, А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. – В кн.: Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях. – М: 1955. – С. 5 – 55.

193 Wolfer, H.H. Ignition lag in diesel engines / H.H. Wolfer – VDI-Forschungsheft, 1938. – 621 p.

194 Sitkei, G. Uber den dieselmotorischen zundverzug / G. Sitkei // MTZ № 26, 1963. – P. 190 – 194.

195 Hardenberg, H.O. Empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct-injection diesel engines / H.O. Hardenberg, F.W. Hase // SAE Tech. pap. ser. № 790493, 1979. – P. 1 – 10.

196 Hires, S.D. The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine / S.D. Hires, R.J. Tabaczynski, J.M. Novak // SAE Paper 780232, 1978. – P. 78 – 92.

197 Barba, C. Empirisches modell zur vorausberechnung des brennverlaufes bei common-rail-dieselmotoren / C. Barba, C. Burckhardt, K. Boulouchos, M. Bargend // MTZ № 60, 1999. – P. 262 – 270.

198 Csallner, P. Eine methode zur vorausberechnung der änderung des brennverlaufes von ottomotoren bei geänderten betriebsbedingungen / P. Csallner // Dissertation TU München, 1981. – 252 p.

199 Гоц, А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц, – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2014. – 142 с.

200 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М: Высшая школа, 2008. – 496 с.



201 Панченко, М.Н. Уточнение методики моделирования динамики кривошипно-шатунного механизма тепловозного дизеля / М.Н. Панченко // Известия Петербургского университета путей сообщения, № 3(20), 2009. – С. 136–147

202 Nikravesh, P.E. Computer-aided analysis of mechanical systems / P.E. Nikravesh. – Upper Saddle River: Prentice Hall, 1988. – 370 p.

203 Виттенбург, И.С. Динамика систем твердых тел /И.С. Виттенбург. –М: Мир, 1980. – 294 с.

204 Чистяков, В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.К. Чистяков. – М: Машиностроение, 1989. – 256 с.

205 Яманин, А.И. Силовой анализ поршневого двигателя с использованием динамических моделей кривошипно-шатунного механизма / А.И. Яманин, В.А. Жуков, С.О. Барышников // Вестник Государственного университета морского и речного флота им. Адмирала С.О. Макарова, том 10, № 1, 2018. – С. 191–200.

206 Ma, Z.-D. An efficient multibody dynamics model for internal combustion engine systems / Z.-D. Ma, N.C. Perkins // Multibody System Dynamics, № 10, 2003. – P. 363–391

207 Яманин, А.И. Программные продукты для исследования динамики механических систем / А.И. Яманин // Вестник компьютерных и информационных технологий. № 1, 2004. – С. 34–40

208 Нейман, И.Ш. Крутильные колебания коленчатых валов / И.Ш. Нейман. – М: ЦИАМ, военная воздушная академия РККА им. Жуковского, 1935. – 308 с.

209 Гоц, А.Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц. – Владимир: Изд-во Владимирского гос. ун-та, 2008. – 200 с.

210 Arsie, C. Development and validation of a model for mechanical efficiency in a spark ignition engine / C. Arsie, G. Pianese, G. Rizzo // SAE Paper, № 99P-284, 1998. – P. 397 – 408.

211 Chen, S.K. Development of single cylinder compression ignition research engine / S.K. Chen, P.F. Flynn // SAE Paper 650733, 1965. – P. 10 – 17.

212 Rakopoulos, C.D. Prediction of friction development during transient diesel engine operation using a detailed model / C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis // Int. J. Vehicle Design, vol. 44, 2007. – P. 143 – 166.

213 Comfort, A. An Introduction to heavy-duty diesel engine frictional losses and lubricant properties affecting fuel economy – part 1 / A. Comfort // SAE paper, № 2003-01-3225, 2003. – P. 110 – 123.

214 Rezeka, S.F. A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines / S.F. Rezeka, N.A. Henien // SAE Paper № 840179, 1984. – P. 540 – 518.

215 Zweiri, Y.H. Instantaneous friction components model for transient engine operation / Y.H. Zweiri, J.F. Whidborne, L.D. Seneviratne // Proc. Inst. Mech. Eng. – Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 214, 2000. – P. 809 – 824.

216 Patton, K.J. Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines / K.J. Patton, R.G. Nitschke, J.B. Heywood // SAE Paper № 89-0836, 1989. – P. 812 – 823.

217 Ting, L.L. Piston ring lubrication and cylinder bore wear analysis. Part 1 – Theory / L.L. Ting, J.L. Mayer // Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, 1974. – P. 305 – 314.

218 Rohde, S.M. A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication / S.M. Rohde // Proceedings of the 7th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1980. – P. 102 – 122.

219 Shayler, P.J. Friction teardown data from motored engine tests on light duty automotive diesel engines at low temperatures and speeds / P.J. Shayler, D.K.W. Leong, M. Murphy // ASME 2003, Fall Technical Conference. – P. 363 – 380.

220 Lingaitis, L.P. Prediction methodology of durability of locomotives diesel engines / L.P. Lingaitis, S. Mjamlin, D. Baranovsky, V. Jastremskas // Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability, № 14 (2), 2012. – P. 154 – 159.

221 Бажинов, А.В. Научные основы оценки ресурса силовых агрегатов транспортных машин с учетом условий эксплуатации: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.20 / Бажинов Алексей Васильевич. – Харьков, 2001. – 324 с.

222 Гурвич, И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич, П.Э. Сыркин. – М: Транспорт, 1984. – 141 с.

223 Авдонькин, Ф.Н. Повышение срока службы автомобильных двигателей / Ф.Н. Авдонькин. – Саратов: Приволжское кн. изд-во, 1969. – 280 с.

224 Григорьев, М.А. Износ и долговечность автомобильных двигателей / М.А. Григорьев, В.Н. Пономарев. – М: Машиностроение, 1976. – 248 с.

225 Канарчук, В.Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы / В.Е. Канарчук. – Киев: Наукова думка, 1978. – 256 с.

226 Канарчук, В.Е. Метод расчета на долговечность деталей автомобильных двигателей, работающих при неустановившихся режимах нагружения / В.Е. Канарчук // Проблемы трения и изнашивания, № 2, 1972. – С. 135–140.

227 Канарчук, Е.А. Влияние режимов работы на износ автомобильного двигателя / Е.А. Канарчук, В.Е. Канарчук. – Киев: Киевский торгово-экономический институт, 1970. – 228 с.

228 Ждановский, Н.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. – Л: Колос, Ленинградское отделение, 1981. – 259 с.

229 Ждановский, Н.С. Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко, В.С. Шкрабак и др. – Л: Машиностроение, 1981. – 240 с.

230 Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М: Машиностроение, 1984. – 312 с.

231 Сервисен, С.В. Несущая способность и расчёты деталей машин на прочность (Справочное пособие) / С.В. Сервисен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М: Машиностроение, 1975. – 488 с.

232 Шикин, А.С. Снижение механической и тепловой напряженности деталей форсированного дизеля двойного назначения 4ЧН15/20.5 уменьшением

степени сжатия / А.С. Шикин // Материалы международной научно-технической конференции «Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин». – Тюмень: ГОУВПО ТГНУ, 2009. – С. 395– 399.

233 OpenFOAM [электронный ресурс] (<http://www.openfoam.com/>).

234 Malozemov, A.A. Development of software for calculation and optimization of diesel operating processes and fuel supply / A.A. Malozemov // International Conference on Industrial Engineering 2015. Procedia Engineering 129. – 2015. Elsevier Ltd. – P. 724 – 730.

235 Барченко, Ф.Б. Моделирование рабочего цикла дизеля и теплового состояния деталей камеры сгорания / Ф.Б. Барченко // Известия вузов. Сер. Машиностроение, 2011. № 11. – С. 3 – 9.

236 Тихонов, А.Н., Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М: Наука, 1977. – 735 с.

237 Senecal, P.K. Modeling high-speed viscous liquid sheet atomization. / P.K. Senecal, D.P. Schmidt, I. Nouar, C.J. Rutland, R.D. Reitz, M.L. Corradini / International Journal of Multiphase Flow, № 25, 1999. – P. 1073 – 1097.

238 Reitz, R.D. Structure of high-pressure fuel sprays. / R.D. Reitz, R. Diwakar. / SAE paper № 870598, 1987.

239 O'Rourke, P.J. Collective drop effects on vaporizing liquid sprays. / P.J. O'Rourke / PhD thesis, – Princeton: Princeton University, 1981. – 128 p.

240 Bai, C. Development of methodology for spray impingement simulation. / C. Bai, A. Gosman / SAE paper № 950283, 1995.

241 Nordin, N. Complex chemistry modeling of diesel spray combustion. Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy. / N. Nordin. / Chalmers University of Technology, 2001. – 156 p.

242 Kitware, Inc. [электронный ресурс] (<https://www.paraview.org/>).

243 Convergent Science, Inc. [электронный ресурс] (<https://convergecf.com/>).

244 Naumov, A.V. Some questions on reducing the toxicity of exhaust gases and switching to multi-fuel capacity through a controlled compression process in internal

combustion engines / A.V. Naumov, A.M. Khusnutdinov, V.S. Vasin // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2020. – № 31. – С. 62 – 65.

245 Wolfer, H.H. Ignition lag in diesel engines / H.H. Wolfer – VDI-Forschungsheft, 1938. – P. 436 – 470.

246 Гимазетдинов, Р.Р. Программа для имитационного моделирования когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания (цифровой двойник) – Свидетельство о государственной регистрации № 2019610874 от 18.01.2019. Правообладатель - Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» № 2018665566; заявл. 29.12.2018; опубл. 18.01.2019, бюл. № 1. – 1 с. Авторы: Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, Г.А. Малозёмов.

247 Малозёмов, А.А. Разработка математической модели и программного обеспечения для имитационного моделирования поршневых ДВС / А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, Р.Р. Гимазетдинов // Двигателестроение. – № 3, 2018. – С. 3 – 9.

248 Malozemov, A.A. Digital twins technology for internal combustion engines development / A.A. Malozemov, V.N. Bondar, V.V. Egorov, G.A. Malozemov // 2018 Global Smart Industry Conference (GloSIC). IEEE Xplore Digital Library, 2018. – С. 1 – 6.

249 Малозёмов, А.А. Программное обеспечение для имитационного моделирования автономных теплоэнергетических установок / А.А. Малозёмов, А.В. Наумов, Г.А. Малозёмов // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2019. – № 10 (214). – С. 38 – 42.

250 Программный класс для определения влияния степени сжатия на показатели рабочих процессов в камере сгорания дизеля / А.В. Наумов, В.С. Кукис, Г.А. Малозёмов // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2020614099 от 26.03.2020. Номер и дата поступления заявки: 2019666948 19.12.2019. Дата публикации: 26.03.2020, бюл. № 4.

251 Биргер, И.А. Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность / И.А. Биргер, Н.И. Дружинин, В.К. Житомирский и др. – М: Изд-во оборонной промышленности, 1950. – 858 с.

252 Костин, А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания (справочное пособие) / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов. – Л: Машиностроение, 1979. – 220 с.

253 Шикин, А.С. Снижение механической и тепловой напряженности деталей форсированного дизеля двойного назначения 4ЧН15/20.5 уменьшением степени сжатия / А.С. Шикин // Материалы международной научно-технической конференции «Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин» – Тюмень: ГОУВПО ТГНУ, 2009. – С. 395 – 399.

254 Малозёмов, А.А. Математическая модель двигателя на основе системы дифференциальных уравнений энергетического и массового балансов / А.А. Малозёмов // Научный вестник. Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин. Выпуск 18. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2006. – С. 8 – 15.

255 Мороцкий, Н.С. Корректор подачи топлива для ТНВД / Н.С. Мороцкий, Е.М. Катаев // Патент № 2024779 Россия, МКИ5 Р 02 М 39/00. 1994.

256 ГОСТ 305-82 Топливо дизельное. Технические условия. – 1983-01-01. – М: Стандартиформ, 2009. – 23 с.

257 ГОСТ 8581-78 Масла моторные для автотракторных дизелей. Технические условия. – 1980-01-01. – М: Стандартиформ, 2011. – 10 с.

258 ГОСТ 28084-89 Жидкости охлаждающие низкотемпературные. Общие технические условия. – 1990-07-01. – М: Стандартиформ, 2007. – 16 с.

259 ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – 1990-01-01. – М: Изд-во стандартов, 1988. – 77 с.

260 Сороко-Новицкий В.И. Динамика процесса сгорания и влияние его на мощность и экономичность двигателя. М.: Машгиз, 1946. – 176 с.

261 Малозёмов, А.А. Совершенствование методики испытаний дизелей специального назначения в холодильной камере / В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов, В.Н. Белоусов // Вестник академии военных наук, 2008. – № 3 (24). – С. 129 – 132.

262 Бондарь, В.Н. Стенд для пусковых испытаний двигателей внутреннего сгорания. Пат. 72324 Российская Федерация, МПК7 G 01 M 15/00. заявитель и патентообладатель ОАО «НИИ автотракторной техники». заявл. 09.01.2008; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 10. В.Н. Бондарь, И.А. Захаров, В.Н. Белоусов, С.К. Рахимов, Г.Н. Верещагин.

263 T. Kohonen, Self-Organizing Maps Springer Series in Information Sciences, Vol. 30, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 2001. Third Extended Edition, 501 p.

264 Миркес Е. М., Нейроинформатика: Учеб. пособие для студентов с программами для выполнения лабораторных работ. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2002. – 347 с.

265 ГОСТ 21490-76 Масла моторные. Метод определения моющих свойств на установке УИМ-6-НАТИ. – 1978-01-01. – М: Изд-во стандартов, 1978. – 10 с.

266 Взоров, Б.А. Дизели тракторные / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.

267 Микулин, Ю.П. Пуск холодных двигателей при низких температурах / Ю.П. Микулин, В.В. Карницкий, Б.А. Энглин. – М: Машиностроение, 1971. – 215 с.

268 Наумов, А.В. Некоторые направления совершенствования пусковых качеств первичного дизеля в составе многофункциональных энерготехнологических комплексов / А.В. Наумов, А.А. Малозёмов, Д.А. Матюхов // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2019. – № 29. – С. 122 – 125.

269 Бессонов, Л.А. Теоретические основы электротехники / Л.А. Бессонов. – М: Высшая школа, 1964. – 442 с.

270 Малозёмов, А.А. Расчетно-экспериментальная оценка влияния уровня дефорсирования на ресурс дизеля типа В-2 / А.А. Малозёмов, А.С. Шикин //

Вестник ЮУрГУ. - № 24. – Вып. 13. – Серия «Машиностроение». – Челябинск, 2009. – С. 89 – 96.


271 Редько, И.Я. Прогнозирование ресурса многофункциональных энерго-технологических комплексов / И.Я. Редько, А.А. Малозёмов, А.В. Наумов, Д.В. Козьминых, Г.А. Малозёмов // Сантехника, отопление и кондиционирование. – 2020. – № 9. – С. 74 – 77.

272 Кудряш, А.П. Надежность и рабочий процесс транспортного дизеля / А.П. Кудряш. – Киев: Наукова думка, 1981. – 136 с.



## Приложение А. Акты внедрения результатов диссертационного исследования

УТВЕРЖДАЮ  
 первый проректор – проректор по  
 научной работе ФГАОУ ВО  
 ЮУрГУ (НИУ), д.т.н.

  
 А.В. Коржов  
 «04» 06



## АКТ


использования результатов диссертационного исследования

Настоящим подтверждается, что результаты диссертационной работы Наумова Алексея Владимировича «Снижение тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.7 – «Турбомашины и поршневые двигатели», были использованы при исполнении государственного контракта № 14.516.11.0068 от 27.06.2013 «Обоснование, разработка и экспериментальная проверка на моторном стенде фирмы AVL GmbH технических решений для создания когенерационного энергетического комплекса на основе двигателя с объемным самовоспламенением гомогенного заряда с повышенной эффективностью и надежностью энергоснабжения автономных потребителей» (шифр темы: 2013-1.6-14-516-0021).

Применение разработанных Наумовым А.В. методов оценки тепловой и механической нагруженности первичного двигателя энергоустановки с переменной частотой вращения коленчатого вала позволило обосновать выбор рациональных технических решений по повышению его долговечности и безотказности при одновременном повышении топливной экономичности.

Кроме того, результаты диссертационного исследования используются при выполнении инициативных работ по созданию технологии «цифровых двойников» поршневых двигателей внутреннего сгорания и энергоустановок на их базе.

Заведующий кафедрой  
 Колесных и гусеничных машин, д.т.н.

  
 К.В. Гаврилов  
 «04» 06 2024 г.

УТВЕРЖДАЮ

Директор ГСКБД «Трансдизель» -  
главный конструктор ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»



М.А. Старунский

«01» 07

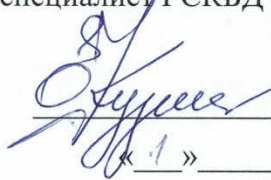


АКТ

об использовании результатов диссертационной работы  
Наумова Алексея Владимировича

Настоящим актом подтверждается, что изложенная в диссертационной работе Наумова Алексея Владимировича «Снижение тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки» методика оценки ресурсных показателей основных корпусных деталей поршневых двигателей, была использована при определении причин выхода из строя головки цилиндра дизеля 12ЧН15/16 и разработке рекомендаций по их устранению (2022 г.).

Главный специалист ГСКБД «Трансдизель»



Е.В. Кузнецов

«1» 7 2024 г.

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель начальника филиала военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва (г. Омск) по учебной и научной работе

полковник



П.Кобзарь

« 4 » июня 2024 г.

**Акт  
реализации результатов диссертационного исследования  
Наумова Алексея Владимировича**

Комиссия в составе: председателя – начальника 4 кафедры двигателей, к.т.н., доцента полковника Эдигарова В.Р.; членов комиссии: доцента 4 кафедры двигателей, к.т.н. подполковника Дадаян С.Э., старшего преподавателя 4 кафедры, к.т.н. подполковника Козлова А.А. составила настоящий акт о том, что произвела проверку реализации диссертационного исследования на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.7 «Турбомашины и поршневые двигатели», выполненного соискателем при кафедре колесных и гусеничных машин политехнического института ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» г. Челябинск, на тему «Снижение тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки» Наумовым Алексеем Владимировичем.

Комиссия рассмотрела результаты диссертационного исследования и УСТАНОВИЛА:

1. Основные материалы диссертационного исследования внедрены и реализуются в образовательном процессе по основным образовательным программам изучения дисциплины: «Силовые установки ВГиКМ».

2. Результаты диссертационного исследования реализуются в качестве дополнительного справочного материала при проведении научных изысканий в вопросах, связанных с работой силовых установок ВВСТ, в частности при выполнении НИР «Улучшение пусковых характеристик дизельного двигателя терморегулированием свежего заряда воздуха» (шифр «Терморегулирование-О-24»).

3. Результаты диссертационного исследования соискание ученой степени кандидата технических наук Наумова А.В. считать реализованными в учебном процессе и научной работе филиала ФГКВООУ ВО «Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва» МО РФ в г. Омске.

Председатель комиссии      полковник

В. Эдигаров

Члены комиссии:              подполковник

С. Дадаян

подполковник

А. Козлов

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по научной и инновационной  
деятельности ФГАОУ ВО «Омский  
государственный технический университет»

Д.Ф.Н. доцент

*П.С. Ложников*

П.С. Ложников

2024 г.

**АКТ**

о внедрении в учебный процесс университета  
результатов кандидатской диссертации соискателя  
при кафедре «Колесные и гусеничные машины» политехнического института  
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)» г. Челябинск  
Наумова Алексея Владимировича

Мы, нижеподписавшиеся, временно исполняющий обязанности начальника военного учебного центра, к.п.н., полковник Тенчурин А.Ю., начальник кафедры танкотехнического обеспечения и автотехнического обеспечения военного учебного центра, доцент, полковник Погодаев Д.В., начальник учебной части – заместитель начальника кафедры танкотехнического обеспечения и автотехнического обеспечения военного учебного центра, к.т.н., подполковник Мунин В.А. составили настоящий акт о том, что полученные научные результаты, полученные в диссертационной работе соискателя при кафедре «Колесные и гусеничные машины» политехнического института ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» г. Челябинск Наумова А.В., на тему «Снижение тепловой и механической нагруженности конвертированного дизеля в составе инверторной энергоустановки» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.7 «Турбомшины и поршневые двигатели» внедрены, в части касающейся, в образовательной деятельности военного учебного центра при ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (далее – ОмГТУ).

Перечень научных результатов, реализованных в образовательной  
деятельности военного учебного центра при ОмГТУ

№ п/п	Наименование результатов исследования	Где внедрены и реализованы
1.	Зависимости, связывающие конструктивные параметры и режимы функционирования двигателя внутреннего сгорания и показатели его топливной экономичности, тепломеханической нагруженности и пусковые качества.	Рабочие программы учебных дисциплин: «Устройство базовых машин бронетанковой техники»; «Устройство гусеничной бронетанковой техники»; «Устройство колесной бронетанковой техники»; «Устройство военной автомобильной техники».
2.	Конструктивные параметры двигателя внутреннего сгорания в составе энергоустановки, обеспечивающие повышение его топливной экономичности, при снижении тепломеханической нагруженности и обеспечении нормативных пусковых качеств	

Вывод: результаты диссертационного исследования, проводимого Наумовым А.В. актуальны, своевременны и имеют теоретическую и практическую значимость.

Временно исполняющий обязанности начальника военного учебного центра  
к.п.н., полковник



А.Ю. Тенчури

Начальник кафедры танкотехнического обеспечения и  
автотехнического обеспечения военного учебного центра  
доцент, полковник



Д.В. Погодаев

Начальник учебной части – заместитель начальника кафедры  
танкотехнического обеспечения и автотехнического обеспечения  
военного учебного центра  
к.т.н., подполковник



В.А. Муни

## Приложение Б. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020614099

**Программный класс для определения влияния степени сжатия на показатели рабочих процессов в камере сгорания дизеля**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)») (RU)*

Авторы: *Наумов Алексей Владимирович (RU), Малозёмов Георгий Андреевич (RU), Кукис Владимир Самойлович (RU)*

Заявка № **2019666948**

Дата поступления **19 декабря 2019 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **26 марта 2020 г.**

*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности*

*Г.П. Ильин*

