

Чекмарев Василий Васильевич

**ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ
КОМПЕНСАТОРАМИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ
(на примере головок цилиндров автотракторных двигателей ЯМЗ и АМЗ)**

**Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического
обслуживания в сельском хозяйстве**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова».

- Научный консультант -** доктор технических наук, профессор
Межецкий Геннадий Дмитриевич
- Официальные оппоненты:** **Кравченко Игорь Николаевич**, доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А.Тимирязева», профессор кафедры «Технический сервис машин и оборудования»
Кулаков Александр Тихонович, доктор технических наук, доцент ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», Набережночелнинский институт (филиал), заведующий кафедрой эксплуатации автомобильного транспорта
Лялякин Валентин Павлович, доктор технических наук, профессор ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», главный специалист
- Ведущая организация -** Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.

Защита состоится «__»_____2018 года в 12 часов на заседании диссертационного совета Д 220.061.03 на базе ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова» по адресу: 410056, г. Саратов, ул. Советская, 60, ауд. 325.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова» и на сайте www.sgau.ru

Отзывы на автореферат направлять по адресу 410012, г. Саратов, Театральная пл.,1, ученому секретарю диссертационного совета Д 220.061.03, e-mail: dissovet-sgau@mail.ru

Автореферат разослан «__»_____2018 г.

**Ученый секретарь
диссертационного совета**

Сергей Викторович Старцев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Более 80 % всех сельскохозяйственных операций выполняется тракторами и сельскохозяйственными машинами, энергетическим элементом которых является двигатель внутреннего сгорания. Наиболее эффективными двигателями внутреннего сгорания являются дизели.

Как показывает практика, надежность и экономичность сельскохозяйственной техники, находящейся в эксплуатации, не отвечает современным требованиям. За последнее время количество тракторов сократилось более чем на 460 тыс. единиц. Существующий машинотракторный парк лишь на 50–60% удовлетворяет потребности сельского хозяйства в технике. В связи с этим резко возросла нагрузка на технику, находящуюся в эксплуатации. Дефицит запасных частей и их дороговизна привела к сокращению объемов капитальных ремонтов дизелей. В связи с этим большая часть эксплуатируемых дизелей имеет повышенный расход топлива (на 15–25 %), пониженную мощность на (12–27 %). Важным резервом повышения эффективности использования техники, экономии, материальных и сырьевых ресурсов (агрегатов и узлов) является разработка современных методов восстановления, способствующих повышению долговечности ответственных и дорогостоящих деталей ДВС.

Повышение эффективной мощности двигателей при снижении металлоемкости приводит к перегреву отдельных деталей камеры сгорания, в частности, к перегреву головок цилиндров. Это снижает их долговечность и является одной из основных причин выхода из строя двигателя. Обследование ремонтного фонда тракторных дизелей семейства ЯМЗ (Ярославского моторного завода) и АМЗ (Алтайского моторного завода) в Саратовской и Самарской областях показало, что одним из наиболее характерных дефектов деталей, образующих камеру сгорания, являются термоусталостные трещины в перемычках между клапанами газораспределения и форсуночным отверстием. Как показали наши исследования, до 85 % головок цилиндров имеют этот дефект.

Установлено, что главной причиной возникновения термических трещин в корпусных деталях ДВС является термическая деформация, которая возникает из-за циклической смены температурных режимов. Эти трещины, получившие название термоусталостных, приводят к потере мощности, прорыву газов, проникновению воды в цилиндр, снижению работоспособности дизеля и являются причиной выбраковки этих деталей. Существующие способы восстановления ГЦ с термоусталостными трещинами не охватывают всей номен-

клатуры двигателей и материалов ГЦ, а используемые технологии недостаточно эффективны и не нашли широкого применения.

На этом основании в диссертационной работе поставлена и решалась научная проблема, заключающаяся в теоретическом прогнозировании долговечности ГЦ после восстановления и разработке путей повышения долговечности при ремонте головок цилиндров с термоусталостными трещинами.

Актуальность работы подтверждается тем, что она выполнялась в соответствии с основными положениями Стратегии машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России на период до 2020 года, Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года, а также научно-технической программой: «Обеспечение ресурсосбережения путем повышения надёжности сельскохозяйственной техники и снижения энергозатрат в процессе её эксплуатации» научного направления ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ» «Модернизация инженерно-технического обеспечения АПК (регистрационный номер 01201151795).

Степень разработанности темы. Исследованиям в области повышения долговечности ГЦ и их термоусталостной прочности, а также вопросам тепловой напряженности и восстановления деталей ДВС посвящены работы таких ученых, как Б. А. Взорова, Е. В. Исаева, А. К. Костина, И. Н. Кравченко, С. П. Косырева, А. Т. Кулакова, В. П. Лялякина, Г. Д. Межецкого, Л. Г. Мильштейна, А. С. Орлина, В. А. Стрельникова, Н. Д. Чайнова, А. Е. Яковишина, и многих других. Среди зарубежных авторов можно отметить: И. Алькока, Р. Бертодо, Т. Картера, М. Хайлига, и других. Большинство работ в основном нацелены на совершенствование конструкции головок и крышек цилиндров дизелей, на организацию системы эффективного охлаждения в новых головках. Лишь немногие работы посвящены вопросам повышения надежности и термоусталостной прочности ГЦ в процессе эксплуатации и при их восстановлении.

Существующие способы восстановления ГЦ дизелей с термоусталостным разрушением в виде трещин (пайка, различные способы заварки, постановка фигурных вставок, штифтовой способ) в большинстве случаев нельзя признать удовлетворительными – позволяющими восстановить максимальный процент ГЦ с трещинами и обеспечить ресурс восстановленных головок не менее ресурса новых головок. Применение их не повышает термоусталостную прочность ГЦ увеличивая стоимость ремонта. Долговечность головок цилиндров, восстановленных вышеперечисленными способами, не превышает 50–60 % от ресурса новых ГЦ. Неравномерность нагрева по поверхности огневого

днища в процессе эксплуатации дизеля и, как следствие, значительные температурные напряжения и релаксационные деформации при охлаждении в области межклапанных перемычек приводят к повышенным напряжениям растяжения, разупрочняющие ответственные поверхности, что способствует дальнейшему росту трещин или образованию новых.

Следует также отметить такой способ, как армирование форсуночного отверстия теплопроводной втулкой, который позволил несколько повысить термостойкость ГЦ, но широкого распространения не получил, в частности, из-за невозможности устранения трещин размером более 3-4 мм.

Цель работы - Повышение долговечности головок цилиндров автотракторных и комбайновых дизелей путем перераспределения термомеханических напряжений и повышения термоусталостной прочности постановкой при восстановлении компенсаторов напряжений.

Задачи исследования:

1. Провести анализ дефектов головок цилиндров автотракторных дизелей с непосредственным впрыском топлива, способов их восстановления, факторов, определяющих их теплонапряженность и долговечность;
2. Разработать теоретические основы оценки напряжений и их связи с термоусталостной прочностью головок цилиндров автотракторных дизелей после восстановления путем математического моделирования теплонапряженного состояния и экспериментально полученных характеристик термической усталости материала, дать теоретическое обоснование предлагаемым способам восстановления;
3. Математическим моделированием теплонапряженности оптимизировать конструктивно-компоновочные показатели головок цилиндров при восстановлении предлагаемыми способами;
4. Экспериментально установить температуры и степень сходимости расчетных и экспериментальных значений монтажных напряжений, показателей термоусталостной прочности материала головок. Обосновать и предложить конструктивно-технологические решения по реализации разработанных способов восстановления с повышением термоусталостной прочности;
5. Провести лабораторные и стендовые испытания восстановленных головок цилиндров, оценить степень адекватности теоретического прогнозирования повышения термоусталостной прочности и долговечности головок цилиндров после восстановления;
6. Разработать технологические процессы для реализации на производстве предложенных способов восстановления головок цилиндров, обеспечивающих

повышение их долговечности, разработать рекомендации, инструмент и оснастку для их внедрения на сервисных предприятиях;

7. Провести эксплуатационные испытания и производственную проверку, оценить экономическую эффективность применения выполненных разработок на практике.

Объект исследования – головки цилиндров дизельных двигателей внутреннего сгорания с непосредственным впрыском топлива (ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41, А-01М), работающие в условиях высокой тепловой напряженности.

Предмет исследования – закономерности изменения напряжений и повышения термоусталостной прочности головок цилиндров автотракторных дизелей, определяющие их долговечность после восстановления.

Научную новизну работы представляют:

- методика теоретической оценки путей повышения долговечности теплонапряженных деталей после восстановления расчетными методами прогнозирования термомеханической напряженности и характеристик малоциклового термической усталости головок цилиндров дизелей;
- математические модели исследования теплонапряженного состояния головок цилиндров автотракторных дизелей с непосредственным впрыском топлива и определением граничных условий их работы на номинальном режиме;
- теоретическое обоснование новых конструктивно-технологических методов повышения термоусталостной прочности при восстановлении головок цилиндров дизелей;
- новые способы и технологические процессы восстановления головок цилиндров дизелей с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках (А.С. № 1792129, Пат. №2262610).

Теоретическая и практическая значимость работы заключается:

- в разработке математических моделей расчета теплонапряженного состояния и теоретической оценки усталостной прочности головок цилиндров после восстановления, разработке конструктивно-технологических методов повышения термоусталостной прочности головок цилиндров дизелей, которые могут быть использованы в НИИ и проектно-конструкторских организациях при проектировании новых конструкций ответственных корпусных деталей ДВС, работающих в термоусталостном режиме при высоких уровнях теплонапряженности, а также при разработке ремонтно-обслуживающих мероприятий мобильной сельскохозяйственной техники, оснащенной дизельными двигателями;

- в практическом использовании на предприятиях технического сервиса новых разработанных технологических процессов при восстановлении головок цилиндров дизелей с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках;
- в учебных заведениях всех форм собственности - при чтении лекций, проведении лабораторных и практических занятий по вопросам повышения долговечности деталей ДВС, работающих в термоциклическом режиме при повышенных температурах;
- разработанные технологии при восстановлении головок цилиндров с трещинами в межклапанных перемычках глубиной более 5 мм способом замены огневого днища (тепловоспринимающей поверхности ГЦ) и с зарождающимися трещинами при выполнении деконцентраторов напряжений позволяют увеличить долговечность при эксплуатации не менее чем в два раза.

Методология и методы исследования.

Методология исследований строилась на принципах объективности тепловых процессов в головках цилиндров при работе ДВС, условий развития и адекватности исследовательских подходов и средств, позволяющих получать истинные знания об объекте, его температурном и напряженном состоянии, релаксации напряжений, усталостной прочности. Учитывались непрерывные изменения состояния исследуемых деталей под воздействием циклического температурного нагружения, выделялись основные факторы, влияющие на их долговечность. Соблюдался принцип системности и целостности при проведении исследований, а также принцип восхождения от абстрактного к конкретному и от конкретного к абстрактному.

Основными методами исследований являлись эмпирические – наблюдение, сравнение, счет, измерение, используемые на этапе формирования научной гипотезы; экспериментально-теоретические, включающие методы планирования экспериментов, статистические методы обработки данных, анализ, синтез и обобщение полученных результатов. При проведении экспериментальных исследований применялись современные приборы: для измерения глубины усталостных трещин электро-потенциальный дефектоскоп ЭПД-3 и вихретоковый индикатор трещин ВИТ-2, основанные на прохождении вихревых токов в металлах; прибор измерения остаточных напряжений ИОН-4М; потенциометры КСП2-005 для измерения ЭДС в термопарах; измеритель статических деформаций ИСД-3 с применением тензометрических датчиков и тензометрических мостов и др.

Научные положения и результаты исследований, выносимые на защиту:

- закономерности образования и распространения термоусталостных трещин в межклапанных перемычках головок цилиндров;
- теоретическое обоснование повышения долговечности ответственных корпусных деталей автотракторных дизелей, работающих при термоусталостном режиме нагружения;
- математическая модель расчета теплонапряженного состояния и усталостной прочности с аналитическими выражениями для определения граничных условий расчетной модели головки цилиндров дизеля с непосредственным впрыском топлива;
- результаты теоретического и экспериментального определения температур, напряжений и деформаций в головках цилиндров дизеля при работе на номинальном режиме для различных вариантов конструктивного исполнения этих деталей;
- технико-экономические показатели разработанных способов восстановления головок цилиндров с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках.

Степень достоверности и апробация результатов.

Достоверность результатов исследований обеспечена применением сертифицированных приборов и стандартных методик исследований, достижением необходимой сходимости теоретических и экспериментальных данных, их подтверждением при практической реализации разработок в лабораторных, стендовых и производственных условиях. Математические модели теплонапряженного состояния головок цилиндров и деталей газораспределения разработаны на основе теории двигателей внутреннего сгорания, метода конечных элементов и согласуются с опубликованными данными других исследователей.

Разработанные технологии восстановления головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240, ЯМЗ-236, А-41, А-01М внедрены в производство на Ярославском моторном заводе, в АРЗ г. Энгельс, на ремонтных предприятиях Самарской области в Большой Глушице и Сергиевске, на предприятиях ООО «Ремдизельгрупп» г. Санкт-Петербург, ООО «Энгельсспецремтехпред» г. Энгельс.

Основные научные положения, результаты исследований, выводы и практические рекомендации диссертации доложены и одобрены на:

- научно-практических конференциях ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова» (г. Саратов, 1988-2018 гг.);

- Международном постоянно действующем научно-техническом семинаре «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники», Саратовский ГАУ (г. Саратов, 1994-2017 гг.);
- Всероссийской научно-практической конференции «Современное оборудование и технологические процессы для восстановления и упрочнения деталей машин: «Ремдеталь-88» (г. Москва, 1988 г.);
- Международной научно-практической конференции «Развитие села и социальная политика в условиях рыночной экономики», МГМА (г. Москва, 2000 г.);
- Международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения А.Ф. Ульянова, Саратовский ГАУ (г. Саратов, 2005 г.);
- Международной научно-практической конференции, посвященной 75-летию со дня рождения В.Г. Кобы, Саратовский ГАУ (г. Саратов, 2006 г.);
- Международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию со дня рождения А.Г. Рыбалко, Саратовский ГАУ (г. Саратов, 2006 г.);
- Международной научно-практической конференции «Проблемы эксплуатации и ремонта автотракторной техники», посвященной 100-летию со дня рождения Г.П. Шаронова, Саратовский ГАУ (г. Саратов, 2012 г.).

По результатам исследований опубликовано 57 работ, в т.ч. 14 статей в рецензируемых научных изданиях, авторское свидетельство на изобретение и два патента РФ на изобретение. Общий объем публикаций – 43,6 п.л., из которых 23,3 п.л. принадлежит соискателю.

Диссертация состоит из введения, 5 разделов, заключения, рекомендаций производству, перспектив дальнейшей разработки темы, списка литературы из 179 наименований, из которых 11 на иностранном языке, и приложений. Работа изложена на 271 с., содержит 108 рисунков и 26 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы, обоснованы ее актуальность, научная новизна, практическая ценность, изложены научные положения и результаты исследований, выносимые на защиту.

В первом разделе «Постановка проблемы. Цель и задачи исследования» на основе анализа ремонтного фонда головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41и А-01М, способов их восстановления, а также научных работ по теме диссертации сформулированы проблема, цель и задачи исследований.

Как показал анализ, значительный вклад в развитие и совершенствование технологии ремонта машин и повышение их надежности внесли такие ученые как М.В. Авдеев, Ф.Н. Авдонькин, К.А. Ачкасов, И.Б. Гурвич, А.С. Денисов, Б.П. Загородских, В.И. Казарцев, В.П. Лялякин, В.М. Михлин, А.В. Николаенко, А.Э. Северный, Н.Ф. Тельнов, И.Е. Ульман, В.И. Черноиванов, Г.П. Шаронов, и др. Ими установлено, что с выбором рациональной технологии восстановления деталей можно значительно повысить долговечность сборочных единиц. Важным резервом повышения эффективности использования техники, экономии материальных и сырьевых ресурсов (агрегатов и узлов) является повышение долговечности ответственных деталей ДВС на основе улучшения существующих технологий ремонта и разработки новых способов восстановления деталей.

Вопросам изучения тепловой напряженности, а также разработке мер, направленных на повышения термоусталостной прочности посвящены множество работ выше названных авторов. Несмотря на значительное количество проведенных исследований, вопросы оценки теплонапряженности, теоретических расчетов термоусталостной прочности и долговечности при восстановлении и конструировании головок цилиндров, влияния напряжений и характеристик чугунов на термическую усталость и долговечность деталей остаются актуальными и в настоящее время.

Большинство сельскохозяйственных операций выполняется тракторами и сельскохозяйственными машинами, энергетическим элементом которых является двигатель внутреннего сгорания. Наиболее эффективными двигателями внутреннего сгорания являются дизели. Более 30 модификаций двигателей Ярославского моторного завода (ЯМЗ) и 11 модификаций двигателей Алтайского моторного завода (АМЗ) эксплуатируются в настоящее время в составе 20 марок тракторов, 15 марок комбайнов и ряда грузовых автомобилей в АПК. Современная тенденция - увеличение удельных нагрузок на двигатели, повы-

шение их мощности при одновременном снижении металлоемкости приводит к перегреву отдельных деталей камеры сгорания ДВС, в частности, к перегреву головок цилиндров (ГЦ). Это снижает их долговечность и часто является причиной появления усталостных трещин на тепловоспринимающей поверхности-огневом днище.

Обследование ремонтного фонда дизелей ЯМЗ-238НБ в Саратовской и Самарской областях показало (рис. 1), что одними из наиболее характерных дефектов деталей, образующих камеру сгорания, являются термоусталостные трещины на огневом днище в перемычках между гнездами клапанов и форсуночным отверстием ГЦ (при визуальном контроле было выявлено около 44%, при контроле прибором - до 85 %).

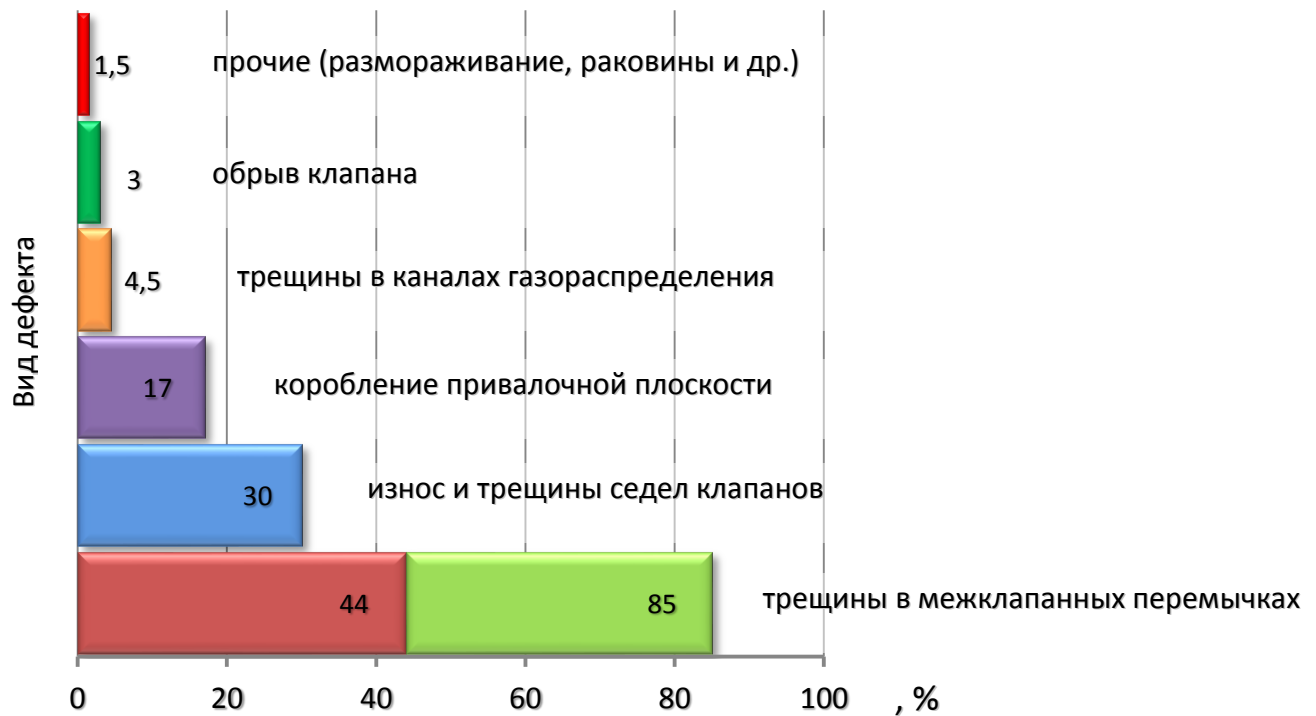


Рисунок 1- Распределение дефектов головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ:

- количество ГЦ с трещинами, обнаруженными визуальным контролем;
- количество ГЦ с трещинами, обнаруженными при контроле прибором.

Установлено, что причиной возникновения термических трещин на деталях газораспределения является термическая деформация, которая возникает из-за циклической смены температурных режимов. Эти трещины, получившие название термоусталостных, приводят к потере мощности, снижению работоспособности дизеля и являются причиной отказов и выбраковки этих деталей.

При анализе термоусталостных трещин по глубине (рисунок 2) было установлено, что до 75% головок имеют трещины глубиной 3 мм и более. Около 10% головок цилиндров имеют трещины свыше 7 мм.

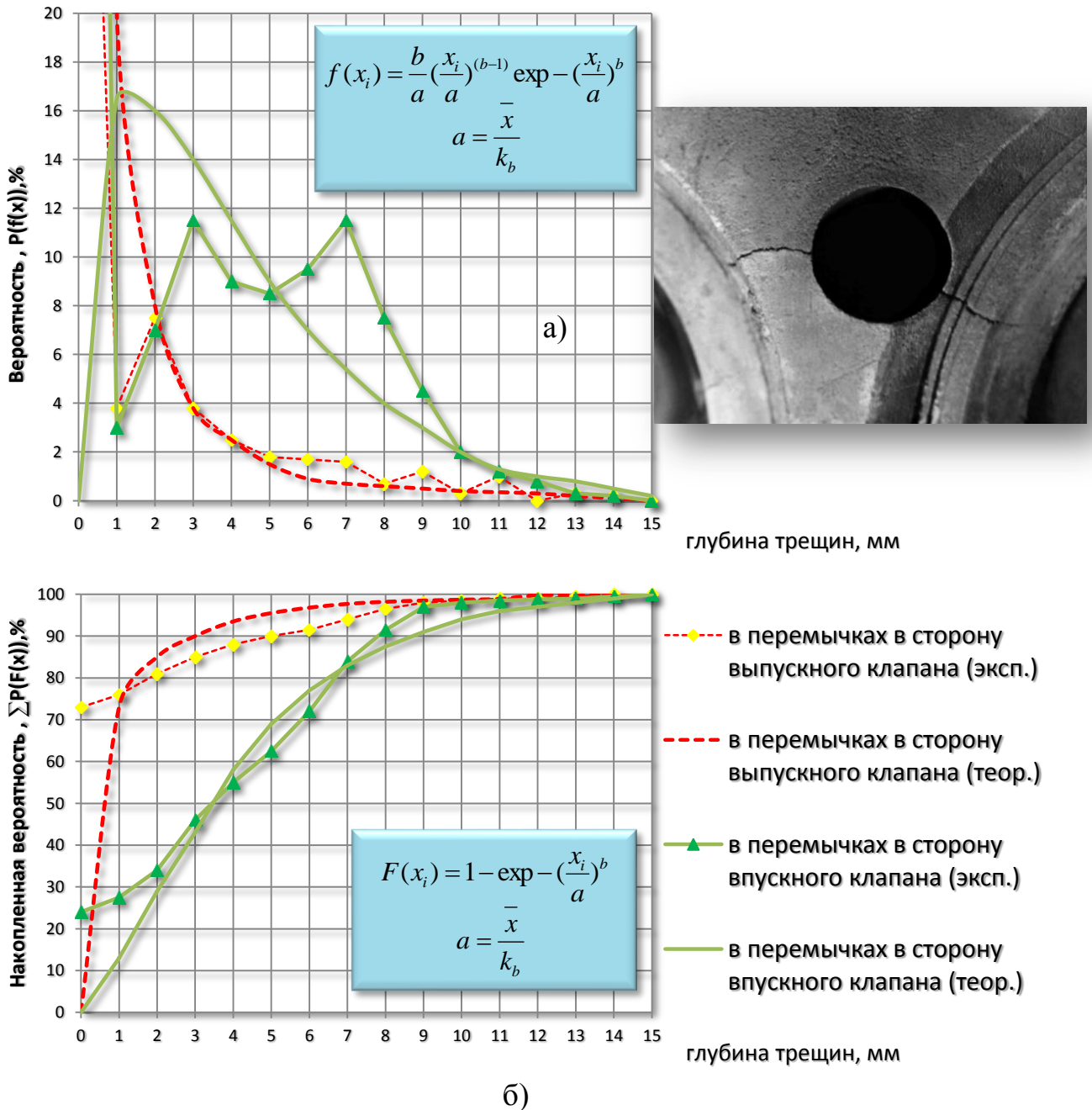


Рисунок 2 - Дифференциальные (а) и интегральные (б) зависимости вероятности появления трещин различной глубины в межклапанных перемычках дизелей ЯМЗ-238НБ

и более. Около 10% головок цилиндров имеют трещины свыше 7 мм.

Следует отметить, что данный дефект характерен для головок цилиндров дизелей с непосредственным впрыском топлива, а это двигатели семейства ЯМЗ (ЯМЗ-236, 238, 240) и семейства АМЗ (А-41, 01) и их модификации.

Только в Саратовской области, по разным оценкам, тракторов и комбай-

нов, оснащенных выше названными двигателями около 5 тыс. шт., при этом на них установлено около 10 тыс. шт. головок (по 2 на один V-образный двигатель). По техническим требованиям при появлении трещин головки подлежат выбраковке. На самом же деле выбраковываются головки в том случае, когда трещина сквозная или имеет уже значительную глубину.

Если учесть, что по причине появления термоусталостных трещин в межклапанных перемычках выбраковывается лишь около 20% 2 тыс. головок (рис. 2 б) глубина свыше 7 мм), то при рыночной стоимости одной головки цилиндров 18-24 тыс. рублей потери только по Саратовской области составляют 36-48 млн. рублей.

Существующие способы восстановления головок цилиндров с термоусталостными трещинами в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов в большинстве случаев не обладают достаточной термоусталостной прочностью после восстановления (способы заварки, установки фигурных стягивающих вставок), а способ армирования форсуночного отверстия теплопроводной втулкой рекомендован для головок с трещинами до 5 мм.

Все приведенные способы восстановления ГЦ носят конъюнктурный, ремесленнический (единичный) характер, они в принципе низко технологичны и не могут обеспечить высокие ресурсные показатели, что по техническим и экономическим причинам не позволяет обеспечивать их использование в практических целях.

Из анализа литературных источников установлено, что для повышения долговечности головок цилиндров необходимо уменьшать градиент температур по поверхности и по толщине огневого днища, снижать влияние кромки форсуночного отверстия как концентратора напряжений. Недооценка значений термоусталостных и термомеханических напряжений в теоретическом анализе, при конструировании и разработке технологий восстановления в результате приводит к тому, что сроки службы новых и отремонтированных головок и крышек цилиндров значительно ниже ресурса дизеля в целом.

В связи с вышесказанным сформулированы цель, задачи и научная проблема настоящей работы.

Во втором разделе «Методология и методы выполнения работы. Структура исследования» приводится общая структурно-логическая схема диссертационного исследования, освещены методы и методики статистической обработки результатов исследований ремонтного фонда, приводятся методики термометрирования, тензометрирования, термоциклирования, и обработки результатов испытаний. Рассматриваются вопросы методики лабораторных, стен-

довых и производственных испытаний экспериментальных и серийных головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240 Б. Приводится перечень и основные характеристики применяемых приборов установок и оборудования, используемых ГОСТов, ОСТов, ТУ и другой нормативной документации.

В третьем разделе «Теоретические предпосылки к повышению долговечности головок цилиндров» в ходе анализа теоретического материала рассмотрены и проанализированы аспекты релаксации напряжений при термоусталостном режиме работы корпусных деталей ДВС (материал деталей – чугун специальный или его аналог чугун серый СЧ25). Уточнены теоретические зависимости, позволяющие описывать диаграмму гистерезиса при термоциклическом нагружении деталей (на примере ГЦ). На основании выше изложенного сформулирована модель накопления напряжений при термоциклировании и предложено аналитическое выражение, позволяющее оценить предельный уровень достигнутых напряжений.

При работе с периодическим нагревом до температур t_2 и остыванием до температуры t_1 (термоциклировании обеспечивающим достижение перепада температур $\Delta T = (t_2 - t_1)$) нагрев огневого днища сопровождается возникновением напряжений сжатия, охлаждение – напряжений растяжения. На диаграмме механического гистерезиса (рис. 3) изменение напряжений при нагреве показаны участком линии АОВ. В начальной точке А возникают напряжения в результате сборочных операций (от монтажа форсунки, затяжки силовых шпилек крепления ГЦ), в точке В металл испытывает максимальные сжимающие температурные напряжения, определяемые выражением:

$$\sigma = \alpha \cdot E \cdot (t_2 - t_1). \quad (1)$$

Если учесть в этой формуле зависимость модуля упругости (модуля Юнга) от температуры (по Б.М. Драпкину):

$$\frac{E(T)}{E_0} = e^{-a\alpha\Delta T} (2e^{-a\alpha\Delta T} - 1) \quad (2)$$

и зависимость модуля упругости от уровня напряжений (по Н.Г. Гиршовичу):

$$E = E_0 - k\sigma, \quad (3)$$

то в конечном виде выражение для напряжений в точке В можно выразить в следующем виде:

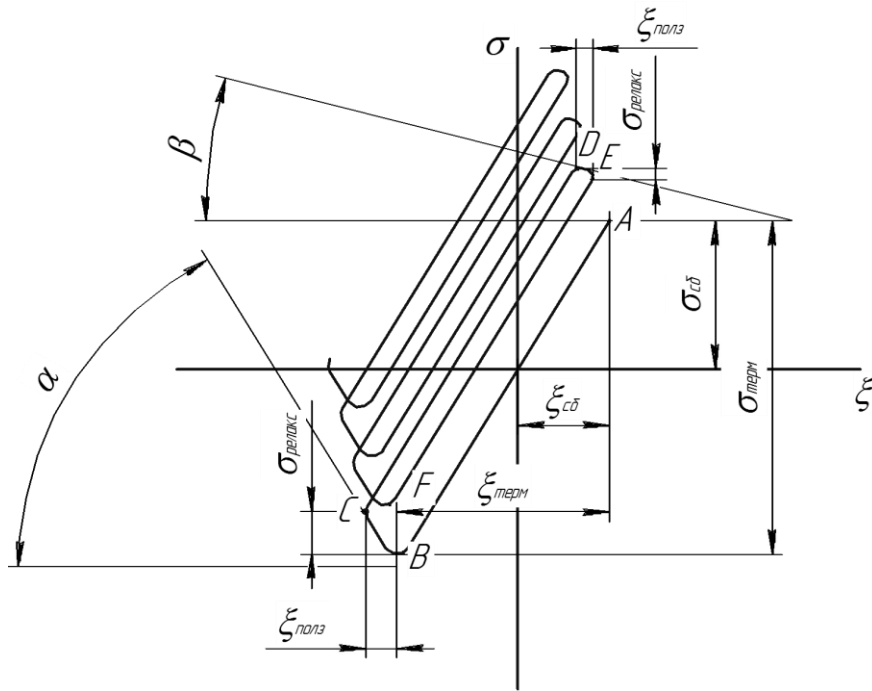


Рисунок 3 - Диаграмма деформирования (механического гистерезиса) при термоциклировании образцов из серого чугуна с предварительной нагрузкой

$$\sigma = \alpha(t_2 - t_1)[(E_0 - k\sigma)(e^{-\alpha\alpha\Delta T}(2e^{-\alpha\alpha\Delta T} - 1))], \text{ откуда}$$

$$\sigma = \frac{\alpha\Delta TE_0(e^{-\alpha\alpha\Delta T}(2e^{-\alpha\alpha\Delta T} - 1))}{1 + \alpha\Delta Tk(e^{-\alpha\alpha\Delta T}(2e^{-\alpha\alpha\Delta T} - 1))}, \quad (4)$$

где k – коэффициент, зависящий от структуры и химического состава материала (для серого чугуна $k=23,08$);

a – константа (для железа $a=3,9503$);

E_0 – модуль упругости при 293К, Мпа.

При длительной работе дизеля упругие напряжения релаксируют по линии BC с появлением напряжений релаксации материала в нагретом состоянии σ_{pt2} при этом также наблюдается некоторая деформация ползучести материала $\varepsilon_{пт2}$.

Релаксация напряжений приводит к снижению их на величину σ_{pt2} , которая различными авторами определяется с учетом комплексного (релаксированного) модуля упругости (В.С. Постников), а также различными эмпирическими зависимостями (Б.М. Ровинский, С.П. Мялков и др).

Ползучесть материала $\varepsilon_{пт2}$ может быть оценена с учетом скорости ползучести, которая возрастает с температурой и напряжением. Так для серого чугуна при напряжениях $\sigma = 12,5$ Мпа и температуре 640К Н.Г. Гиршович приводит данные о том, что скорость ползучести не превышает $3,4 \cdot 10^{-5}\%$.

Анализируя эти данные релаксации и ползучести можно сделать вывод о том, что при температурах до 623-673К линия ВС на рисунке 3 располагается под достаточно большим углом α к горизонтальной оси ε . На линии остывания материала ГЦ (линия DF) происходят аналогичные процессы и достигаются σ_{pt1} и ε_{pt1} с той лишь разницей, что интенсивность процессов, характеризуемых углом β наклона кривой к оси ε , будет меньше чем при повышенных температурах.

Изменения напряжений в течение одного термоцикла можно описать следующим выражением:

$$\sigma = \sigma_m - \sigma_{\Delta T} + \sigma_{pt2} + \sigma_{\Delta T} - \sigma_{pt1}, \quad (5)$$

где σ_m – монтажные напряжения;

$\sigma_{\Delta T}$ – температурные напряжения;

σ_{pt2} – напряжения релаксации при температуре t_2 ;

σ_{pt1} – напряжения релаксации при температуре t_1 .

После n циклов суммарные напряжения определятся из выражения:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i = \sigma_m - \sum_{i=1}^n \sigma_{\Delta T i} + \sum_{i=1}^n \sigma_{pt2 i} + \sum_{i=1}^n \sigma_{\Delta T i} - \sum_{i=1}^n \sigma_{pt1 i}. \quad (6)$$

Учитывая равенство температурных напряжений цикла после их сокращения при положительной разнице релаксации напряжений при температурах t_2 и t_1 общие напряжения в металле ГЦ будут увеличиваться с каждым термоциклом, и определяться выражением (7):

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i = \sigma_{сб} + \sum_{i=1}^n \sigma_{pt2 i} - \sum_{i=1}^n \sigma_{pt1 i} = \sigma_{общ}. \quad (7)$$

При малоцикловой усталости разрушение наступит тогда, когда максимальные напряжения превысят уровень допустимых напряжений σ_{adm} для данного конструкционного материала:

$$\sigma_{общ} = \sigma_{max} > \sigma_{adm}. \quad (8)$$

Долговечность головок цилиндров и теплонапряженных деталей газораспределения, работающих в термоциклических режимах, можно оценить из аналитических уравнений, связывающих циклическую деформацию ε с числом циклов N до разрушения. Н. Мэнсон С., Коффин Л.Л., Н.А. Махутов для этого предлагали использовать следующие выражения:

$$\varepsilon_p = C \cdot N^k, \quad (9)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{2\sigma_{-1}}{E} + C \cdot N^m \quad (10)$$

$$\varepsilon = \bar{B} \cdot N^{-0.12} + \bar{D}^{0.6} \cdot N^{-0.6} \quad (11)$$

где $C = \frac{1}{2} \ln \frac{1}{1-\psi}$ – коэффициент, характеризующий пластичность образца при статическом разрушении;

Ψ – коэффициент уменьшения поперечного сечения, соответствующего достижению предела прочности или разрыву образца;

$$\bar{B} = \frac{3.5\sigma_B}{E}; \quad \bar{D} = \ln \frac{1}{1-\Psi};$$

ε_e и ε_p – соответственно упругие и пластические деформации цикла;

m, k – постоянные характеристики материала.

Зависимость (9) долговечности от циклической деформации ε_p используют в диапазоне чисел циклов менее $10^3 \dots 5 \cdot 10^3$; зависимость (10) долговечности от циклических упругопластических деформаций ε - во всем малоцикловом диапазоне чисел циклов нагружения (менее $5 \cdot 10^4 \dots 10^5$). Коэффициенты в уравнениях определяют по экспериментальным данным долговечности образцов, испытываемых при малоцикловом усталостном нагружении с симметричным циклом деформаций.

Для приближенных расчетов кривой малоциклового усталости используют корреляционные зависимости (11), устанавливающие связь характеристик сопротивления малоциклового усталости с прочностью и пластичностью материала при статическом разрыве образца.

Показатель m для большинства конструкционных сталей и сплавов в первом приближении равен 0,5-0,6.

В теории прочности при оценке термоусталостной прочности В.В. Новожилов приходит к выводу о необходимости учитывать при построении критерия прочности, по крайней мере, две величины: длину пути пластического деформирования – λ и внутренние упругие микронапряжения. Окончательно условия накопления повреждений и разрушения при этом записываются в виде:

$$D = k \int_0^\lambda \rho d\lambda, \quad (12)$$

$$D = D_{кр}(\sigma_{пр}), \quad (13)$$

где $\sigma_{пр} = \sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)$, ν – коэффициент Пуассона.

Первое соотношение характеризует закон накопления повреждений, а второе определяет момент достижения функцией D критического значения, соответствующего рассматриваемому напряженному состоянию.

Опыты по определению пластического разрыхления в процессе деформирования и в момент разрушения исключительно трудоемки, и при использовании критерия прочности вместо пластического разрыхления вводится некоторая нормированная величина, а нормирующий множитель определяется из эксперимента косвенным путем. При этом условие разрушения имеет следующий вид:

$$\frac{D}{D_0} = \left(\frac{\sigma_{\text{пр}}^o}{\sigma_{\text{пр}}} - 1 \right)^m, \quad (14)$$

где D_0 , $\sigma_{\text{пр}}^o$ и m – элементы выражения, которые должны определяться из эксперимента для базового варианта.

Подводя итог вопросам оценки долговечности корпусных деталей и деталей газораспределения ДВС, выполненных из чугуна и работающих на термоусталостных режимах, нами установлено, что:

- во-первых, для повышения долговечности головок и крышек цилиндров, вставных клапанных седел необходимо снижать уровень температурных градиентов и, как следствие, температурных напряжений, определяемых выражением (4);
- во-вторых, обеспечивать минимальный уровень сборочных (монтажных) напряжений и разницы между релаксациями напряжений при повышенных и пониженных температурах, являющихся основными составляющими, характеризующими общую напряженность при малоциклового усталости (выражение (7));
- в-третьих, использовать чугуны высокого качества, которые должны иметь повышенное допускаемое напряжение и низкие релаксационные показатели, зависящие от уровня температурных перепадов;
- в-четвертых, многие авторы приходят к единому мнению, что оценка долговечности головок цилиндров невозможна без получения экспериментальных данных по поведению материала при циклическом воздействии температур.

Также следует отметить, что лишь единичные авторы уделяют внимание термоусталостной прочности корпусных деталей из чугуна и следовало бы обратить внимание на теоретические зависимости, определяющие показатели долговечности при термической усталости во взаимосвязи с напряженным состоянием деталей при их восстановлении.

Выходом из положения, по нашему мнению, является использование принципа «ограниченной долговечности» при малоциклового нагружении деталей напряжениями на уровне предела выносливости. Рассматривая условную теоретическую кривую усталости в логарифмическом виде (рис. 4), для произвольных точек 1 и 2 её нисходящей ветви, можно записать:

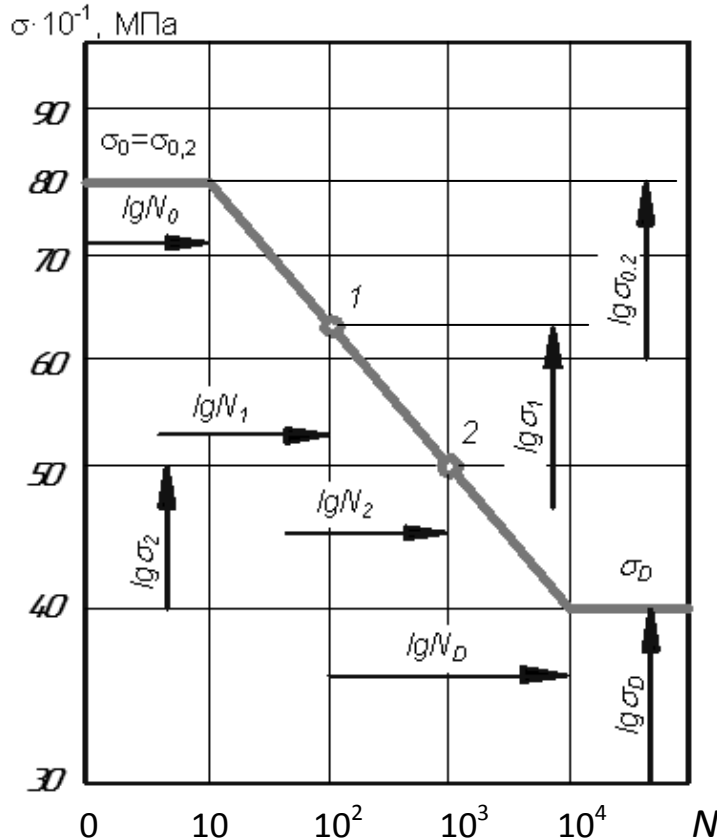
$$\frac{\lg N_2 + \lg N_1}{\lg \sigma_1 + \lg \sigma_2} = \frac{\lg \frac{N_2}{N_1}}{\lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}} = ctg \alpha, \quad (15)$$

Обозначая $ctg \alpha = m$, получим из формулы (15)

$$\lg \frac{N_2}{N_1} = m \cdot \lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}, \quad m = \frac{\lg \frac{N_2}{N_1}}{\lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}} \quad (16)$$

где σ_1 и σ_2 - напряжения соответствующие количеству циклов N_1 и N_2 в точках 1 и 2 соответственно;

α – угол наклона ветви.



Потенцируя, получаем:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right)^m, \quad (17)$$

$$N_2 = N_1 / \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right)^m \quad (18)$$

Рисунок 4 - Логарифмическая кривая усталости

Таким образом, для оценки долговечности в термоусталостном режиме работы деталей посредством фиксации количества циклов до появления трещин, необходимо исследование напряженного состояния деталей до и после восстановления (σ_1 и σ_2), а также экспериментальное определение термостойкости образцов из материала восстанавливаемых деталей N_1 во взаимосвязи с уровнем напряжений. При этом важно соблюсти аналогию (подобие) условий испытания образцов и условий работы деталей в реальных условиях эксплуатации. Полученные экспериментальные зависимости позволят, используя формулу (16), определить коэффициент m и в дальнейшем используя формулу (18) определить долговечность детали после восстановления.

Для расчета объемного теплового и теплонапряженного состояния головок цилиндров нами была разработана поэтапная математическая модель, геометрические трехмерные модели, схемы разбивки на конечные элементы, методика задания граничных условий для тепловоспринимающих и охлаждаемых поверхностей

расчетных моделей при работе двигателей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б на номинальных режимах.

Для проведения расчетов был выбран наиболее эффективный и универсальный метод конечных элементов, а в качестве программы расчета - Ansys Workbench Suite 7.0 многоцелевого конечно-элементного пакета ANSYS.

В качестве 3D-модели использовалась модель, представляющая собой диск с отверстиями под седла клапанов (впускной и выпускной с установленным в него седлом клапана) и отверстием под форсунку. В центральной части модели находится бобышка под форсуночный стакан. Со стороны охлаждаемой поверхности расположены патрубки к впускному и выпускному клапанам. В модели соблюдены большая часть фасок и галтелей, как в реальной конструкции, задействовано 3 объекта: седло выпускного клапана, форсуночный стакан и непосредственно ГЦ. При расчете учитывался материал каждого из объектов.

В математической модели были сделаны допущения об идеальном контакте между сопряженными поверхностями стакана форсунки и бобышки днища, а также вставными седлами клапанов газораспределения и днищем. На рисунке 5 представлена 3D-модель огневого днища головки цилиндров двигателя ЯМЗ-238НБ.

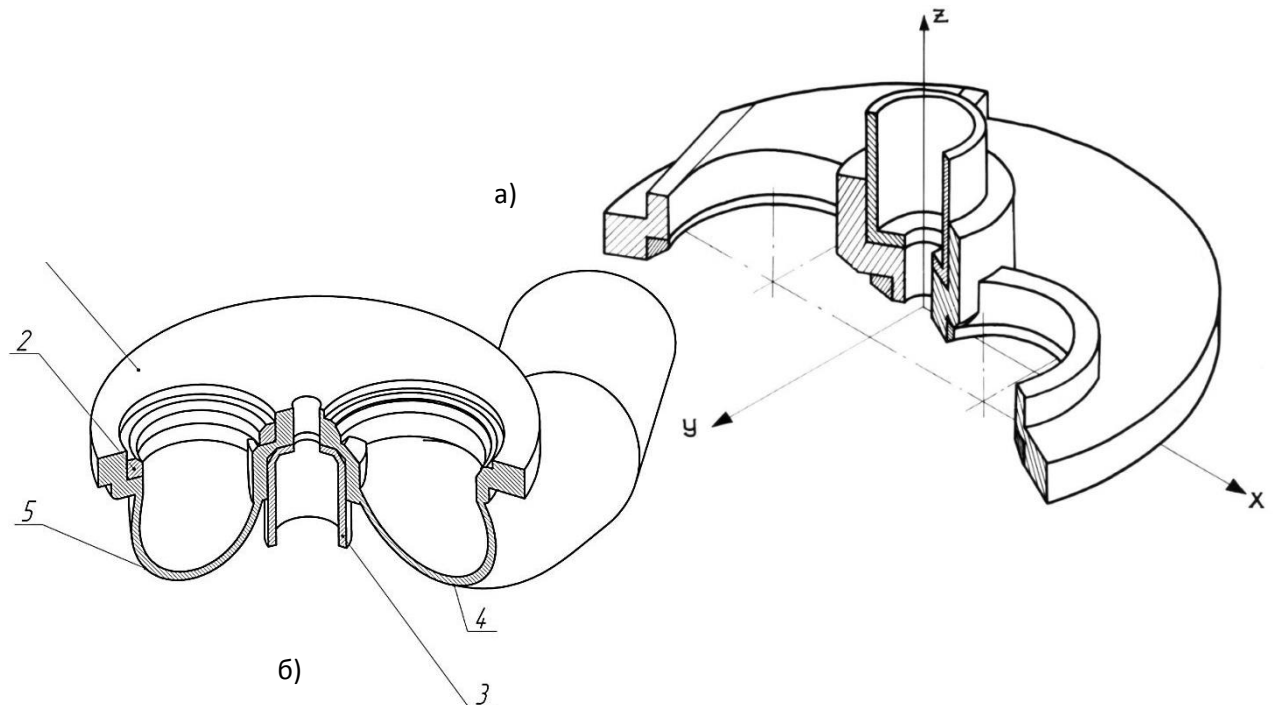


Рисунок 5 - Геометрия математической модели теплонапряженности огневого днища ГЦ с сечением по линиям, соединяющим центры форсуночного и клапанных отверстий: а) – для первого этапа расчетов; б) – для второго этапа; 1–тепловоспринимающая поверхность; 2 – седло клапана; 3 – форсуночный стакан; 4 – патрубок впускного клапана; 5 – патрубок выпускного клапана.

При задании граничных условий были учтены и соблюдены все характерные особенности: к каждой поверхности были подобраны виды взаимодействия среды и ГЦ, наиболее точно передающие условия работы при номинальном режиме работы ($\omega=28,3 \text{ с}^{-1}$, $N=158 \text{ кВт}$). Учтено давление форсуночного стакана и форсунки. Граничные условия на тепловоспринимающей поверхности днища ГЦ с учетом особенностей процессов при непосредственном впрыске топлива на тепловоспринимающей поверхности огневого днища определялись средним по времени коэффициентом теплоотдачи и средней результирующей по теплоотдаче температурой газов в цилиндре:

$$\alpha_{\Sigma_{cp}} = \frac{1}{\tau_0} \int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) \partial \tau \quad (19) \quad t_{pez} = \frac{\int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) t_{\Gamma}(\tau) \partial \tau}{\int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) \partial \tau} \quad (20)$$

Граничные условия на охлаждаемых поверхностях днища и стакана форсунки (критерий Нуссельта):

$$Nu_f = C_{\Gamma} \cdot Re_f^{0,23} \cdot Pe_K^{0,5} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot K_{\Phi}^{0,3} \cdot \left(\frac{P}{P_B} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\gamma''}{\gamma'} \right)^{0,5} \quad (21)$$

где C_{Γ} – постоянная, равная 18,6 для омываемых зон, 14,2 для теневых;
 Re, Pe, Pr, K_{Φ} – критерии Рейнольдса, Пекле, Прандтля, и фазового превращения;

P, P_B – давление в контуре охлаждения и базовое, МПа;

γ'', γ' – удельный вес насыщенного пара и воды, г/м^3 .

уравнение действительно при:

$$7 \cdot 10^3 \leq Re_f \leq 2,5 \cdot 10^3; \quad 1,5 \leq Pr_f \leq 20; \quad 1 \leq p \leq 25,5 \text{ МПа} \quad ;$$

$$0,75 \cdot 10^{-3} \leq \frac{\gamma''}{\gamma'} \leq 1,4 \cdot 10^{-3}; \quad \text{и} \quad q \leq 581500 \frac{\text{А} \cdot \text{д}}{\text{с}^2}$$

Граничные условия на внутренних поверхностях каналов газораспределения:

-для выпускного канала $Nu=0,209Re^{0,68}(1-0,765A\Phi) \quad (22)$

-для впускного канала $Nu=2,96Re^{0,5}(1-0,797A\Phi) \quad (23)$

Граничные условия – коэффициент теплоотдачи и температура газов на рабочих фасках седел клапанов:

$$\alpha_{\hat{E}\hat{E}} = \frac{\alpha_{\hat{E}\hat{O}} \varphi_{\hat{E}} + \alpha_{\hat{A}} (\varphi_{\hat{O}} - \varphi_{\hat{E}})}{\varphi_{\hat{O}}} \quad (24) \quad t_{k\hat{E}} = \frac{t_{kT} \varphi_K + t_B (\varphi_{\hat{O}} - \varphi_{\hat{E}})}{\varphi_{\hat{O}}} \quad (25)$$

где α_{kT} и t_{kT} – средние за время контакта коэффициент контактного теплообмена и температура фаски клапана;

α_B и t_B - средние за время выпуска (впуска) коэффициент теплоотдачи и температура газов;

φ_K и φ_C – углы поворота коленчатого вала за время контакта клапана с седлом и угол поворота за общее время цикла.

В итоге граничные условия представлены на рисунке 6, и цифровые данные в таблице 1.

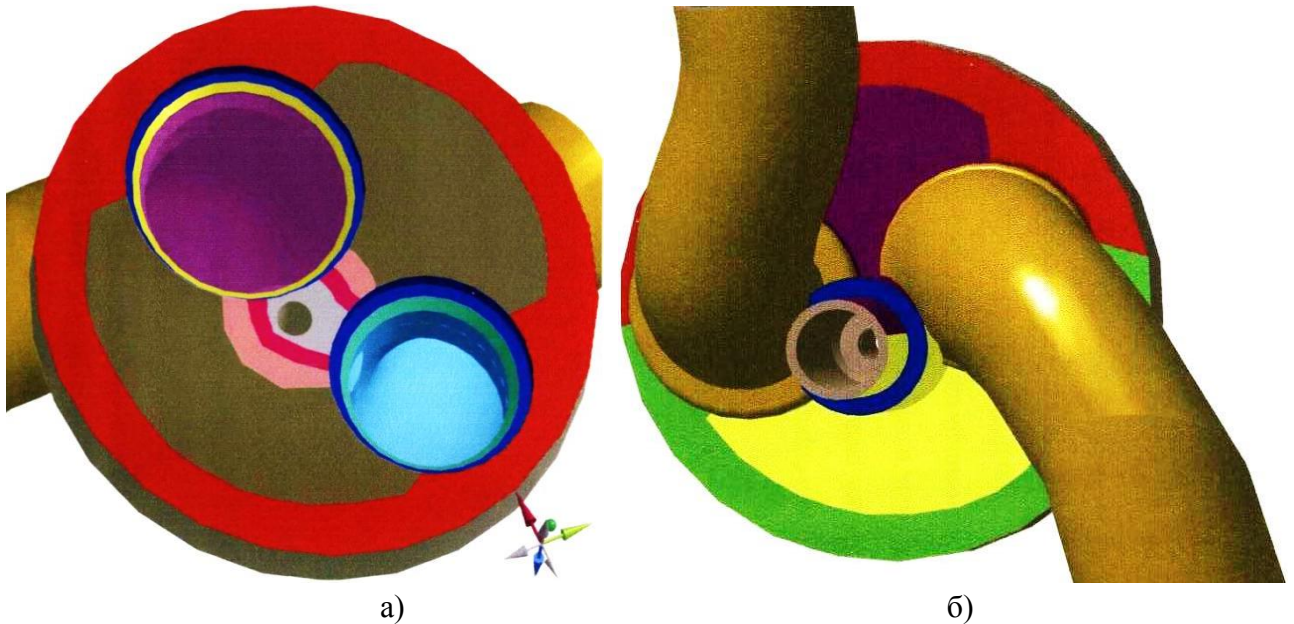


Рисунок 6 - Граничные условия ГЦ: а) - на тепловоспринимающей поверхности; б) - на охлаждаемой поверхности

Таблица 1- Значения коэффициента теплоотдачи и температуры газов (охлаждающей жидкости), воздействующие на ГЦ

Цвет на модели	$\alpha, \text{Вт/м}^2 \text{ К}$	T, К	Цвет на модели	$\alpha, \text{Вт/м}^2 \text{ К}$	T, К	Цвет на модели	$\alpha, \text{Вт/м}^2 \text{ К}$	T, К
Тепловоспринимающая поверхность			Впускной клапан и канал			Охлаждаемая поверхность		
	300	1062		700	1062		4617	353
	700	1062		12730	531		6600	353
	970	1062		414	353		414	353
	900	1062	Выпускной клапан и канал				5800	353
	800	1062		700	1062		4973	353
				2800	808		3492	353
				935	783			

Основные соотношения расчета методом конечных элементов для теплонапряженного состояния определяют связь напряжений с деформациями:

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon^{el}\}, \quad (26)$$

где $\{\sigma\} = [\sigma_x \sigma_y \sigma_z \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{xz}]^T$ - вектор напряжения;

$[D]$ - матрица напряжений, для нескольких анизотропных элементов, определенных по полному матричному выражению;

$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\}$ вектор упругой деформации

$\{\varepsilon\}$ - тотальный вектор деформации $[\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \varepsilon_{xy} \varepsilon_{yz} \varepsilon_{xz}]^T$

$\{\varepsilon^{th}\}$ - тепловой вектор деформации.

Формула тепловой деформации в узле в упрощенной форме:

$$\varepsilon^{th} = \alpha(T - T_{ref}), \quad (27)$$

Приведенное выше уравнение предполагает, что α является независимой величиной, и не зависит от температуры. Если же α является функцией температуры, уравнение (34) примет вид:

$$\varepsilon^{th} = \int_{T_{ref}}^T \alpha_{inst}(T) dT, \quad (28)$$

где $\alpha_{inst}(T)$ - мгновенный коэффициент теплового расширения

Уравнение равновесия для одного базисного элемента:

$$\left([K_e] + [K_e^f] \right) \{u\} - \{F_e^{th}\} = [M_e] \{\ddot{u}\} + \{F_e^{Pr}\} + \{F_e^{nd}\}, \quad (29)$$

где $[K_e] = \int [B]^T [D] [B] d(vol)$ - матрица жесткости элемента;

$[K_e^f] = \frac{vol}{k} \int [N_n]^T [N] d(area_f)$ - матрица жесткости основы элемента;

$\{F_e^{th}\} = \int [B]^T [D] \{\varepsilon^{th}\} d(vol)$ - тепловой вектор нагрузки элемента;

$[M_e] = \rho \int [N_n]^T [N] d(vol)$ - матрица массы элемента;

$\{\ddot{u}\} = \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\}$ - вектор ускорения;

$\{F_e^{Pr}\} = \int_{area_p} [N_n]^T \{P\} d(area_p)$ - вектор давления элемента.

Расчет, производимый программой, проходил в 2 этапа: 1-й – черновой – с грубой разбивкой математической модели на конечные элементы при количестве элементов – 14136; узлов конечных элементов – 25241, 2-й – для усовершенствованной модели, с уплотненной сеткой конечных элементов в местах повышенной концентрации напряжений и температур при количестве элементов – 20288; узлов конечных элементов – 36070. Внешний вид конечно-элементной модели второго этапа расчетов представлен на рисунке 7.

В результате расчетов нами получены температурные поля в головке цилиндров, при условиях соответствующих режиму номинальной нагрузки двигателя ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б (рисунки 8 и 9)

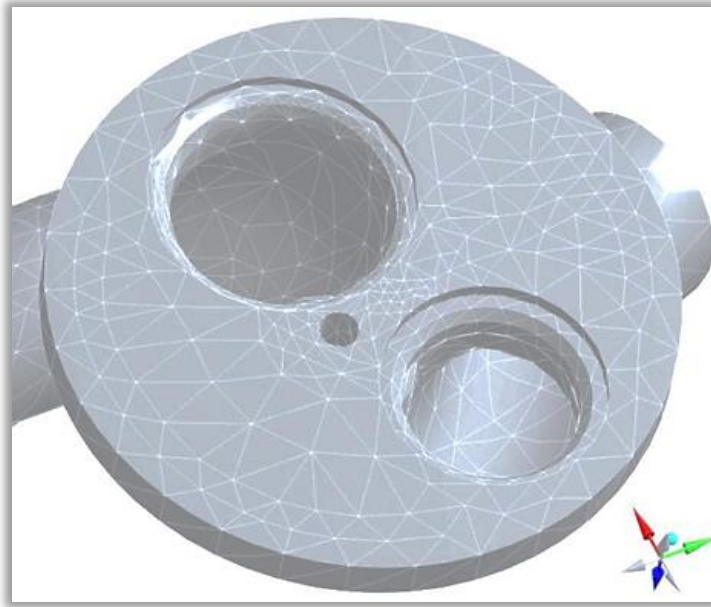


Рисунок 7 - Разбиение расчетной модели на конечные элементы

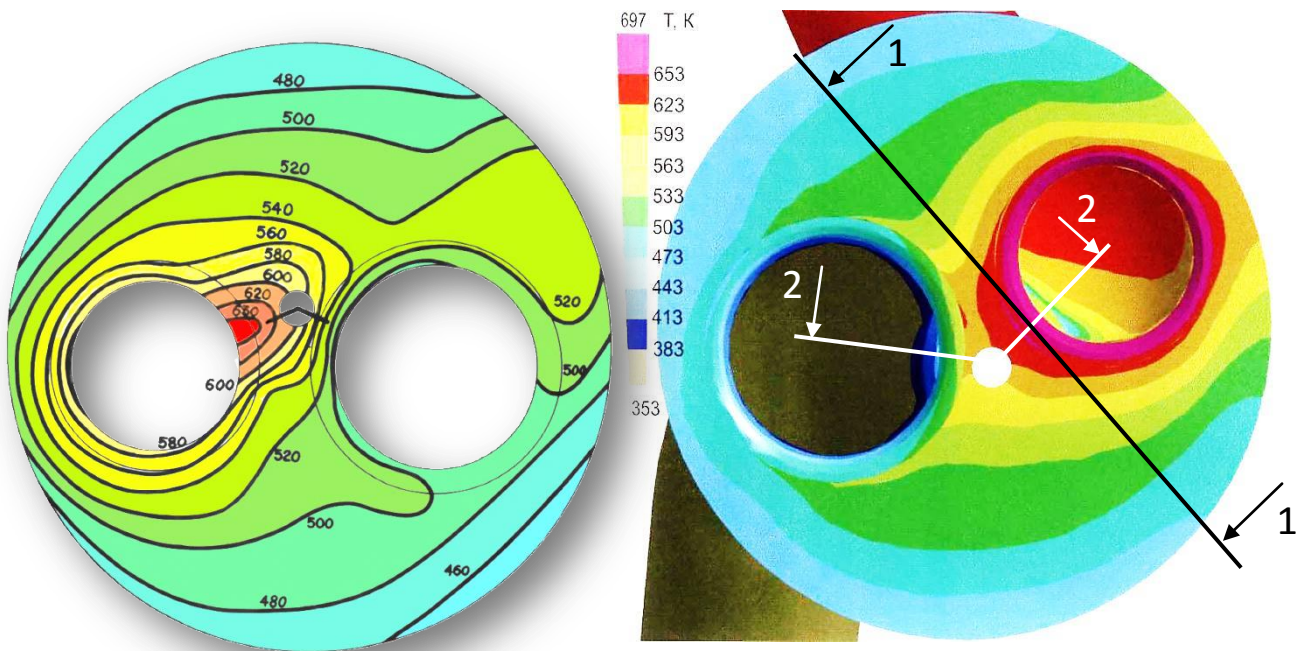


Рисунок 8 - Изотермы на тепловоспринимающей поверхности ГЦ двигателя ЯМЗ-238НБ при работе на номинальном режиме (первый этап расчетов)

Рисунок 9- Изотермы на тепловоспринимающей поверхности ГЦ двигателя ЯМЗ-240Б при работе на номинальном режиме (второй этап расчетов) 1-1, 2-2 – наиболее характерные сечения

На изотермах (рис.8) хорошо видны значительные температурные перепады в радиальном направлении по тепловоспринимающей поверхности.

Для оценки сходимости была проведена проверка путем экспериментального термометрирования при работе на номинальном режиме, которая показала, что максимальная погрешность составила порядка 9,34% (табл. 2)

Но еще более информативную информацию дает поле температурных напряжений, полученное на втором этапе расчетов (рис. 10). Из него установлено, что максимальные напряжения сконцентрированы на кромках форсуночного отверстия вблизи от линий, соединяющих центры отверстий под форсунку и гнезда клапанов. В эксплуатации именно в этих местах появляются термоусталостные трещины и, по нашему мнению, именно эта зона требует «разгрузки».

Таблица 2 - Результаты расчетного и экспериментального исследования температур ГЦ двигателя ЯМЗ-238НБ

№ п/п	Температуры и погрешности полученные:				
	расчетным способом, К	экспериментально, К	относительная погрешность, %	из литературных источников	относительная погрешность, %
1	533	528	0,94	543	1,88
2	615	568	7,64	578	6,02
3	632	573	9,34	610	3,48
4	616	598	2,92	578	6,17
5	575	573	0,35	553	3,83
6	537	543	1,12	535	0,37
7	587	563	4,09	-	-
8	565	543	3,09	-	-
9	569	550	3,34	-	-

В результате реализации математического моделирования тепловой напряженности ГЦ двигателей ЯМЗ-223НБ и ЯМЗ-240Б было установлено, что в головках цилиндров при работе на номинальном режиме наблюдаются температурные перепады 200-210К (с 440К до 650К) по плоскости огневого днища на длине $65-75 \cdot 10^{-3}$ м (половина диаметра расчетной модели), и 180-190К (с 470К до 650К) по его толщине на длине $20 \cdot 10^{-3}$ м (толщина огневого днища вблизи форсуночного отверстия). Причем с удалением от центра к периферии и в глубину от тепловоспринимающей поверхности перепады снижаются с $9 \cdot 10^{-3}$ - $10 \cdot 10^{-3}$ Км в центральной части и на поверхности до $5 \cdot 10^{-3}$ - $6 \cdot 10^{-3}$ Км на периферии и на глубине в непосредственной близости с охлаждаемой поверхностью днища ГЦ.

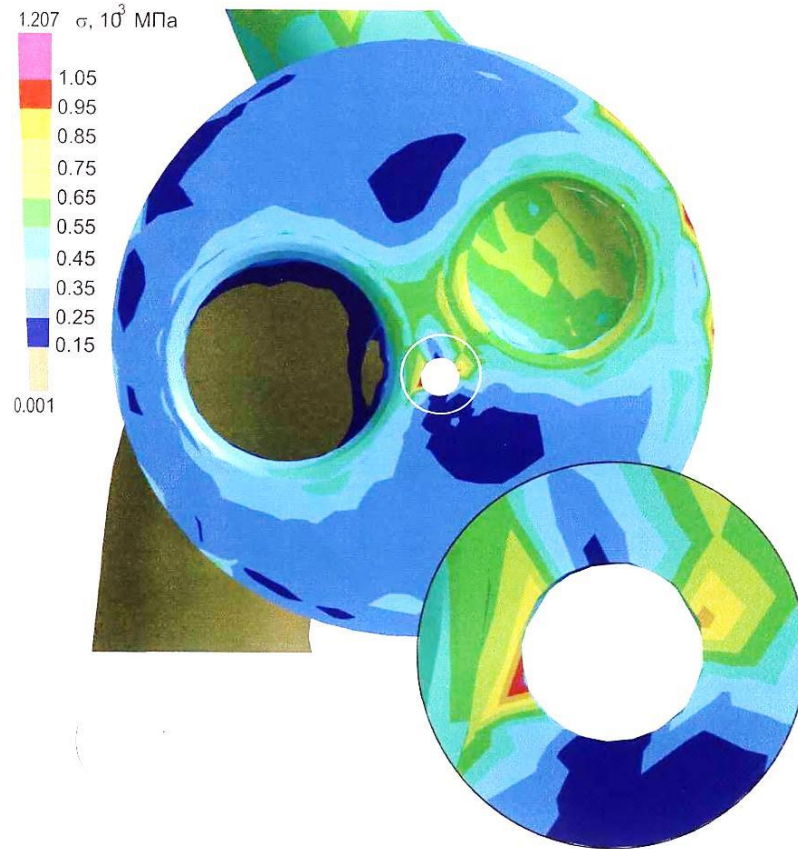


Рисунок 10 - Поля напряжений на тепловоспринимающей поверхности ГЦ двигателя ЯМЗ-240Б при работе на номинальном режиме

Установлено, что максимальные температуры 650-660К и напряжения $0,95-1,05 \cdot 10^3$ МПа сосредоточены в местах вероятностного появления термоусталостных трещин и постепенно снижаются по мере удаления от этих точек в виде сложных концентрических контуров. Таким образом, можно характеризовать эти зоны как эпицентры температур и напряжений. Интенсивность изменения напряжений по площади (по радиусу огневого днища) выше, чем у температур и носит более выраженный характер.

В дальнейшем, при решении задачи снижения тепловой напряженности ГЦ в общем виде из тепловоспринимающей поверхности был вырезан стержень (по сечению 1-1 рис. 9), проходящий через все изотермы. Стержень бесконечно малого поперечного сечения d_A , такого, что изменение температуры (Δt) как по высоте рассматриваемого стержня, так и по ширине равно нулю ($\Delta t_h=0$, $\Delta t_b=0$), а его длина, представляющая прямолинейный участок огневого днища, взятый из наиболее нагретой области со стороны тепловоспринимающей поверхности. Стержень за пределами рассматриваемой области имеет жесткую заделку, поэтому для определения напряжений, деформаций и сил реакции заделки необходимо составить дополнительное уравнение – уравнение совместности деформаций:

$$\Delta l_H = \Delta l_t, \quad (30)$$

где Δl_H - деформация от реактивных сил, $\Delta l_H = \frac{Hl}{EdA}$;

Δl_t - деформация от воздействия термических факторов $\Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot (t_2 - t_1)$.

При решении задачи были получены следующие выражения:

$$H = E \cdot dA \cdot \alpha \cdot (t_2 - t_1), \quad (31) \quad \sigma = E \cdot \alpha \cdot (t_2 - t_1), \quad (32)$$

где H - сила реакции заделки; E - Модуль Юнга;

dA - площадь поперечного сечения стержня;

α - коэффициент теплоотдачи;

$(t_2 - t_1)$ - температурный градиент.

Из формул (31) и (32) видно, что сила реакции заделки, как и напряжение, зависит только от градиента температур, т.к. E и α принимаются постоянными величинами для заданного материала. На рисунке 11 представлено распределение температуры по длине стержня. Чем больше разница температур, тем больше значение силы реакции заделки с которой она давит на межклапанную переемычку и, следовательно, больше напряжения.

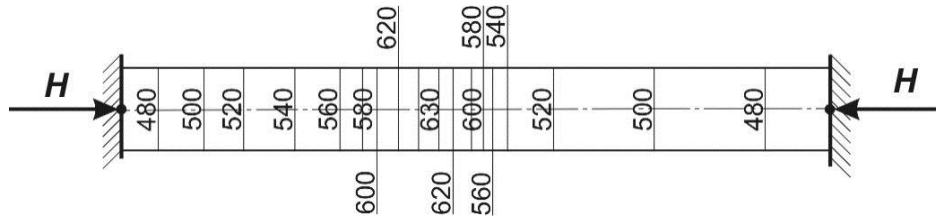


Рисунок 11 - Распределение температуры по тепловоспринимающей поверхности головки цилиндров

Для снижения напряжения необходимо уменьшить воздействие силы H на точку C . Реализовать это можно введя дополнительное конструктивное звено, дающее возможность компенсировать температурные деформации - компенсатор (деконцентратор) в виде прорезей представленных на рисунке 12, и тем самым сделать задачу статически определимой. Причем расстояние между двумя частями стержня должно быть минимальным, но достаточным для того, чтобы левая и правая части рассматриваемого стержня при термическом расширении не оказывали друг на друга механического воздействия, и выполнялось условие:

$$l' > \Delta l' = \Delta l_1 + \Delta l_2 \quad (33)$$

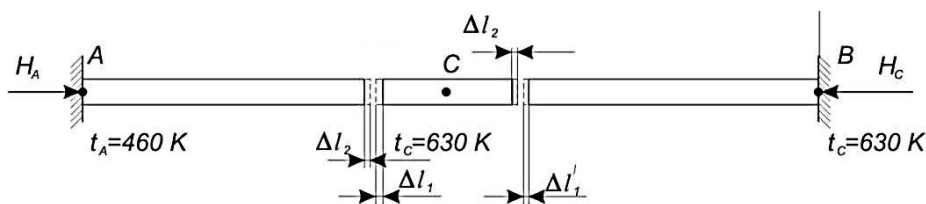


Рисунок 12 - Зависимость длины стержня от температуры с компенсаторами (деконцентраторами)

В результате получена система из двух независимых друг от друга стержней, внутренние силы в которых можно определять по формулам, описанным выше. Таким образом, задача переходит из статически неопределимой в статически определимую. Как уже упоминалось, левая часть стержня не будет оказывать механического воздействия на правую и препятствовать её свободному расширению, снижая при этом напряжения в центральной части.

Аналогичный подход можно реализовать для сечения огневого днища головки цилиндров в нормальном направлении (рисунок 13).

В этом случае расчетная схема будет выглядеть следующим образом (см. рис. 14 а)). Снизить напряжения и уменьшить воздействие силы N на точку C можно введя звено-компенсатор напряжений, имеющий возможность компенсировать температурные деформации между точками C и A , т.е. сделав огневое днище составным по нормали к тепловоспринимающей поверхности (рис 14 б)).

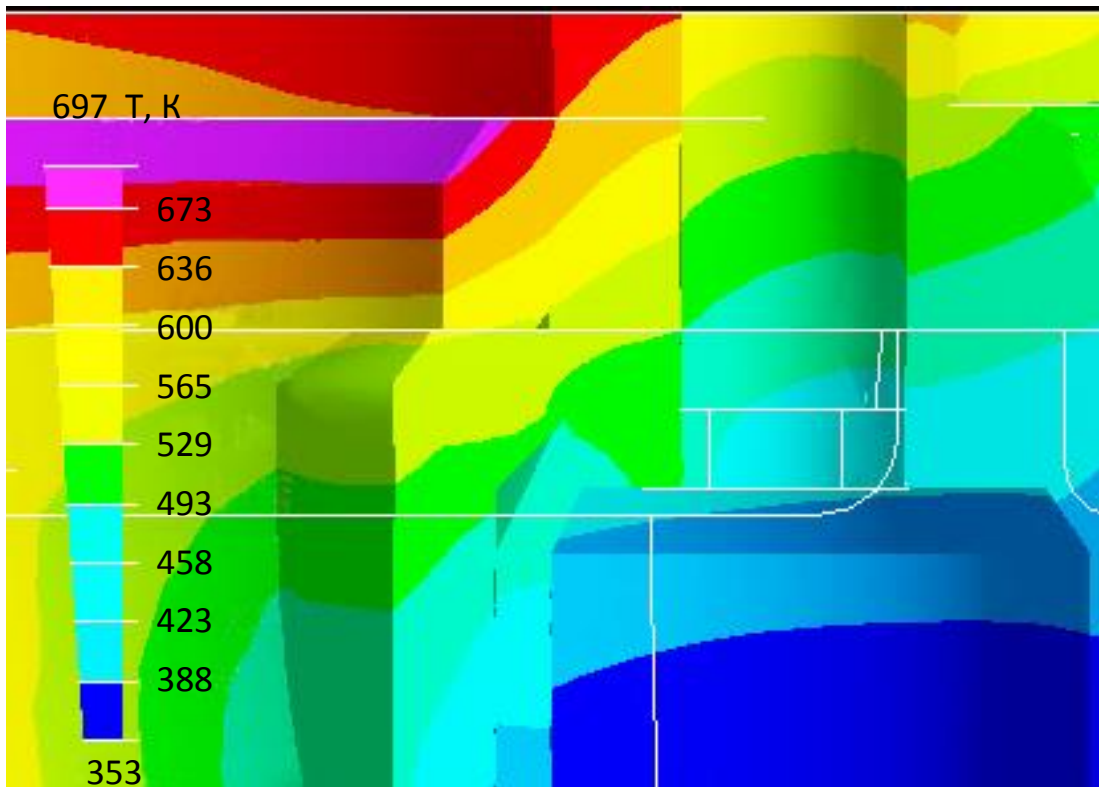


Рисунок 13 - Сечение 2-2 (см. рис. 9) по нормали к тепловоспринимающей поверхности

Тогда, если переместить зоны разъема на расстоянии $2/3$ от толщины огневого днища (12 мм), то за счет снижения перепада в оставшейся части пропорционально температурным перепадам уменьшатся и напряжения в соответствии с выражением (32).

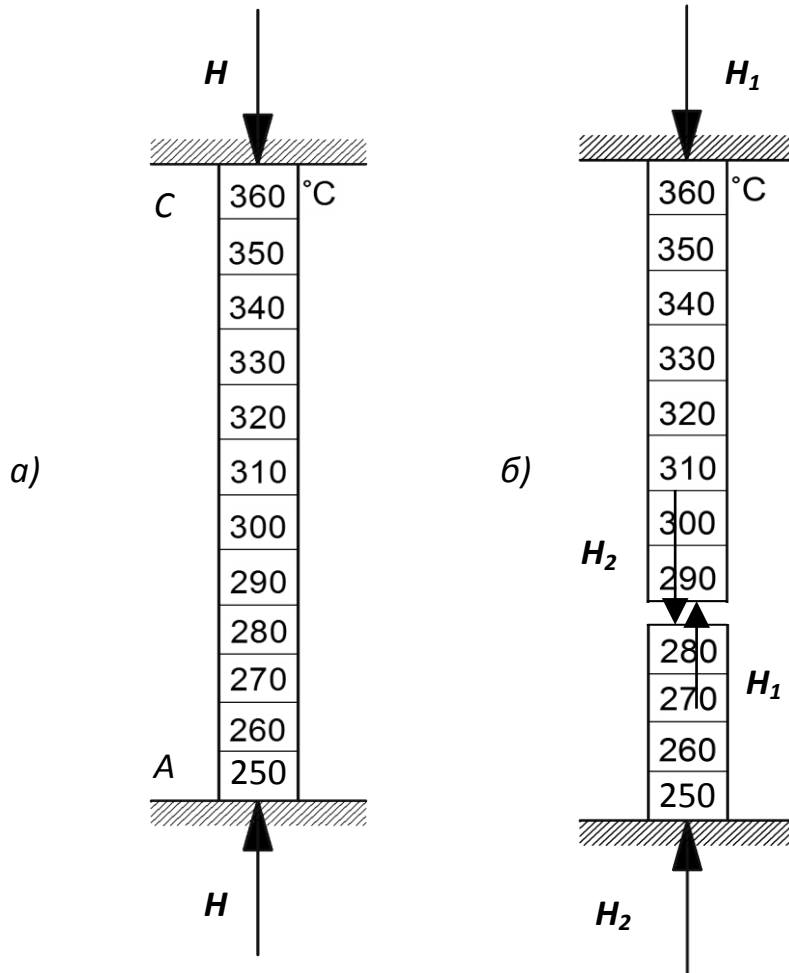


Рисунок 14 - Распределение температуры тепловоспринимающей поверхности ГЦ по нормали: а) вариант серийной ГЦ; б) ГЦ со вставным днищем

В четвертом разделе «Экспериментальные исследования и обоснование способов восстановления головок цилиндров» было проведено обследование трехсот головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и ста сорока головок дизеля А-41. Анализ результатов показал, что 25-30% головок, поступающих в капитальный ремонт имеют термоусталостные трещины в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов глубиной более $5 \cdot 10^{-3}$ м. В интервале глубины трещин $5 \cdot 10^{-3} - 8 \cdot 10^{-3}$ м головок цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ насчитывается 17-18%, а дизеля А-41 – 23-25% от общего числа.

Анализируя результаты математического моделирования теплового и напряженного состояния ГЦ было установлено, что наибольшие температурные перепады и градиенты температуры наблюдаются в поверхностных слоях огневого днища ГЦ, что приводит к возникновению значительных температурных напряжений при работе двигателя на номинальном режиме. До 18...23% головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, А-41 из числа поступающих в капитальный ремонт, имеют трещины термической усталости в межклапанных перемычках глубиной от $5 \cdot 10^{-3}$ до $8 \cdot 10^{-3}$ м, которые в своем развитии приводят к полному

разрушению перемычек и образованию сквозных трещин. Учитывая это, а также теоретические предположения, сделанные ранее, следует, что резерв в повышении долговечности головок цилиндров кроется в том, чтобы сделать разъемным огневое днище. Удалить поверхностный слой металла на тепловоспринимающей стенке ГЦ с имеющимися в этом слое трещинами и установить на его место элемент, позволяющий предохранить огневое днище от полного разрушения при эксплуатации, от воздействия высоких температур газов в цилиндре, снизить влияние повышенных напряжений на внутренние слои головки цилиндров и убрать концентраторы напряжений. Применяя способ замены монолитного днища на составное при восстановлении головок цилиндров необходимо учитывать, наличие зоны контакта неизбежно приводит к некоторому повышению термического сопротивления и температуры детали. В этом случае применение теплозащитных материалов с низким коэффициентом теплопроводности нежелательно, так как это приведет к повышению температуры на поверхности огневого днища и повлияет на температурное состояние других деталей ЦПГ. Это определило применение материалов для изготовления вставного огневого днища с коэффициентом теплопроводности близким коэффициенту теплопроводности материала головки цилиндров, а в зоне контакта – материалов с повышенной теплопроводностью.

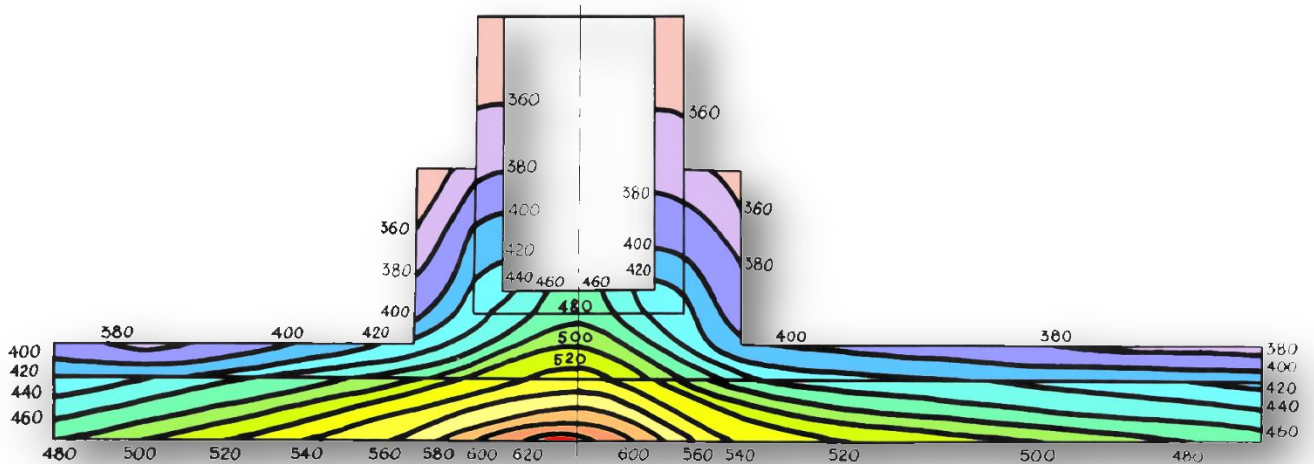
При определении геометрических параметров восстанавливаемых головок цилиндров учитывалось, что толщина вставного днища должна быть максимально возможной с той целью, чтобы при выполнении места под его установку вывести расточкой трещины большей глубины, а также повысить жесткость вставного днища. С другой стороны, увеличение толщины вставного днища ограничено размером тепловоспринимающей стенки головки цилиндров и предельными отклонениями колебания её толщины после литья. Учитывая это, оптимальной толщину вставного огневого днища можно рекомендовать равной 0,6...0,65 от толщины тепловоспринимающей стенки ГЦ, т.е. $7,3-8,3 \cdot 10^{-3}$ м для двигателей ЯМЗ-238НБ.

Для обеспечения надежной фиксации вставного днища, снижения теплового сопротивления зоны контакта за счет увеличения прижимающей нагрузки, а также предотвращения его выпадения, диаметр вставного огневого днища больше диаметра выступающего бурта гильзы цилиндра. В этом случае, при установке ГЦ на блок цилиндров затяжкой силовых шпилек обеспечивается надежное прижатие вставного огневого днища к ГЦ.

Для оценки теплового состояния восстановленной ГЦ, установкой вставного огневого днища, использовалась часть входных данных от расчета

серийной головки по первому варианту. Для учета теплового сопротивления зоны контакта в расчетную модель вводился дополнительный слой, который состоял из слоя конечных элементов, для которых был задан коэффициент теплопроводности прямо пропорциональный толщине слоя элементов (толщине пластины) и тепловой проводимости поверхностей контакта.

Как показал анализ результатов конечно-элементного расчета температурных полей ГЦ со вставным днищем, перепады температур в радиальном направлении под вставным днищем снизились на 50% с 423К до 373К (рис.



15).

Рисунок 15 - Температурные поля в сечении 1-1 (рис. 9) ГЦ с компенсатором напряжений в виде вставного огневого днища

Проведенные исследования монтажных напряжений составной конструкции ГЦ также показали снижение напряжений на тепловоспринимающей поверхности днища в межклапанных перемычках на 70-80% (графики 1 и 2 рис. 16).

По результатам исследований модернизированная конструкция ГЦ после восстановления со вставным огневым днищем представлена на рисунке 17.

В результате анализа теплонапряженного состояния ГЦ и теоретического обоснования был также предложен способ компенсаторов напряжений в плоскости огневого днища путем введения деконцентраторов на тепловоспринимающей поверхности у форсуночного отверстия. Схема их расположения представлена на рисунке 18. Деконцентраторы напряжений выполнены перпендикулярно плоскости огневого днища, на глубину нерабочей фаски (формообразующей), не превышая $3,5-5 \cdot 10^{-3}$ м, что позволяет не ослаблять посадочные места под седла клапанов и головку блока в целом.

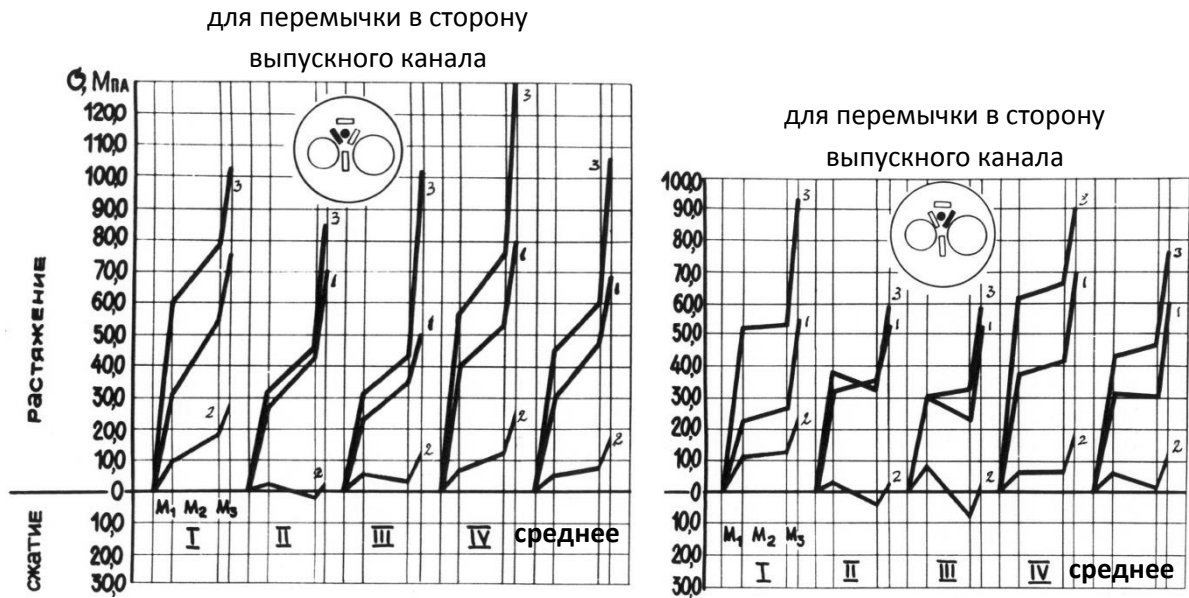


Рисунок 16 - Монтажные напряжения в ГЦ дизеля ЯМЗ-238НБ: 1- в серийной; 2- на тепловоспринимающей поверхности вставного днища; 3- под вставным днищем; M_1 -момент затяжки гайки форсуночного стакана; M_2 - момент затяжки силовых шпилек; M_3 - момент затяжки гайки крепления форсунки; I, II, III, IV- номера цилиндров

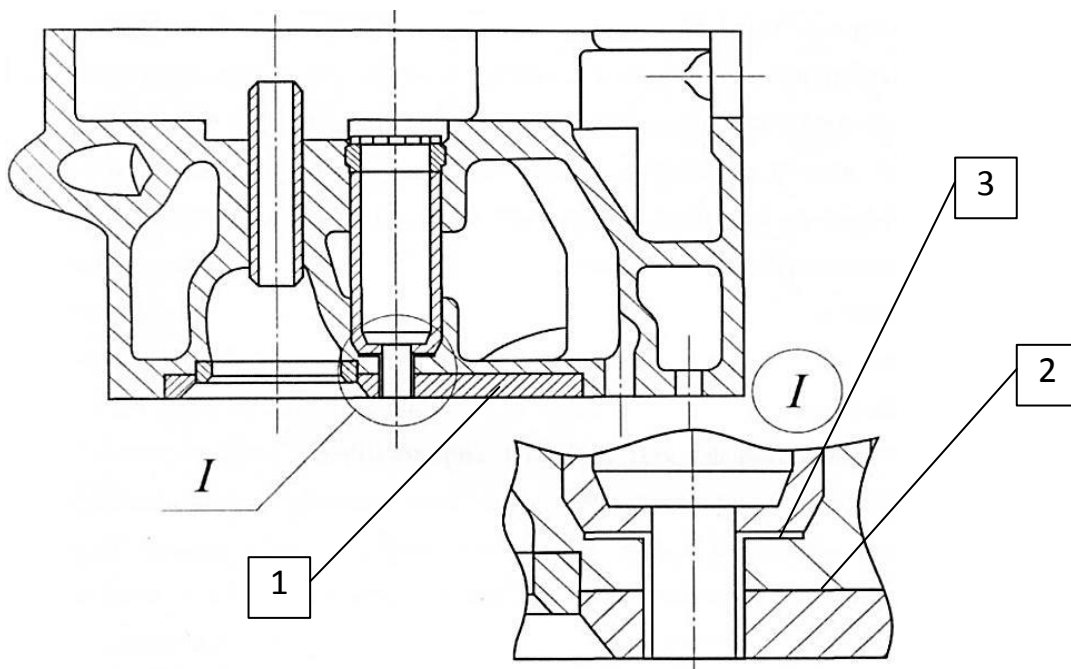


Рисунок 17 – Сечение головки цилиндров, восстановленной постановкой компенсатора напряжений в виде вставного днища с медной прокладкой и уплотнительной втулкой: 1 – вставное огневое днище из чугуна СЧ25; 2 – теплопроводная прокладка из меди МЗ; 3 – уплотнительная втулка из меди МЗ

В сечении по нормали, деконцентраторы напряжений имеют вид прямоугольника, у которого одна из меньших сторон, обращенная к форсунке (форсуночному стакану) закруглена по радиусу.

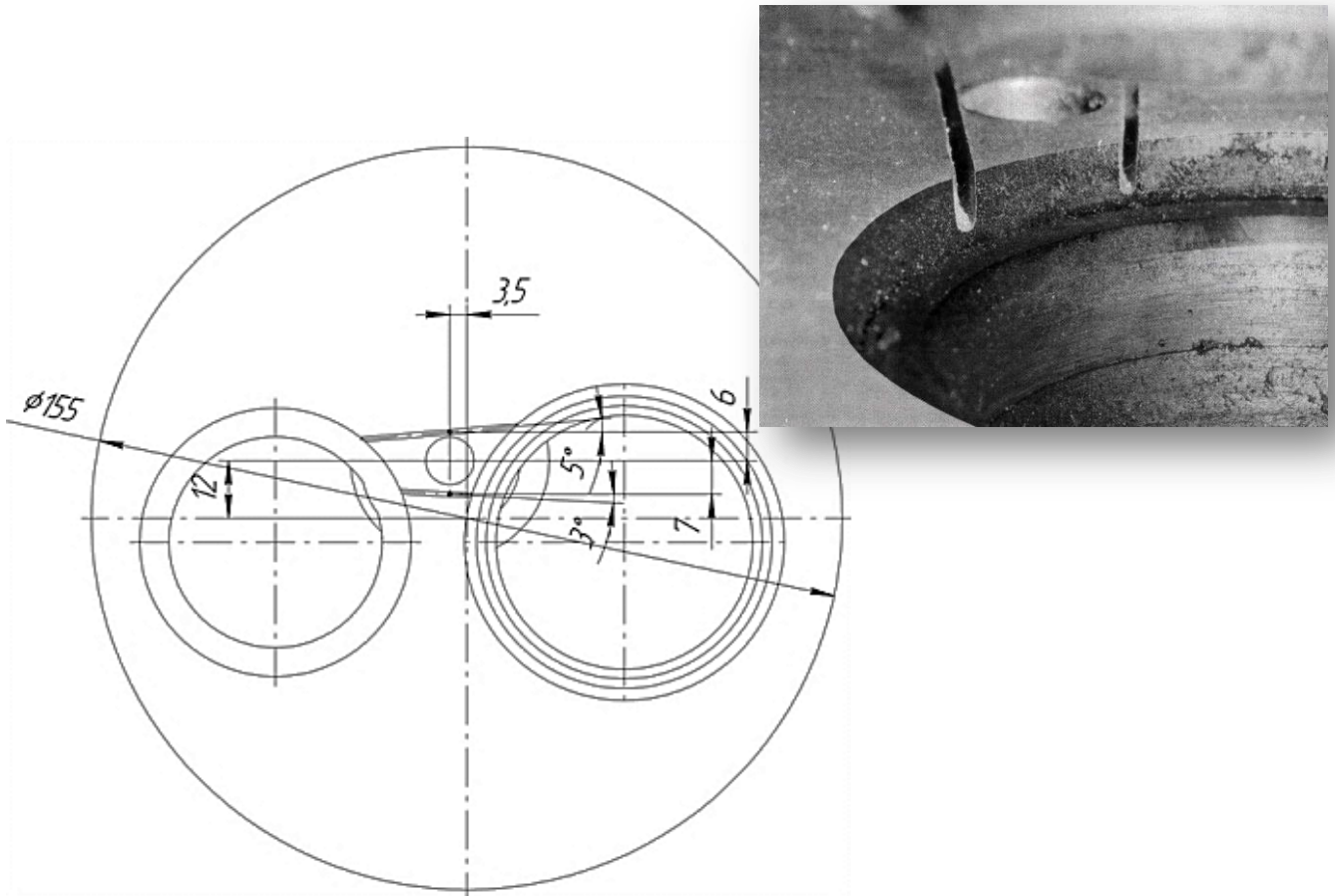


Рисунок 18 - Схема расположения и общий вид деконцентраторов на тепловоспринимающей поверхности ГЦ

Конечно-элементный анализ предложенного решения показал значительное снижение напряжений в наиболее опасных с точки зрения термической усталости местах. Снижение составило 45% (с 940 до 516 МПа) в перемычке к впускному клапану и 42% (с 1105 до 640 МПа) в перемычке к выпускному клапану. Сравнение результатов расчетов температурных напряжений по предложенной технологии и серийных ГЦ представлены на рисунке 19.

Графическая интерпретация изменения напряжений по глубине приведена на рисунке 20.

Важным фактом явилось то, что максимальные значения температурных напряжений в экспериментальных головках цилиндров с деконцентраторами переместились с кромки форсуночного отверстия вглубь по его цилиндрической образующей, и максимум напряжений оказался на глубине $8.5-9.5 \cdot 10^{-3}$ м.

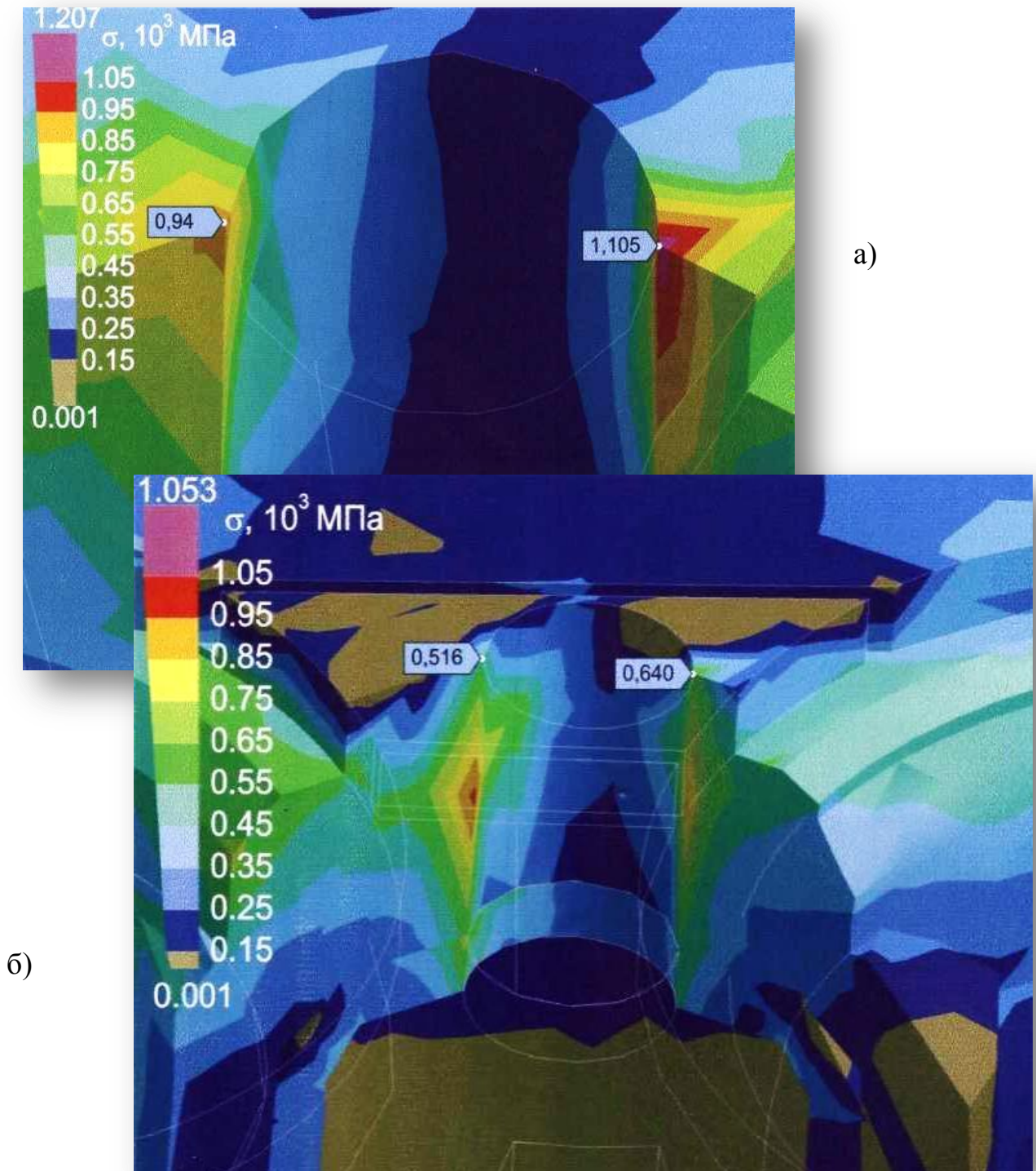


Рисунок 19 - Напряжения серийной (а) и экспериментальной (б) ГЦ с компенсаторами напряжений в виде деконцентраторов

Если сравнивать максимальные температурные напряжения в экспериментальных головках цилиндров с деконцентраторами в глубине составляющими около 860 МПа, то и они меньше максимальных в серийных (1105 МПа) на 21%.

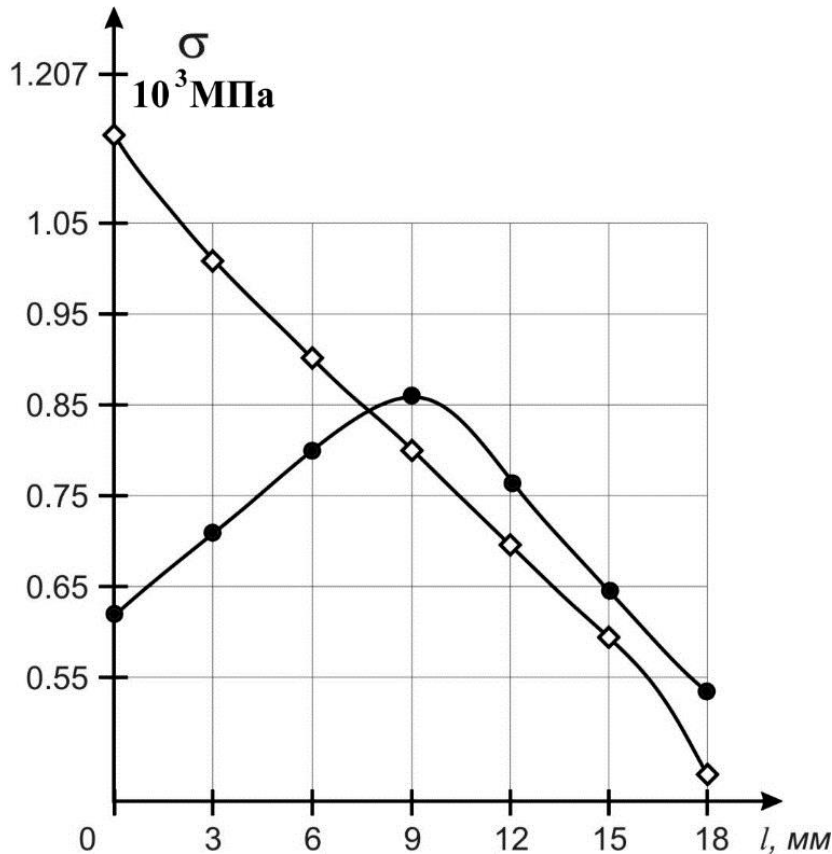


Рисунок 20 - Распределение напряжений по толщине огневого днища ГЦ (через точку на цилиндрической образующей форсуночного отверстия, проходящей через максимум напряжений):

- для экспериментального образца с деконцентра-
торами;
- ◇— для серийного образца

В соответствии с методикой прогнозирования долговечности ГЦ после восстановления нами были проведены исследования термоусталостной прочности материала головок. Исследования проводились на специально разработанной и изготовленной установке, позволяющей имитировать работу в условиях термоциклического нагружения аналогичного тому которое испытывает головка цилиндров. Блокирующее воздействие периферийных зон огневого днища было обеспечено ограничением теплового расширения образца массивными плитами, между которыми он жестко закреплялся. В результате при нагреве образца до 823К в нем создавались значительные напряжения сжатия, измеряемые соответствующим элементом конструкции. После 2,5 минутной выдержки нагрев сменялся охлаждением проточной водой в течение 1 минуты (временные интервалы показаны на циклограмме рисунок 21).

После обработки и оцифровки результатов термоциклирования были построены кривые изменения напряженного состояния в зависимости от количе-

ства циклов, одна из наиболее характерных картин такого цикла представлена на рисунке 22.

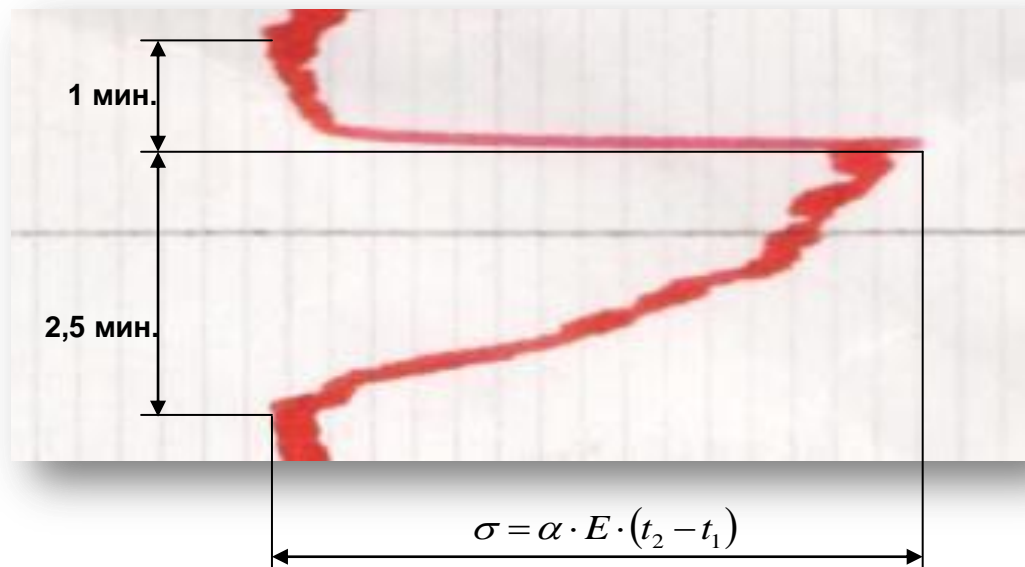


Рисунок 21 – Циклограмма одного цикла термоциклических испытаний образца из чугуна аналогичного материалу головок цилиндров

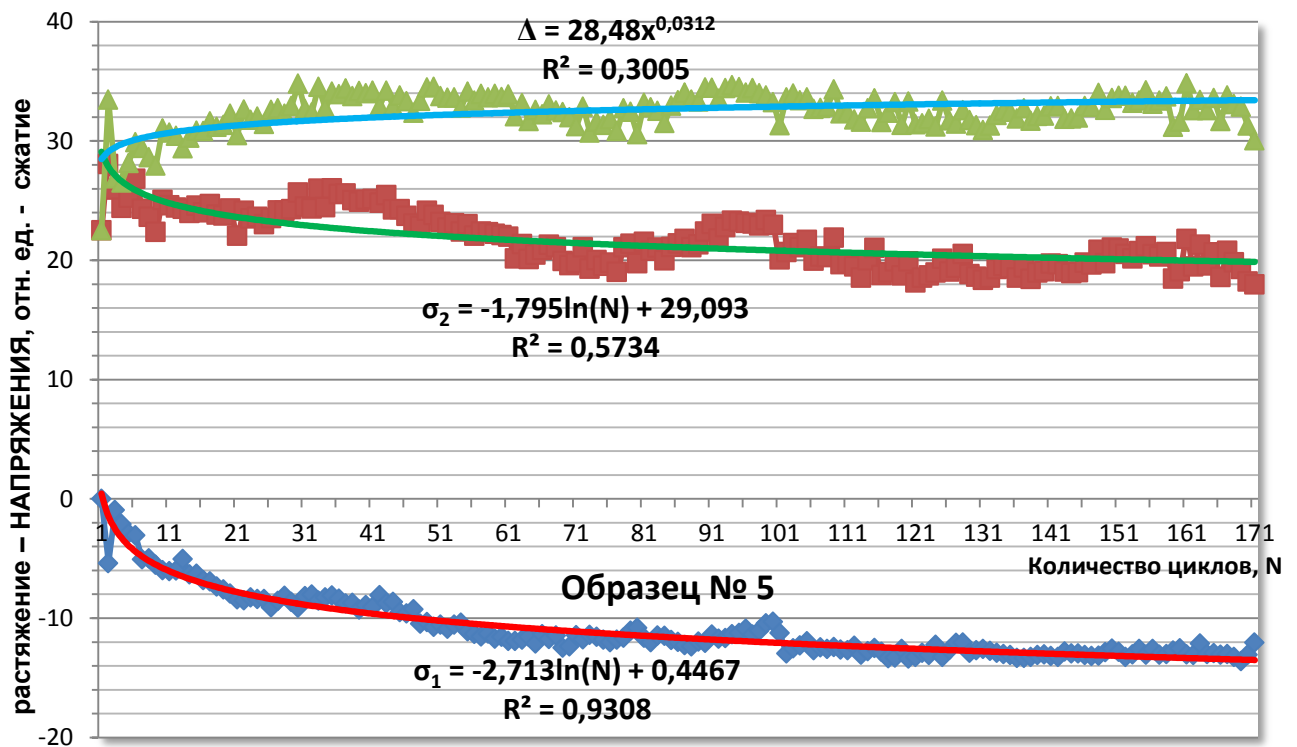


Рисунок 22 – Аппроксимация результатов термоциклирования:

- ◆— линия исходного состояния (остуженного) до температуры t_1 образца;
- линия состояния нагретого до температуры t_2 образца;
- ▲— линия разницы между напряжениями при температуре t_2 и температуре t_1 ;
- линия аппроксимации исходного (остуженного) образца;
- линия аппроксимации исходного нагретого до температуры t_2 образца;
- линия аппроксимации разницы между напряжениями

Исследования головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, А-41 и ЯМЗ-240Б с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках, восстановленных установкой компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ проводились по методике ускоренных стендовых испытаний, результаты которых представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Результаты ускоренных стендовых испытаний ГЦ восстановленных армированием тепловоспринимающей поверхности вставными днищами

Исполнение головки цилиндров ЯМЗ-238НБ	Конструкция и материалы, применяемые при восстановлении	Наработка до появления трещин,					
		вставное днище			головка цилиндров		
		число циклов	моточасов эксплуатации	по сравнению с серийной %	число циклов	моточасов эксплуатации	по сравнению с серийной %
Серийная		-	-		125-150	2500-3000	100
Экспериментальная	Вставное днище из алюминиевого сплава АЛ9	25-32	500-650	20-22	-	-	
	Вставное днище из чугуна ВЧЗ8-17	50-60	1000-1200	39-41	-	-	
	Вставное днище из чугуна СЧ25	80-85	1600-1700	56-64	-	-	
	Вставное днище из чугуна СЧ25 с медной прокладкой	120-125	2400-2500	83-96	-	-	
	Омедненное вставное днище из чугуна СЧ25	135-140	2700-2800	93-108	-	-	
	Вставное днище из чугуна СЧ25 с медной прокладкой и уплотнительной втулкой	150-160	3000-3200	106-120	Более 300	Более 6000-7000	233-240
Восстановленная способом заварки трещин	ПАНЧ-11	-	-		100-105	2000-2100	70-80

Для сравнительного исследования долговечности головок цилиндров с компенсаторами напряжений в виде деконцентраторов и без них (серийных) использовалась лабораторная установка электроконтактного нагрева, на которой имитировались условия местного перегрева в области межклапанной перемыч-

ки. Нагрев осуществлялся методом активного сопротивления. На экспериментальные образцы (рис. 23) наносились деконцентраторы напряжений, а также исследовались образцы без них.

В результате исследований тридцати серийных и тридцати образцов с деконцентраторами после статистической обработки построены частоты появления трещин в зависимости от количества термоциклов представленные на рисунке 24.

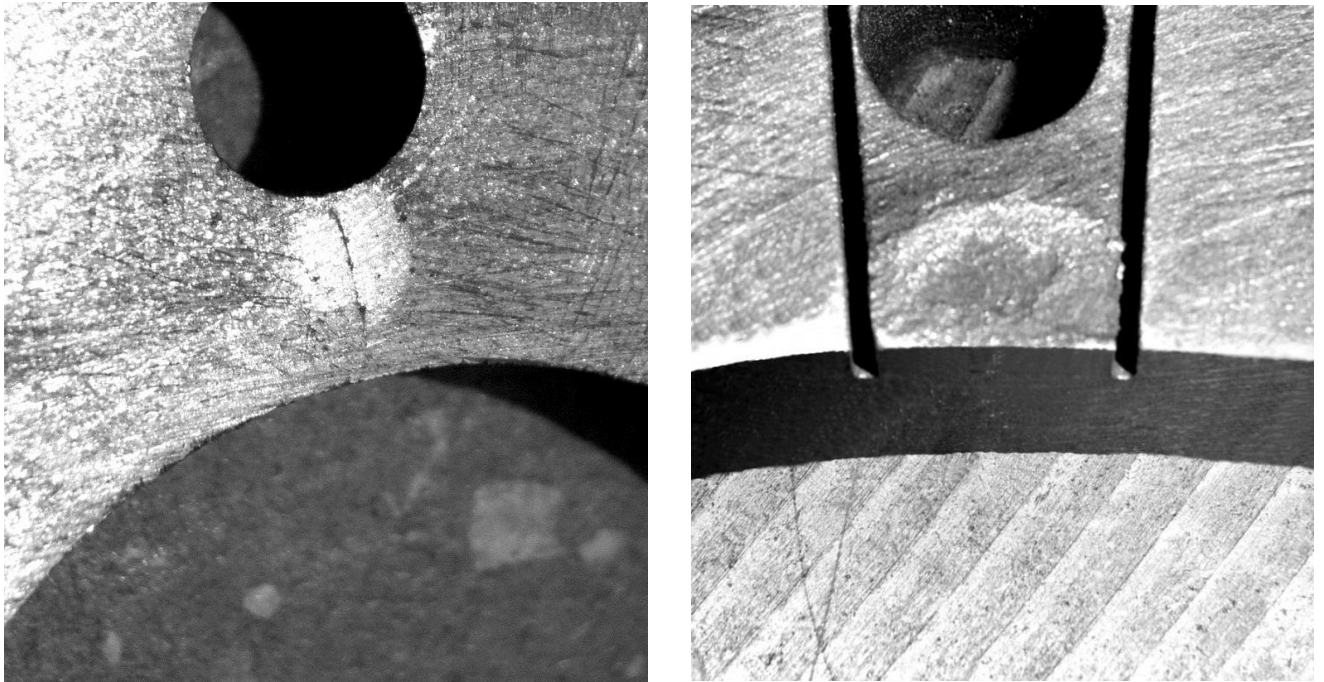


Рисунок 23 – Образцы для лабораторных испытаний: слева серийный; справа с деконцентраторами напряжений

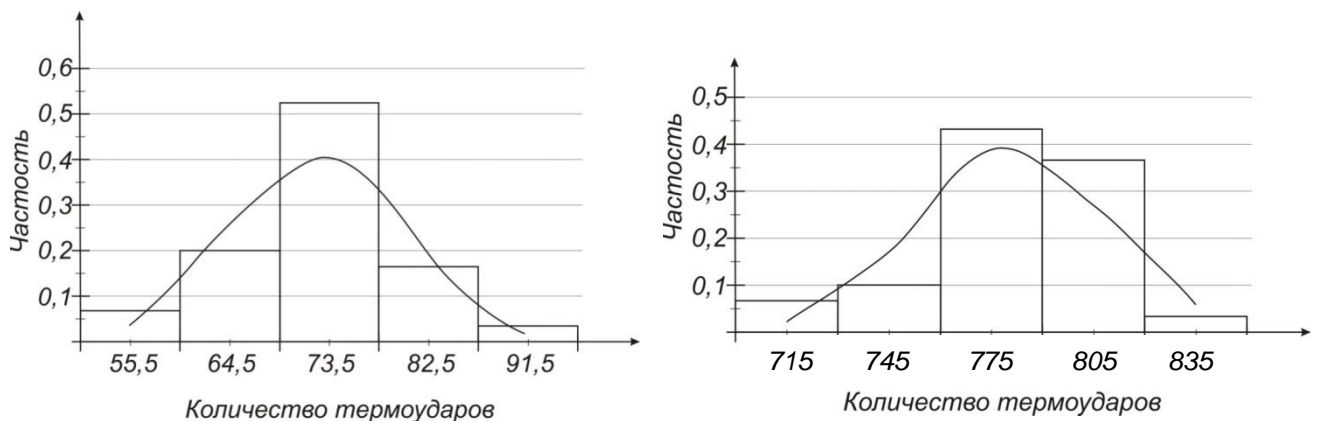


Рисунок 24 - Плотность распределения результатов лабораторных испытаний стандартных образцов (слева) и образцов с деконцентраторами напряжений (справа)

Анализируя данные, полученные в лабораторных исследованиях экспериментального (с деконцентраторами) и стандартного образцов огневого днища, установлено, что при введении деконцентраторов порог зарождения термоусталостных трещин возрос от 51 термоцикла до 700, что соответствует увеличению термоусталостной прочности экспериментальных образцов в 13,7 раза. Порог наиболее вероятного возникновения термоусталостных трещин от 73 термоциклов у стандартных образцов достиг 781 термоцикла у экспериментальных, что соответствует повышению термоусталостной прочности в 10,7 раза.

С целью оценки адекватности теоретического прогнозирования термоусталостной прочности, как основного показателя долговечности при термоциклическом режиме работы детали, после её восстановления, определения коэффициента m в (формула 16), и количества циклов до появления трещин по известному уровню температурных напряжений (формула 18), нами использовались результаты термоусталостных испытаний, представленные на рисунке 22. Посредством двух произвольно назначенных значений количества циклов $N_1=70$ и $N_2=170$. Значения напряжений σ_1 и σ_2 определены выражениями:

$$\sigma_1 = -2,713 \ln(N_1) + 0,4467 \quad (34)$$

$$\sigma_2 = -2,713 \ln(N_2) + 0,4467 \quad (35)$$

Подстановкой соответствующих значений в формулу (16) определено числовое значение коэффициента $m=4,513$.

Математическим моделированием и численным определением уровня температур и напряжений в серийных и восстановленных способом установки вставного днища и деконцентраторами напряжений ГЦ. установлены показатели $\sigma_1=1105$ МПа, $\sigma_2=640$ МПа (см. рис. 19). Зная степень термостойкости серийной головки цилиндров (или экспериментальных образцов, соответствующих серийным) – N_1 , и, зная термоусталостную характеристику материала головки цилиндров – m , по формуле (18) можно спрогнозировать термостойкость головок после восстановления – N_2 и сравнить ее с экспериментальными данными лабораторных и стендовых испытаний.

Проведенные лабораторные исследования позволили для серийных образцов и образцов установить значения $N_1=73$ цикла (см. рис. 24), для образцов с деконцентраторами $N_2=781$. Если принять термостойкость серийного образца $N_1=73$ цикла и рассчитать по формуле (18) прогнозируемое значение термостойкости, используя значения максимальной величины напряжений в наиболее ослабленной перемычке между форсуночным отверстием и гнездом

выпускного клапана $\sigma_1 = 1105$ МПа, и напряжения в этой же точке после введения деконцентраторов напряжений $\sigma_2 = 640$ МПа при коэффициенте $m = 4,513$, то получим:

$$N_2 = N_1 / \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^m = 858 \text{ циклов}$$

Данное значение термостойкости $N_2 = 858$ циклов, полученное теоретическим прогнозированием на 9% превышает $N_2 = 781$ циклов, полученное при лабораторном термоциклировании.

Стендовые испытания дизелей ЯМЗ 240 Б проводились на ОАО «Энгельский авторемонтный завод» и показали, что основные параметры (частота вращения коленчатого вала, мощность, давление в системе смазки, удельный расход топлива, температура масла и охлаждающей жидкости) соответствуют техническим требованиям на проведение капитального ремонта.

В пятом разделе «Разработка технологий восстановления теплонапряженных деталей газораспределения и эффективности их использования в производстве» с учетом результатов теоретических и экспериментальных исследований головок цилиндров с термоусталостными трещинами в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов, восстановленных способами замены огневого днища вставным и введения деконцентраторов, нами были разработаны технологические процессы восстановления, позволяющие реализовать их на практике в условиях предприятий технического сервиса.

Способ восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов рекомендуется в большинстве случаев как профилактический, но также может применяться для ГЦ с термоусталостными трещинами в начальной стадии их развития (при глубине $2\text{-}3 \cdot 10^{-3}$ м). При наличии в ГЦ трещин большей глубины (до $7 \cdot 10^{-3}$ м) разработан способ восстановления ГЦ путем установки компенсаторов напряжений в виде сменного вставного огневого днища диаметром $155 \cdot 10^{-3}$ м, превышающим диаметр цилиндра (для ЯМЗ-238НБ – $130 \cdot 10^{-3}$ м) и толщиной $7.3 \dots 8.3 \cdot 10^{-3}$ м. в специально подготовленное фрезерованное и расточенное место.

Эксплуатационные испытания дизелей ЯМЗ 240 Б с экспериментальными ГЦ проводились в ООО «Энгельсспецремтехпред» и КХФ «Закиров А.Р.» Саратовской области. Головки цилиндров с деконцентраторами напряжений и вставными огневыми днищами были восстановлены в условиях предприятия ООО «Энгельсспецремтехпред» и направлены в эксплуатацию в КФХ «Закиров А.Р.». Тракторы, на которых они были установлены, участвовали во всех сельскохозяйственных работах. При испытаниях было установлено, что мощностные показатели и

расход топлива остались в допустимых пределах. Каждые 950-1050 моточасов производился осмотр ГЦ. Итоговая наработка ГЦ с компенсаторами напряжений в виде вставных огневых днищ составила 2880 моточасов (до появления микротрещин в огневом днище). Нарботка ГЦ с деконцентраторами составила 5760 и головки могли продолжать работу, т.к. заметных повреждений не имели (прибором ВИТ-2 трещин не обнаружено).

Также эксплуатационные испытания были проведены в течение четырехлетнего эксперимента для двенадцати экспериментальных ГЦ, восстановленных введением деконцентраторов напряжений. Восстановление ГЦ и последующий их контроль производились в условиях одного из сервисных центров ООО «Ремдизельгрупп». Обследование их в 2017 году показало, что они без отказов со стороны ГЦ проработали 6000-6500 часов (т.е. практически до следующего капитального ремонта).

Эксплуатационные испытания головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ (5 шт.) и А-41(27 шт.) со вставными огневыми днищами проводились на ремонтных предприятиях Самарской области в городе Сергиевске и поселке Большая Глушица. Двигатели с опытными головками цилиндров прошли послеремонтную обкатку и были отправлены в различные районы хозяйства области, из них 10 двигателей ставились на контроль (5 двигателей ЯМЗ-238НБ и 5 – А-41). При этом обратная связь с предприятиями, эксплуатирующими эти двигатели, обеспечивалась периодическими наблюдениями согласно ГОСТ 17510-79 и справочного приложения ГОСТ17526-72. Наблюдение за остальными двадцатью двумя головками цилиндров сводились к сбору и анализу поступивших рекламаций.

По истечении 14 месяцев эксплуатации (2000...2500 часов) рекламаций и замечаний по состоянию восстановленных головок цилиндров не имелось.

В 2015 году подведен итог двухлетним эксплуатационным испытаниям десяти головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238, восстановленных установкой вставных огневых днищ. Восстановление ГЦ и последующий их контроль производились в условиях одного из сервисных центров ООО «Ремдизельгрупп». Согласно актам ГЦ показали работоспособность без отказов в течение 3000-3200 часов.

Экономический эффект от внедрения в производство разработанного способа восстановления ГЦ с термоусталостными трещинами установкой компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ, по данным внедрения 2017 г., при равнении с заменой головок новыми - составил 9 241 тыс. руб. при программе восстановления около 380 головок цилиндров в год. Экономический эффект от внедрения в производство разработанного способа восстановления ГЦ введением

компенсаторов в виде деконцентраторов напряжений составил 51 389 тыс. руб. при программе восстановления около 2000 головок цилиндров в год.

Заключение

1. Реализуя решение поставленной научной проблемы в направлении совершенствования технологии ремонта головок цилиндров с целью повышения их термоусталостной прочности и долговечности, нами разработаны новые способы восстановления головок цилиндров с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках и технологические процессы их практической реализации на предприятиях технического сервиса, позволяющие повысить в два раза долговечность головок цилиндров автотракторных дизелей при эксплуатации.
2. Установлено, что 85% головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А41 и А-01М, поступающих в капитальный ремонт, имеют термоусталостные трещины в межклапанных перемычках на огневом днище, причём 25-30% головок, имеют термоусталостные трещины в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов глубиной более $5 \cdot 10^{-3}$ м. В интервале глубины трещин $5 \cdot 10^{-3}$ - $8 \cdot 10^{-3}$ м головок цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ насчитывается 17-18%, а дизеля А-41 – 23-25% от общего числа. Существующие способы восстановления головок цилиндров снижают их термоусталостную прочность, а способ восстановления армированием форсуночного отверстия теплопроводной втулкой может быть применен при глубине трещин до $5 \cdot 10^{-3}$ м.
3. Разработан метод теоретического прогнозирования послеремонтного состояния долговечности головок цилиндров путем исследования термомеханической напряженности и характеристик термической усталости материала предложена зависимость (18), позволяющая оценивать изменения термоусталостной прочности при перемене теплонапряженного состояния и термоусталостных свойств материала.
4. Разработана математическая модель и методика расчета объемного температурного поля огневого днища головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б методом конечных элементов, позволяющая учитывать области с различными теплофизическими свойствами и локальный характер условий теплообмена на тепловоспринимающей и охлаждаемой поверхностях днища. Определены граничные условия на основных поверхностях расчётной модели и произведен расчет температурного поля и температурных напряжений головок цилиндров на ЭВМ. Относительная погрешность результатов определения

температурных полей полученных расчетным способом и экспериментальных составила 6...9,5%.

5. Обоснованы и разработаны способы восстановления головок цилиндров, заключающиеся во введении в огневое днище компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов напряжений для головок с зарождающимися трещинами, и в виде вставного огневого днища в расточку на тепловоспринимающей поверхности для головок с трещинами глубиной свыше $5 \cdot 10^{-3}$ м,
6. Анализ расчетных данных температурных полей и напряжений, полученных математическим моделированием теплового состояния и теплонапряженности показал, что в экспериментальных головках цилиндров введение компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов температурные напряжения в наиболее опасных точках на кромке форсуночного отверстия снизились на 42-45%, а в головках цилиндров со вставным огневым днищем перепады температур под ним до 45-50%. Расчетные значения прогнозируемой термоусталостной прочности, определенные по разработанной методике составили $N_2 = 858$ циклов, что на 9% превышает значение $N_2 = 781$ циклов, полученное при лабораторном термоциклировании.
7. Эксплуатационные испытания показали, что при восстановлении головок цилиндров введением компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов их ресурс составил 5760 - 6500 моточасов, а ресурс головок при введении компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ равен 2880 - 3200 моточасов. Установлена возможность повторного восстановления головок цилиндров, когда в уже имеющуюся расточку после извлечения отработавшего вставного днища устанавливалось новое, головка цилиндров продолжала свою работу. После снятия второй партии отработавших днищ образовавшихся трещин под ними не наблюдалось. Суммарный ресурс или долговечность головки цилиндров при применении способа восстановления установкой вставных огневых днищ составил 6000-6400 моточасов. Это более чем в 2 раза превышает долговечность серийных ГЦ.
8. Экономический эффект от внедрения в производство разработанного способа восстановления ГЦ с термоусталостными трещинами установкой вставного огневого днища по данным внедрения 2017 г. приравнивается к замене головок новыми - составил 9 241 тыс. руб. при программе восстановления около 380 головок цилиндров в год. Экономический эффект от внедрения в производство разработанного способа восстановления ГЦ введением деконцентраторов напряжений составил 51 389 тыс. руб. при программе восстановления около 2000 головок цилиндров в год.

Рекомендации производству

Для предприятий технического сервиса рекомендуется оснащение современными средствами диагностики термоусталостных трещин. В зависимости от величины диагностируемой трещины рекомендуется введение в огневое днище компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов напряжений для головок с зарождающимися трещинами, и в виде вставного огневого днища в расточку на тепловоспринимающей поверхности для головок с трещинами глубиной свыше $5 \cdot 10^{-3}$ м.

В качестве рекомендаций для тех, кто эксплуатирует дизели с непосредственным впрыском топлива, следует отметить что наибольший эффект может дать своевременное нанесение деконцентраторов напряжений, причем, чем раньше это будет сделано, тем больший эффект будет получен.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Направлениями дальнейших исследований по данной тематике могли бы стать:

- Расширение номенклатуры и типажа ДВС для применения компенсаторов напряжений, рассмотренных в данном диссертационном исследовании;
- Проведение исследований по подбору материалов вставных огневых днищ;
- Проведение исследований термоусталостного прогнозирования с применением современных программных средств математического моделирования, в т.ч. включая задачи с нестационарными режимами работы теплонапряженных корпусных деталей;
- Поиски вариантов коммерциализации полученных технических решений.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

В рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ

1. **Чекмарев, В.В.** Анализ термоусталостных трещин в головках блока цилиндров / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, В.А. Стрельников // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1987. - №1. - С.54-55;
2. **Чекмарев, В.В.** Методика исследования термоусталостных трещин в головках цилиндров дизеля / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Двигателестроение. - 1987. - №2. - С.51-54;
3. **Чекмарев, В.В.** Увеличение глубины термоусталостных трещин в головках дизелей при эксплуатации / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Балдуев // Двигателестроение. - 1991. - №2. - С.35-41.
4. **Чекмарев, В.В.** Теоретические основы повышения долговечности головок и крышек цилиндров дизелей / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Вестник Саратов-

ского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. - 2005. - №2. - С. 55-57.

5. **Чекмарев, В.В.** Повышение малоцикловой термоусталостной прочности головок и крышек цилиндров дизелей методом деконцентраторов напряжений / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Захаров // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. - 2005. - №5. - С. 41-43.

6. **Чекмарев, В.В.** Механика образования трещин в деталях двигателей внутреннего сгорания при малоцикловом термоусталостном режиме / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, Д.В. Межецкий // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. - 2009. - №10. - С. 54-58.

7. **Чекмарев, В.В.** Технология повышения усталостной прочности головок цилиндров ДВС / В.В. Чекмарев, // Научное обозрение. - 2011. - №5. - С. 338-346.

8. **Чекмарев, В.В.** Влияние упругих свойств чугунов на ресурс цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания / В.В. Чекмарев, Д.А. Никитин, П.Д. Никитин, М.В. Ерюшев // Научное обозрение. - 2012. - №1. - С. 37-41.

9. **Чекмарев, В.В.** Влияние химических элементов на релаксацию и прочность деталей ДВС, работающих в термоусталостном режиме / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, Д.В. Межецкий // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. - 2012. - №2. - С. 58-60.

10. **Чекмарев, В.В.** Аналитическое прогнозирование ресурса цилиндропоршневой группы / В.В. Чекмарев, Д.А. Никитин, Г.Д. Межецкий, П.Д. Никитин, М.В. Ерюшев // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. - 2013. - №9. - С. 44-46.

11. **Чекмарев, В.В.** Влияние температуры на термоусталостную прочность деталей ДВС/ Г.Д. Межецкий, Д.А. Никитин, В.В. Чекмарев, Д.В. Межецкий // Научное обозрение.-2015.-№ 8.-С. 121-125.

12. **Чекмарев, В.В.** Влияние физико-механических свойств конструкционных материалов на ресурс цилиндропоршневой группы/ Д.А. Никитин, Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев, С.М. Сякин, Л.В. Никитина // Научное обозрение.-2016.-№ 23.-С. 79-86.

13. **Чекмарев, В.В.** Повышение долговечности деталей газораспределения автотракторных двигателей/ Г. Д. Межецкий, В. В. Чекмарев, Д.А. Никитин, А. А. Слепов // Научное обозрение.-2016.-№ 24.-С. 76-84.

14. **Чекмарев, В.В.** Причины отказов турбокомпрессоров и рекомендации по ремонту узлов уплотнения / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, Д.А. Никитин, А.С. Денисов, и др. // Аграрный научный журнал, 2017.— № 10.— С.50-54.

В авторских свидетельствах и патентах

15. Авторское свидетельство № 1792129 СССР, МКИЗ F02 F1/24 Головка ци-

линдров двигателя внутреннего сгорания / Чекмарев В.В., Межецкий Г.Д.; заявитель Саратовский институт механизации сельского хозяйства имени Н.И. Калинина (СССР). - №4766119/06; заявл. 06.12.1989; опубл. 01.10.1992. – 9 с. : ил.

16. Пат. №2262610 Российская Федерация, МПК⁷ F02 F1/24. Головка цилиндров дизельного двигателя / Чекмарев В.В., Межецкий Г.Д., Слепов А.А., Захаров А.А.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова (RU). - №2003135826/06; заявл. 10.12.2003; опубл. 20.10.2005, Бюл. №29. - 9 с. : ил.

17. Пат. №2013121248 Российская Федерация, МПК⁷ G01N 3/20. Устройство для определения модуля упругости конструкционных материалов / Чекмарев В.В., Никитин Д.А., Межецкий Г.Д., Никитина Л.В., Сякин С.М., Никитин П.Д.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А. (RU). - №2013121248/28; заявл. 07.05.2013; опубл. 20.11.2014, Бюл. №32. - 4 с. : ил.

В сборниках научных трудов, материалах конференций и семинаров

18. **Чекмарев, В.В.** Технология восстановления, повышающая надежность в эксплуатации головок цилиндров дизельных двигателей / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Современное оборудование и технологические процессы для восстановления и упрочнения деталей машин: материалы конф. «Ремдеталь-88».-Москва.-1988.-С.89-90.

19. **Чекмарев, В.В.** Универсальная программа расчета трехмерных стационарных тепловых полей в автомобильных и тракторных двигателях / В.В. Чекмарев, С.А. Болоненко, А.И. Жбанов, В.В. Прохоров, В.В. Хроменков // Информационный листок межотраслевого территориального центра науч.-техн. информации.- Саратов.-1989.- С.1-3.

20. **Чекмарев, В.В.** Восстановление головок цилиндров дизелей с трещинами в межклапанной перемычке / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Повышение надежности автотракторных дизелей при их ремонте и эксплуатации: сб. науч. тр. Саратов. СХИ.- Саратов.- 1993.- С.36-44.

21. **Чекмарев, В.В.** Повышение долговечности головок цилиндров дизелей / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания: материалы межгос. науч.-техн. семинара.- Саратов.- 1994.- С.65-68.

22. **Чекмарев, В.В.** Расчет температурной напряженности головок цилиндров дизелей / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Эффективность использования и повышение работоспособности тракторной техники в сельском хозяйстве: сб. науч. тр. сельхоз. акад.- Саратов.- 1995.- С.105-111.

23. **Чекмарев, В.В.** Повышение термоусталостной прочности крышек цилиндров газовых компрессоров / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания: материалы межгос. науч.-техн. семинара.- Саратов.- 1994.- С.49-50.
24. **Чекмарев, В.В.** Характерные дефекты в деталях газораспределения дизелей ЯМЗ-238НБ / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Слепов // Улучшение эксплуатации машинно-тракторного парка: сб. науч. тр. сельхоз. акад.- Саратов.- 1997.- С.153-157.
25. **Чекмарев, В.В.** Факторы, определяющие долговечность клапанных пар газораспределения дизелей / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Слепов // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания: материалы межгос. науч.-техн. семинара.- Саратов.- 1999.- С.46-49.
26. **Чекмарев, В.В.** Совершенствование технологии ремонта седел клапанов в дизелях / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Слепов // Развитие села и социальная политика в условиях рыночной экономики: материалы Международной науч.-практ. конф. МГМА.- Москва.- 2000.- С.62-64.
27. **Чекмарев, В.В.** Граничные условия при расчетах температурного состояния головки цилиндров / Чекмарев В.В. // Повышение надежности сельскохозяйственной техники при эксплуатации и ремонте: сб. науч. тр. Саратовского ГАУ.- Саратов.- 2001.- С.29-32.
28. **Чекмарев, В.В.** Деформация гнезд клапанов, возникающая в результате неравномерного нагрева при эксплуатации двигателя / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Слепов // Повышение долговечности отремонтированной сельскохозяйственной техники при эксплуатации: сб. науч. тр.- Саратов.- 2001.- С.25-28.
29. **Чекмарев, В.В.** Технология ремонта седел клапанов головок цилиндров дизелей / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Слепов // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания: материалы межгос. науч.-техн. семинара.- Саратов.- 2002.- С.28-31.
30. **Чекмарев, В.В.** Анализ напряженно-деформированного состояния головок цилиндров дизелей / В.В. Чекмарев // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания: материалы межгос. науч.-техн. семинара.- Саратов.- 2003.- С.25-28.
31. **Чекмарев, В.В.** Методика определения теплонапряженного состояния головки блока цилиндров дизельного двигателя / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Захаров // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: межвузовский сб. науч. тр. СГТУ.- Саратов.- 2004.- С.88-93.
32. **Чекмарев, В.В.** Технологии, повышающие долговечность корпусных деталей,

работающих в малоцикловом термоусталостном режиме / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Материалы Международной науч.-практ. конф., посвященной 100-летию со дня рождения А.Ф. Ульянова, Часть I.- Саратов.- 2005.- С.18-20.

33. **Чекмарев, В.В.** Повышение долговечности корпусных деталей дизелей, работающих при повышенной температуре / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Захаров // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания: материалы межгос. науч.-техн. семинара.- Саратов.- 2006.- С.235-237.

34. **Чекмарев, В.В.** Повышение долговечности головок цилиндров дизелей путем снижения их напряженности / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Захаров // Материалы Международной науч.-практ. конф., посвященной 75-летию со дня рождения В.Г. Кобы.- Саратов.- 2006.- С.77-79.

35. **Чекмарев, В.В.** Технологический процесс выполнения деконцентраторов напряжений, увеличивающих долговечность головок блока цилиндров / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий, А.А. Захаров // Материалы Международной науч.-практ. конф., посвященной 70-летию со дня рождения А.Г. Рыбалко.- Саратов.- 2006.- С.35-38.

36. **Чекмарев, В.В.** Технология повышения усталостной прочности головок цилиндров ДВС / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Материалы Международной науч.-практ. конф., посвященной 100-летию со дня рождения Г.П. Шаронова.- Саратов.- 2012.- С.120-127.

37. **Чекмарев, В.В.** Повышение усталостной прочности головок цилиндров дизелей / В.В. Чекмарев // Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники: материалы межгос. науч.-техн. семинара.- Саратов, 2014.- С.195-201.

38. **Чекмарев, В.В.** Повышение усталостной прочности деталей двигателей внутреннего сгорания, работающих в условиях высокой температурной напряженности/ В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Научная мысль, 2015. - № 3. - С. 185-198.

39. **Чекмарев, В.В.** Повышение усталостной прочности деталей двигателей внутреннего сгорания, работающих в условиях высокой температурной напряженности/ В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Научная жизнь, 2015. - № 3. - С. 25-38.

40. **Чекмарев, В.В.** Теоретическое обоснование оценки долговечности корпусных деталей и деталей газораспределения ДВС после восстановления / В.В. Чекмарев // Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники: Материалы 30-го международного семинара им. В.В. Михайлова, 2017.- С.160-166.