

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Саратовский государственный аграрный
университет имени Н.И. Вавилова»**

На правах рукописи

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

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
д.т.н., профессор
Межецкий Г.Д.

Саратов - 2018 г.

Оглавление

Введение	6
1 Постановка проблемы. Цель и задачи исследования.....	15
1.1 Актуальность повышения долговечности дизелей мобильных машин сельскохозяйственного назначения после ремонта	22
1.2 Исследования дефектов и характера их распределения в головках цилиндров дизелей	23
1.3 Факторы, определяющие напряженное состояние головок цилиндров	29
1.3.1 Монтажные напряжения.....	29
1.3.2 Рабочие напряжения	30
1.3.3 Температурные напряжения	31
1.3.4 Остаточные напряжения	33
1.4 Конструктивно-технологические методы, повышающие долговечность теплонапряженных корпусных деталей	35
1.4.1 Конструктивные методы повышения долговечности теплонапряженных корпусных деталей	36
1.4.2 Методы тепловой изоляции.....	39
1.4.3 Материалы для теплонапряженных корпусных деталей	40
1.5 Механизм образования трещин в огневом днище головок цилиндров..	44
1.6 Способы восстановления головок цилиндров дизелей.....	51
1.7 Выводы по разделу	59
2 Методология и методы выполнения работ. Структура исследования.....	64
2.1 Методика сбора и статистической обработки данных о дефектах головок цилиндров.....	66
2.1.1 Методика исследования глубины термоусталостных трещин и характера их распространения.....	67
2.2 Методика определения температурных напряжений	71

2.3	Методика измерения температур головок цилиндров	73
2.4	Методика термоциклирования образцов с предварительной нагрузкой при ограниченности их линейного расширения.....	77
2.5	Методика тензометрирования головок цилиндров	82
2.6	Методика лабораторных испытаний.....	85
2.7	Методика стендовых испытаний.....	89
2.7.1	Методика проведения ускоренных стендовых испытаний	92
2.8	Методика эксплуатационных испытаний	94
2.9	Методика оценки точности и погрешности применяемых средств измерения физических величин	96
3	Теоретические предпосылки к повышению долговечности головок цилиндров	98
3.1	Теоретическое определение уровня теплонапряженного состояния термически нагруженных деталей и их долговечности	98
3.2	Математическое моделирование теплонапряженного состояния головок цилиндров	109
3.2.1	Выбор метода, системы уравнений и программных средств математического моделирования теплонапряженного состояния	109
3.2.2	Вывод структурной матрицы с учетом связи напряжений с деформациями и тепловым расширением	114
3.2.3	Математическая модель теплонапряженности огневого днища головки цилиндров	125
3.2.4	Определение граничных условий на рабочих поверхностях расчетных моделей при определении температурных полей	133
3.2.5	Расчет температур, температурных напряжений и деформаций в серийной головке цилиндров.....	150
3.3	Анализ результатов расчетно-экспериментального определения температур и напряжений серийной головки цилиндров	155
3.4	Теоретическое обоснование метода замены огневого днища и введения деконцентраторов напряжений при восстановлении головок цилиндров ...	166

3.5 Выводы по разделу	175
4 Экспериментальные исследования и обоснование способов восстановления головок цилиндров	177
4.1 Результаты исследования образования и развития термоусталостных трещин в головках цилиндров	177
4.2 Оптимизация конструктивно-технологических параметров способов восстановления головок цилиндров	181
4.2.1 Способ восстановления головок цилиндров установкой вставного огневого днища	181
4.2.2 Результаты расчетно-экспериментального определения температурных полей в головке цилиндров, восстановленной способом замены огневого днища 186	
4.2.3 Результаты исследования монтажных напряжений в головке цилиндров, восстановленной способом замены огневого днища.....	192
4.2.4 Способ восстановления ГЦ введением деконцентраторов напряжений с оптимизацией конструкции математическим моделированием ее теплонапряженного состояния	194
4.3 Экспериментальные исследования термоциклических испытаний материала головок цилиндров	208
4.4 Результаты лабораторных и стендовых испытаний восстановленных головок цилиндров.....	213
4.4.1 Испытания головок цилиндров со сменными огневыми днищами ..	214
4.4.2 Лабораторные испытания головок цилиндров с деконцентраторами напряжений	218
4.4.3 Стендовые испытания головок цилиндров с деконцентраторами напряжений	227
4.5 Прогнозирование долговечности деталей газораспределения после восстановления	228
4.6 Выводы по разделу	229
5 Разработка технологий восстановления головок цилиндров и эффективности их использования в производстве	232

5.1	Разработка технологии установки компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ	232
5.2	Разработка технологии деконцентраторов напряжений	236
5.3	Результаты эксплуатационных испытаний экспериментальных головок цилиндров	238
5.4	Предложения по техническому обслуживанию и капитальным ремонтам дизелей при восстановлении головок цилиндров разработанными способами	240
5.5	Технико-экономическая оценка разработанных технологий при внедрении их в производство.....	244
5.5.1	Технология установки вставного огневого днища	244
5.5.2	Технология установки деконцентраторов напряжений	245
5.6	Выводы по разделу	248
	Рекомендации производству	252
	Перспективы дальнейшей разработки темы	252
	Литература.....	254
	Приложения.....	272

Введение

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» [164].

«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. 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» [164].

«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» [164].

Установлено, что 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 являются не достаточно изученными, а используемые технологии низко 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 установке 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 Н. Д. Чайнова, Б. А. Взорова, Е. В. Исаева, А. Е. Яковишина, Л. Г. Мильштейна, А. К. Костина, А. С. Орлина, В.П. Лялякина, А.Т. Кулакова, И.К. Данилова, Г. Д. Межецкого, С. П. Косырева, В. А. Стрельникова, и многих других. Зарубежные авторы, работающие в этом направлении: И. Алькок, Р. Бертодо, Т. Картер, М. Хайлиг, и другие. В основном исследования были нацелены на совершенствование конструкции головок цилиндров дизелей, на органи-

зацию 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» [164].

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 дизелей сельскохозяйственных мобильных машин путем снижения и перераспределения термомеханических напряжений, повышения термоусталостной прочности при восстановлении с применением новых разработанных технологий ремонта.

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 на основе математического моделирования теплонапряженного состояния и 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. экспериментальными исследованиями определить температуры и степень сходимости их расчетных и экспериментальных значений, монтажные напряжения, показатели термоусталостной прочности материала головок, обосновать и предложить конструктивно-технологические особенности 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.

Научная проблема заключается в том, что существующие способы восстановления головок цилиндров ДВС не позволяют обеспечивать требуемую долговечность при все возрастающем уровне удельных мощностных показателей двигателей, а также в недостаточности достоверных методов прогнозирования долговечности теплонапряженных корпусных деталей после восстановления.

Научную новизну работы представляют:

- методика теоретической оценки повышения долговечности теплонапряженных деталей после восстановления на основе расчетных методов прогнозирования термомеханической напряженности и характеристик малоциклового термической усталости головок цилиндров дизелей;
- математические модели расчета 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)
- система практических рекомендаций для их применения на предприятиях технического сервиса.

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 проекти-

ровании 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 экспери-

ментов, статистические методы обработки данных, анализ, синтез и обобщение полученных результатов. При проведении экспериментальных исследований применялись современные приборы: для измерения глубины усталостных трещин электропотенциальный 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:

- результаты исследований закономерностей 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 производ-

ственных 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 в ЗАО АРЗ г. Энгельс, на ремонтных предприятиях Самарской области в Большой Глушице и Сергиевске, в Оренбургской области на ремонтных подразделениях Гайского ГОКа 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., их 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.

1 Постановка проблемы. Цель и задачи исследования

В основе интенсификации развития сельскохозяйственного производства лежит его всесторонняя механизация, базирующаяся, в значительной степени, на использовании энергонасыщенных тракторов и уборочных машин.

В Стратегии машинно-технологической модернизации сельского хозяйства отмечается что: «Отсутствие по ряду позиций техники конкурентоспособного отечественного предложения не позволяет эффективно реализовать преимущества современных агротехнологий и вынуждает сельхозтоваропроизводителей покупать импортную. Российские сельхозтоваропроизводители предпочитают приобретать более мощную, производительную и надежную зарубежную технику: тракторы мощностью 300-500 л.с., зерноуборочные комбайны – 300 л.с. и выше» [1].

«Серьезные негативные последствия может вызвать большая разномарочность закупаемой техники: тракторы приобретаются у 12 фирм (150 моделей), зерноуборочные комбайны – у 8 (96 моделей). Это создает серьезные трудности в обеспечении запчастями и в работе предприятий ремонтной базы» [1].

«Основой технического перевооружения сельскохозяйственного производства является – удвоение энерговооруженности, доведение мощностей двигателей в среднем до 180 л.с. в расчете на механизатора, и 200 л.с. на трактор. Общая мощность перспективного парка мобильных энергетических машин для сельского хозяйства оценивается в 300 млн л.с., что позволит к 2020 году энергетически обеспечить 1 га пашни мощностью около 3 л.с. (около 1,3 л.с. по состоянию на 2008 г.)» [1].

В Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года отмечается, что «...парк сельскохозяйственной техники Российской Федерации характеризуется критической недооснащенностью и высокой степенью износа. Численность тракторов и самоходных уборочных машин по данным Росстата сократилась более чем в 6 раз за последние 25 лет – с 1 945 тыс. штук в 1990 г. до 312 тыс. штук в 2015 г.» [2,3]. При этом по оценкам Ассоциации «Росагромаш» доля машин используемых за пределами сроков амортизации и

нормативной эксплуатации (старше 10 лет) достигает 70 % в зависимости от вида техники. Это приводит к низкой производительности, срывам агрономических сроков и увеличенным потерям продукции на уборке (по оценкам Минсельхоза России потери достигают 10-20 % от валового сбора).

«В сегменте мощных тракторов свыше 200 л.с. наблюдается постоянный рост спроса, который в 2016 году достиг 2 720 штук» [3]. Данный сегмент является наиболее перспективным с точки зрения развития отечественного производства, тем более, что компетенции в производстве данного вида тракторов сохранены на высоком уровне, а доля российских предприятий составляет более 60 %. Рынок самоходных сельскохозяйственных машин в 2016 году составил 7 185 штук, а доля отечественных производителей достигла 72 % (с учетом крупноузловой сборки – 97 %).

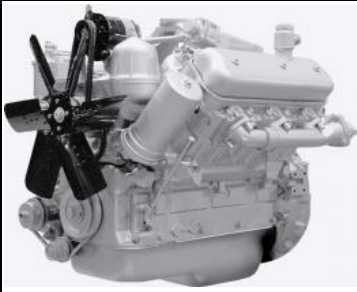
«Показательным является также тот факт, что меры государственной поддержки отечественного сельскохозяйственного машиностроения на примере АО «Петербургский тракторный завод» позволили нарастить производство сельскохозяйственных тракторов с 300-400 до 1 335 тракторов в 2015 году, (рост в 4,2 раза по отношению к 2013 году), в 2016 году им произведено 2 187 тракторов» [3].

Марки наиболее энергонасыщенных двигателей отечественного производства и их применение в настоящее время в сельском хозяйстве представлены в таблице 1.1.

Помимо указанных в таблице 1 моделей множество разновидностей двигателей семейства ЯМЗ устанавливаются на различные грузовые автомобили, которые используются в сельскохозяйственном производстве для грузоперевозок.

Аналогичными двигателями с точки зрения характерного типоразмера - отношения хода поршня к диаметру цилиндра S/D , у дизелей ЯМЗ равного 140/130 мм, а также по принципу подачи топлива в цилиндр – с непосредственным впрыском топлива являются двигатели Алтайского моторного завода (АМЗ).

Таблица 1.1 - Обзор двигателей ЯМЗ сельскохозяйственного назначения

№ п/п	Фото	Группа, общая характеристика	Марка	Область применения	Предприятия– изготовители тракторов и комбайнов
1		ЯМЗ-236 (атмосферный) шестицилиндровый V-образный дизель, четырехтактный с воспламенением от сжатия, непосредственным впрыском топлива, без наддува, с жидкостным охлаждением, механическим регулятором частоты вращения.	ЯМЗ-236	Тракторы: Т-150К-09, ХТЗ-17221	Харьковский тракторный завод (Украина)
2			ЯМЗ-236Д-3	Тракторы: Т-150К-09, ХТЗ-17221 ОРТЗ-150Г, ОРТЗ-150К.	Харьковский тракторный завод (Украина) Орловский Трактормаш
3			ЯМЗ-236ДК-2	Комбайны: Енисей-120-1М, Енисей-1200НМ	Красноярский завод комбайнов
4			ЯМЗ-236ДК-5	Комбайны: Енисей-950, Енисей-954, Корнеуборочные машины	Красноярский завод комбайнов Тернопольский комбайновый завод (Украина)
5			ЯМЗ-236ДК-9	Комбайны: Енисей-950, Енисей-954, Енисей-959, Енисей-957	Красноярский завод комбайнов
6			ЯМЗ-236НД	Комбайн «Вектор»	КЗ Ростсельмаш
7		ЯМЗ-236 турбо Евро-1 шестицилиндровый V-образный дизель, четырехтактный с воспламенением от сжатия, непосредственным впрыском топлива, с турбонаддувом, жидкостным охлаждением, жидкостно-масляным теплообменником, механическим регулятором частоты вращения, с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха в теплообменнике типа «воздух-воздух», установленном на изделии.	ЯМЗ-236НК	Тракторы: Т-150К-09, Т-150-05-09, ХТЗ-17222, ХТЗ-181.	Харьковский тракторный завод (Украина)
8			ЯМЗ-236БК	Зерно- и кормоуборочные комбайны	Красноярский завод комбайнов КЗ Ростсельмаш
9			ЯМЗ-236БК-1	Комбайн Енисей-860	Красноярский завод комбайнов
10			ЯМЗ-236БК-3	Комбайн ACROS 530	КЗ Ростсельмаш

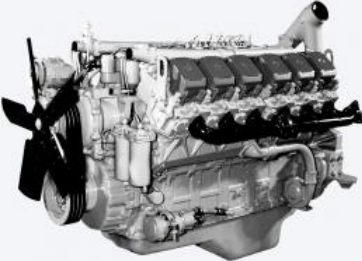
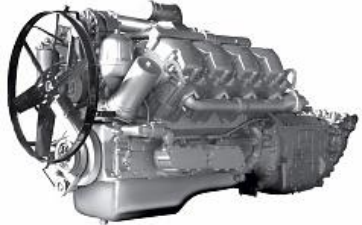
Продолжение таблицы 1.1 - Обзор двигателей ЯМЗ сельскохозяйственного назначения

№ п/п	Фото	Группа Общая характеристика	Марка	Область применения	Предприятия-изготовители тракторов и комбайнов
11		ЯМЗ-238М2-30 (атмосферный) Восьмицилиндровый V-образный дизель, четырехтактный с воспламенением от сжатия, непосредственным впрыском топлива, без наддува, с жидкостным охлаждением, механическим регулятором частоты вращения. Технологически ЯМЗ-238М2 аналогичен ЯМЗ-236М2 и отличается от последнего двумя дополнительными цилиндрами. Двигатели ЯМЗ-238М2 взаимозаменяемы с двигателями ЯМЗ-238М, поставляемыми до 1988 года и с двигателями ЯМЗ-238, поставляемыми до 1985 г.	ЯМЗ-238М2-30	Кормоуборочный комбайн "Марал" Е-281	ЗАО Кировец-Ландтехник (СПБ)
12		Технологически ЯМЗ-238АМ2 аналогичен ЯМЗ-238М2, отличается ограниченной до 225 л.с. мощностью. Двигатели серии ЯМЗ-238АМ2 взаимозаменяемы с двигателями ЯМЗ-238АМ, поставляемыми до 1988 года и двигателями ЯМЗ-238А, поставляемыми до 1985 г.	ЯМЗ-238АМ2	Кормоуборочный комбайн КСК-100А-3	Объединение «Гомсельмаш» (Белоруссия)
13			ЯМЗ-238АМ2-3	Кормоуборочный комбайн КСК-100А-3	Объединение «Гомсельмаш» (Белоруссия)
14		Технологически ЯМЗ-238КМ2-3 аналогичен ЯМЗ-238М2 и отличается от последнего незначительными деталями и маховиком под диафрагменное сцепление.	ЯМЗ-238КМ2-3	Гусеничный трактор ХТЗ-181	Харьковский тракторный завод (Украина)

Продолжение таблицы 1.1 - Обзор двигателей ЯМЗ сельскохозяйственного назначения

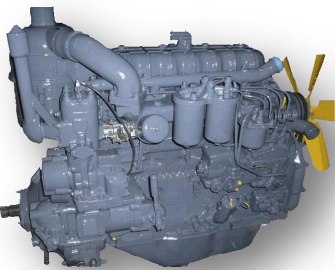
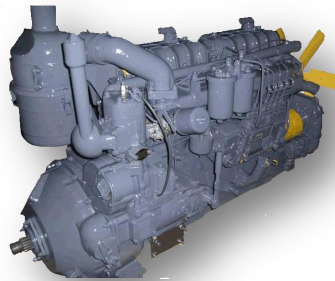
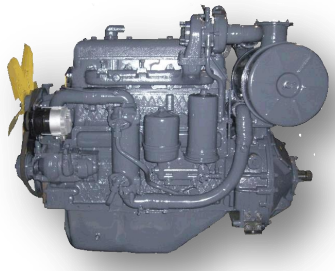
№ п/п	Фото	Группа Общая характеристика	Марка	Область применения	Предприятия-изготовители тракторов и комбайнов
15		Технологически ЯМЗ-238АК построен на базе агрегата ЯМЗ-238М2. Дизельные моторы ЯМЗ-238АК производятся в комплекте с механизмом отбора мощности с предохранительной муфтой (МОМ).	ЯМЗ-238АК	Комбайн Дон-1500Б	КЗ Ростсельмаш
16			ЯМЗ-238АК-1	Комбайн КСК-600	Объединение «Гомсельмаш» (Белоруссия)
17			ЯМЗ-238АК-4	Комбайны: КЭС-9-1 Славутич, КСКУ-6АС кормоуборочная машина МСК-200	ОАО «Херсонские комбайны» (Украина)
18		ЯМЗ-238 турбо Евро-0 Технологически ЯМЗ-238БК-2 аналогичен ЯМЗ-238М2, отличается от последнего наличием турбонаддува и связанными с ним изменениями в конструкции.	ЯМЗ-238БК-2	Зерноуборочные комбайны «Полесье»	Объединение «Гомсельмаш» (Белоруссия)
19			ЯМЗ-238БК-3	Зерноуборочные комбайны «Полесье»	Объединение «Гомсельмаш» (Белоруссия)
20			ЯМЗ-238ДК-1	Комбайн кормоуборочный самоходный РСМ-100 «Дон-680М»	КЗ Ростсельмаш
21			ЯМЗ-238НД3	Трактор К-700А	ОАО «Кировский завод» (Петербургский тракторный завод, Группа компаний «Балтиец» и др.)
22			ЯМЗ-238НД3-1	Тракторы: К-702МА, К-703МА, К-703Б	
23			ЯМЗ-238НД4	Тракторы: К-744А, К-744Р-04, К-703Б. Трелевочная машина К-700 МА-МЛ-56	
24			ЯМЗ-238НД5	Тракторы: К-744Р1, К-707Т	

Продолжение таблицы 1.1 - Обзор двигателей ЯМЗ сельскохозяйственного назначения

№ п/п	Фото	Группа Общая характеристика	Марка	Область применения	Предприятия–изготовители тракторов и комбайнов
25		ЯМЗ-238 турбо Евро-1 Отличается от последнего тем, что выполнен под установку охладителя наддувочного воздуха (монтируется на изделии).	ЯМЗ-238НД6	Тракторы: К-702МА, К-703МА и машины на их базе.	ОАО «Кировский завод» (Петербургский тракторный завод, Группа компаний «Балтиец» и др.)
26			ЯМЗ-238НД7	Тракторы К-744А и К-744-04	
27			ЯМЗ-238НД8	Трактор К-744Р1	
28			ЯМЗ-238ДЕ	автомобили МАЗ и зерноуборочные комбайны Полесье	Объединение «Гомсельмаш» (Белоруссия)
29					
30		ЯМЗ-240 Евро-0 Входит в состав семейства двенадцати цилиндровых V-образных дизелей производства Ярославского моторного завода. Дизель без наддува, с жидкостным охлаждением. Технологически ЯМЗ-240БМ2-4 аналогичен ЯМЗ-238М2 и отличается четырьмя дополнительными цилиндрами.	ЯМЗ-240БМ2-4	Тракторы: К-701, К-707Т	ОАО «Кировский завод» (Петербургский тракторный завод, Группа компаний «Балтиец» и др.)
31		8-цилиндровый, с V-образным расположением цилиндров, турбонаддувом, непосредственным впрыском топлива, жидкостным охлаждением и охладителем наддувочного воздуха.	ЯМЗ-7511.10-29(40,43)	Кормоуборочный комплекс КВК-800 «Полесье», Зерноуборочный комбайн РСМ-181, Кормоуборочный комбайн РСМ-1401	Объединение «Гомсельмаш» (Белоруссия) КЗ Ростсельмаш

Наиболее часто применяемые в сельскохозяйственных мобильных машинах двигатели ЯМЗ представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Обзор двигателей АМЗ сельскохозяйственного назначения

№ п/п	Фото	Группа Общая характеристика	Марка	Область применения	Предприятия– изготовители тракторов и комбайнов
1		А-41 Четырехцилиндровый рядный дизельный двига- тель с жидкостным охла- ждением, непосредствен- ным впрыском топлива, без наддува	А-41С, А-41И, А-41СИ	Тракторы ДТ-75М, ДТ-75МЛ, ДТ-75Д	ОАО «Агромашхол- динг», «ВгТЗ»
2		А-01 Шестицилиндровый ряд- ный дизельный двигатель с жидкостным охлажде- нием, непосредственным впрыском топлива, без наддува	А-01 МСИ-1	Тракторы Т-4А.01	Алтайский тракторный завод
3		Д440 Четырехцилиндровый рядный дизельный двига- тель с жидкостным охла- ждением, непосредствен- ным впрыском топлива, с турбонаддувом	Д-440-22	Тракторы ДТ-75, Агромаш-90ТГ (ВТ-90)	ОАО «Агромашхол- динг», «ВгТЗ»
4			Д-442- ВСИ	Тракторы ВТ-150Д, ВТ-4С150	
5			Д-442- 51И, Д-442- 57И	Комбайны Енисей 1200	Красноярский завод комбайнов
6			Д-442- 59И	Енисей 950	
7			Д-442- 55И	Комбайны Нива Эффект	Красноярский завод комбайнов
8			Д-461- 13И	Тракторы Т-402-01, Т-402А, Т-404	Алтайский тракторный завод
9			Д-461-19	Т-501	
10			Д-461- 51И	Комбайн Дон1500	Красноярский завод комбайнов
11			Д-3045 КР, Д-3067 КР	Комбайны Енисей 960, Енисей 970	Красноярский завод комбайнов

Двигатели (более сорока наименований), представленные в таблицах 1.1 и 1.2, применяемые в мобильных машинах сельскохозяйственного назначения, имеют сходные по конструкции головки цилиндров. Они характеризуются наличием двух гнезд клапанов в цилиндре (впускного и выпускного), а также форсуночного отверстия, расположенного между ними в центральной части огневого днища для обеспечения непосредственного впрыска топлива в цилиндр.

1.1 Актуальность повышения долговечности дизелей мобильных машин сельскохозяйственного назначения после ремонта

«Практика эксплуатации сельскохозяйственной техники показывает, что их надежность и экономичность не отвечает современным требованиям. Существующий парк сельхозтехники в России является устаревшим, по мнению экспертов до 70% техники изношено физически, а доля морально устаревшей техники превышает 90%» [3,4]. «По данным Минпромторга России 85% тракторов, 58% зерноуборочных комбайнов и 41% кормоуборочных комбайнов старше 10 лет, т.е. работают с истекшими сроками эксплуатации. В связи с этим резко возрастает нагрузка на технику, находящуюся в работе. Дефицит запасных частей и их дороговизна привела к сокращению объемов капитальных ремонтов дизелей. Большая часть эксплуатируемых дизелей имеет повышенный расход топлива (на 15–25 %), пониженную мощность на (12–27 %)» [5,6].

«Стратегией развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2020 года среди требований, предъявляемых к тракторам с.-х. назначения и комбайнам были определены в т.ч. следующие:

- Снижение металлоемкости до 5-10%;
- Повышение запаса крутящего момента у двигателя – до 40-50%, мощности двигателя до 600 л.с. (до 1000 л.с. для кормоуборочных комбайнов);
- Повышение наработки на сложный отказ до 2-3 раз, наработки на отказ на 20-40% и более» [2].

«Одной из основных тенденций развития современного двигателестроения является снижение эмиссии вредных веществ, улучшение топливной экономично-

сти при повышении мощности. Особенно актуальна проблема сокращения вредных выбросов в связи с введением все более жестких нормативов для двигателей всех назначений. Одним из эффективных средств снижения эмиссии NO_x является использование цикла Миллера, реализация которого требует высокого давления наддува, достигаемого в двухступенчатой системе наддува (ДСН)» [7-11].

Увеличенные удельные нагрузки, повышенная мощность при одновременном снижении металлоемкости двигателей тракторов и комбайнов приводит к тому, что повышенные тепловые потоки не успевают своевременно охлаждаться и приводят к перегреву деталей камеры сгорания, в частности, к перегреву головок цилиндров (ГЦ), седел клапанов газораспределения, что снижает их термоусталостную прочность и долговечность.

Работа в условиях частых и резких изменений скоростных и нагрузочных режимов, характерных для тракторных двигателей, создает дополнительную опасность для теплонапряженных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и приводит к нередким в эксплуатации случаям выхода из строя деталей вследствие усталостных разрушений. Таким образом, стремительный рост удельных мощностей ДВС выдвигает в последнее время вопросы прочности и прежде всего термоусталостной прочности на одно из первых мест среди проблем современного двигателестроения.

«Повышение надежности и ресурсов работы ДВС требует проведения целого ряда мероприятий, в том числе совершенствования методов ограничения и снижения механических и тепловых нагрузок основных частей двигателя, расширения работ по подготовке усовершенствованных методов расчета и проектирования систем и узлов ДВС с применением ЭВМ и др.» [6]

1.2 Исследования дефектов и характера их распределения в головках цилиндров дизелей

Из деталей, образующих рабочий объем цилиндра, наиболее неоднородное поле имеет головка цилиндров, что объясняется наибольшим количеством теплоты, отводимой через огневое днище головки (40...60% отводимой теплоты) [12],

сложной конфигурацией полостей охлаждения, а также наличием работающих в различных температурных режимах, более горячих выпускных и более холодных впускных каналов. Циклический характер работы ДВС и температурные режимы зачастую вызывают термоусталостные трещины в местах с наибольшими температурными градиентами.

Согласно литературных данных распределение отказов систем и механизмов двигателей ЯМЗ-238НБ и Д-240 [13,14] представлено в таблице 3.

Таблица 1.3 - Распределение отказов двигателя Д-240

Наименование систем и механизмов	Среднее число отказов. %	
	при обкатке	в эксплуатации
Система питания	53.1	32.1
Система смазки	10.0	16,0
Система охлаждения	8.1	5.5
Газораспределительный механизм	11,3	14.1
Цилиндропоршневая группа	0.4	2.7
Кривошипно-шатунный механизм	0.2	3.7
Подтяжка соединений, замена прокладок	16.9	25.9

Таблица 1.4 - Распределение отказов двигателя ЯМЗ-238НБ

Наименование систем и механизмов	Доля отказов. %
Система питания	43,4
Система смазки	14,4
Система охлаждения	1,9
Газораспределительный механизм	10,6
Цилиндропоршневая группа	4,7
Кривошипно-шатунный механизм	7,6
Плотность соединений	17,4

Головки цилиндров за срок службы трактора могут заменяться до 3-4 раз [15].

«Обследование ремонтного фонда дизелей ЯМЗ-238 в Саратовской области показало (рисунок 1.1), что одним из наиболее характерных дефектов деталей, образующих камеру сгорания, являются термоусталостные трещины в ГЦ (44% обнаружено при визуальном контроле, около 85 % - при контроле прибором)» [16]. «Трещины в основном располагались в перемычках между гнездами клапанов и форсуночным отверстием (рисунок 1.2). Так же следует отметить такие дефекты, как предельный износ и появление усталостных трещин в седлах клапанов газораспределения, удельный вес которых составил 30% к обследованным, коробление поверхности огневого днища – 17%, появление трещин в каналах газораспределения – 4,5%, разрушение огневого днища (рисунок 1.3) при обрыве стержня клапана – 3%» [17,18,19].

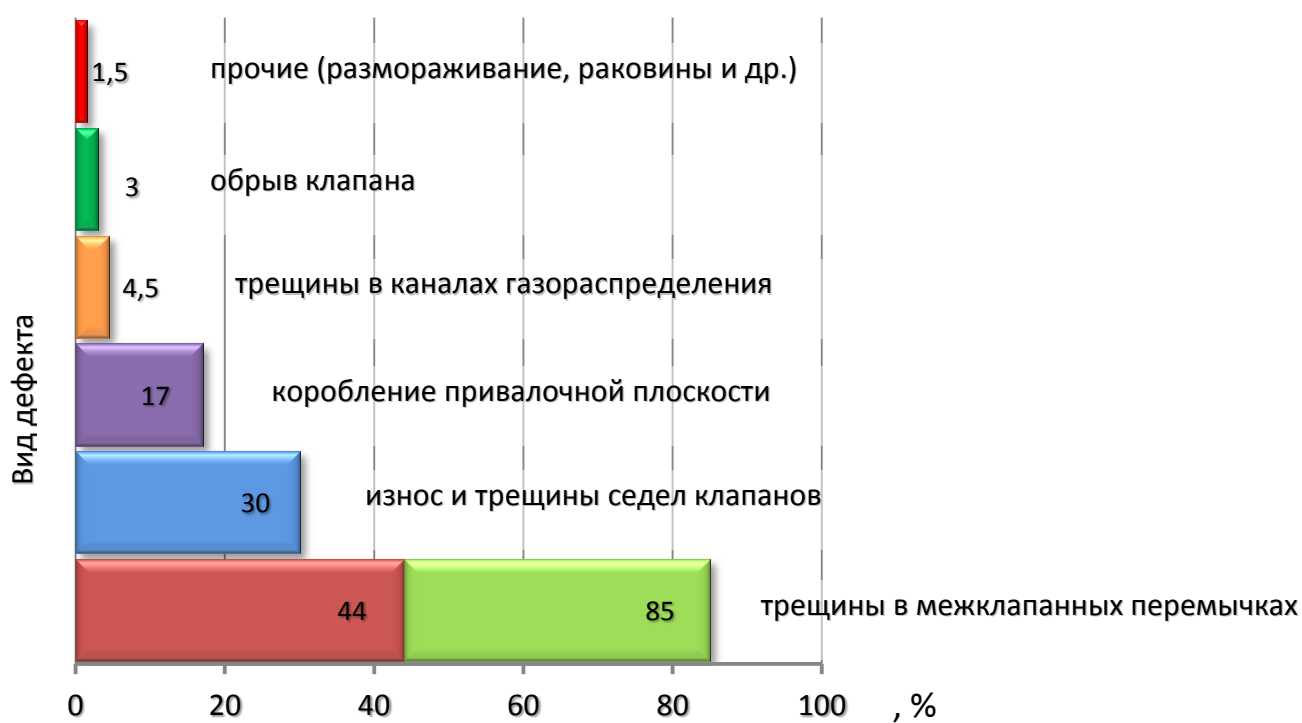


Рисунок 1.1- Распределение дефектов головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238:

- количество трещин обнаруженных визуальным контролем;
- количество трещин обнаруженных при контроле прибором.



Рисунок 1.2 - Трещина в межклапанной перемычке головки двигателя ЯМЗ-238НБ



Рисунок 3 – Огневое днище ГЦ
при обрыве стержня клапана

Согласно техническим требованиям на капитальный ремонт [20,21] трещины на тепловоспринимающей поверхности ГЦ не допускаются. Поэтому головки цилиндров с такими трещинами должны выбраковываться.

«Изучение дефектов показало, что трещины в межклапанных перемычках на огневом днище головок берут начало на поверхности камеры сгорания от отверстия под распылитель форсунки и проникают в днище головок на значительную глубину. При анализе термоусталостных трещин по глубине электропотенциальным дефектоскопом ЭПД-3 было установлено, что до 75% головок имеют трещины глубиной $3 \cdot 10^{-3}$ м и более (рисунок 1.4)» [165].

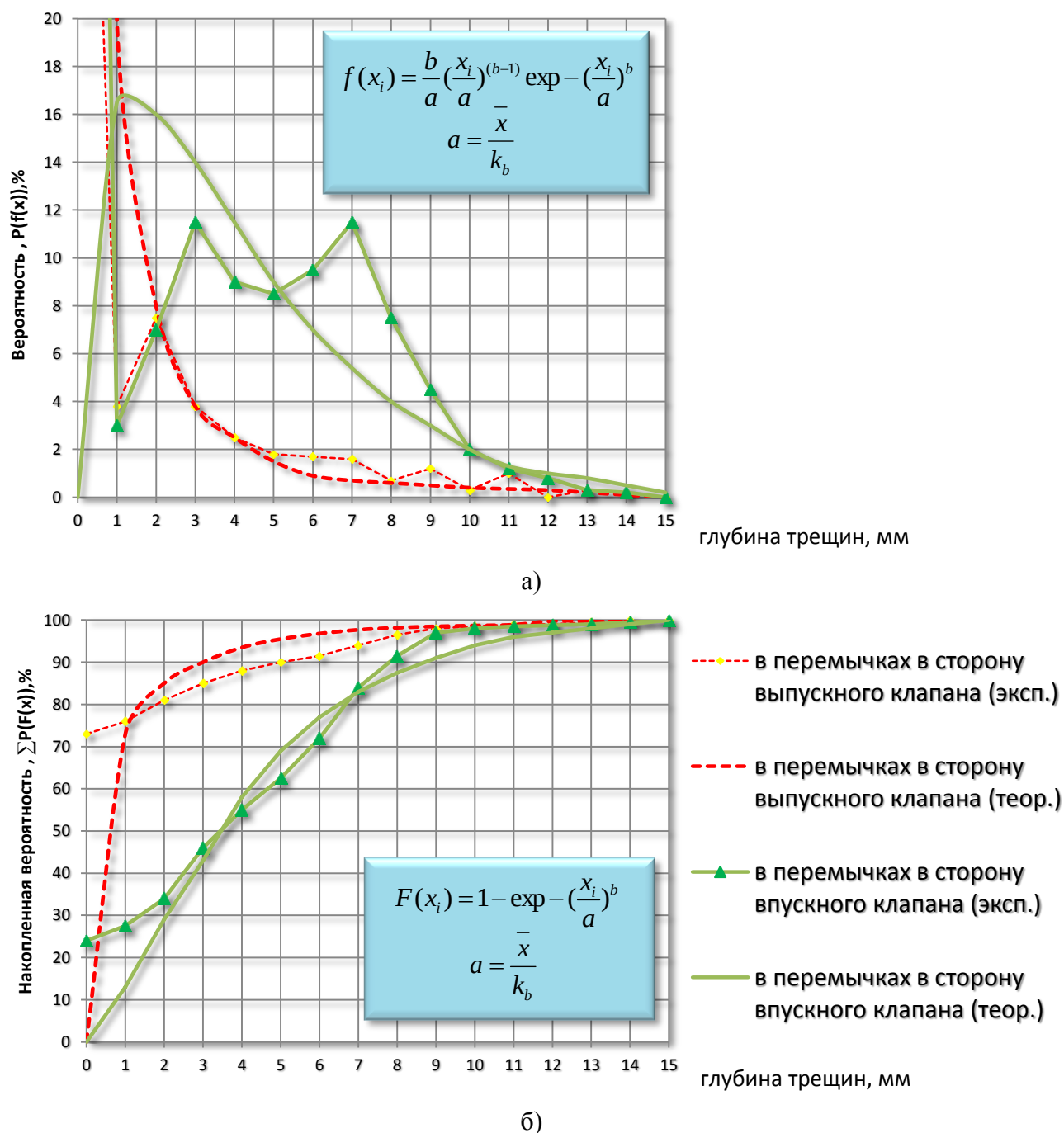


Рисунок 1.4 - Дифференциальные (а) и интегральные (б) зависимости вероятности появления трещин различной глубины в межклапанных перемычках дизелей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41и А-01М.

«Около 10% головок цилиндров имеют трещины свыше $7 \cdot 10^{-3}$ м (при толщине огневого днища $12 \cdot 10^{-3}$ м)» [22].

Только в Саратовской области, по разным оценкам, тракторов и комбайнов, оснащенных двигателями ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-240, А-41 и А01 различных модификаций 4,8-5,2 тыс. шт., при этом на них установлено около 10 тыс. шт. головок (по две 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 20% (с глубиной трещин свыше $7 \cdot 10^{-3}$ м см. рис. 1.4) или около 2 тыс. головок, то при рыночной стоимости одной 18-24 тыс. рублей (таблица 1.5) потери только по Саратовской области могут составить 36-48 млн. рублей.

Таблица 1.5 - Цены из прайс-листа завода ЯМЗ (данные 2013 г.)

<i>Наименование</i>	<i>Номер чертежа, марка двигателя</i>	<i>Базовая цена без НДС, руб.</i>	<i>с НДС, руб.</i>	<i>На 1 двигатель, руб.</i>
ГОЛОВКА ЦИЛИНДРОВ	236-1003013-Ж4 ^[1]	15 750,00	18585,00	37 170,00 (2шт.)
	236Д-1003013-А ^[1]	15 772,00	18610,96	37 221,92 (2шт.)
	238-1003013-ЖЗ ^[1]	20 679,00	24401,22	48 802,44 (2шт.)
	238Д-1003013-А ^[1]	20 786,00	24527,48	49 054,96 (2шт.)
	А-41И ^[2] (индивид.)	10500,00	-	42000,00 (4шт.)
	А-01МИ ^[2] (индивид.)	10500,00	-	63000,00 (6шт.)
	А-01М, Д-461 ^[2] (блочн.)	20500,00	-	41000,00 (2шт.)
	А-41, Д-440, Д-442 ^[2] (блочн.)	29500,00	-	29500,00 (1шт.)

Примечание: [1]-Материалы сайта «Двигатели ЯМЗ» [23]

[2]-Материалы сайта «angar-99.ru» [24-26]

1.3 Факторы, определяющие напряженное состояние головок цилиндров

Головка цилиндров отливается из специального чугуна. Она является многофункциональной сложно нагруженной деталью и из-за своей многофункциональности испытывает совокупность действующих в ней сложных, растягивающих и сжимающих напряжений. При работе дизеля головка цилиндров подвержена действию высоких температур и температурных градиентов, окислительной среды, вибрации и знакопеременных нагрузок, обусловленных рабочим процессом дизеля. Помимо этого, головка испытывает действие остаточных литейных напряжений (из-за сложности отливок), напряжений, вызванных усилием предварительной затяжки шпилек и других элементов конструкции при сборке.

Для того, чтобы выяснить причины образования трещин на огневом днище, необходимо проанализировать напряженное состояние головок цилиндров дизелей. На основании многофункциональности, сложности конструкции головки цилиндров и условий её работы можно выделить четыре основных вида напряжений, оказывающих влияние на долговечность: остаточные, монтажные, рабочие, термические.

1.3.1 Монтажные напряжения

Монтажные напряжения возникают в результате затяжки шпилек крепления головки к блоку цилиндров, а также шпилек крепления форсунок гайки стакана форсунки и других деталей, связанных с головкой. Величина монтажных напряжений зависит от высоты выступания гильз цилиндров, момента затяжки шпилек, а также от конструкции головки. Затяжка шпилек крепления головки к блоку обусловлена необходимостью обеспечения плотности газового стыка. Вследствие этого возникают повышенные напряжения и деформации в сопряженных деталях головки блока цилиндров.

Головка цилиндров прижата гайками шпилек к блоку цилиндров с усилием 100-150 кН, при этом выступающие на $0,1-0,2 \cdot 10^{-3}$ м и более бурты гильз цилин-

дров над привалочной плоскостью блока деформируют головку, выгибая её нижнюю, привалочную к блоку цилиндров, плоскость. Максимальное значение монтажных напряжений от этого воздействия в зоне межклапанных перемычек на огневом днище достигает 10–60 МПа.

«Влияние на монтажные напряжения затяжки крепежных шпилек зависит не столько от их расположения относительно днища головки, сколько от конструктивного ее исполнения для конкретного дизеля. Знак монтажных напряжений определяется соотношением статических моментов опорных поверхностей головки» [27,28]. «Данные тензометрирования, изложенные в работах, свидетельствуют о наличии растягивающих монтажных напряжений в зоне межклапанных перемычек, в особенности для блочных головок цилиндров, большинства тракторных дизелей (ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41 и др.). Величина монтажных напряжений для различных двигателей находится в пределах 20-45 Мпа. Деформации от действия монтажных напряжений носят симметричный характер относительно оси ГЦ» [27, 28, 29, 30].

1.3.2 Рабочие напряжения

Рабочие напряжения возникают от действия сил создаваемых давлением газов в цилиндрах в момент сгорания топлива при эксплуатации дизеля. В результате этого воздействия появляется деформация в огневых днищах и прилегающих зонах головок цилиндров.

Эти напряжения имеют циклический характер и зависят от величины максимального давления сил при сгорании топлива и регулировок двигателя. По мнению ряда авторов «... рабочие напряжения сравнительно невелики и не оказывают существенного влияния на общее напряженное состояние ГЦ. Циклические изменения напряжений от действия сил при сгорании топлива за цикл составляют не более 3 МПа» [31, 32, 33]. «Эти данные получены при тензометрировании на моделях или на холодном двигателе, причем давление газов имитировалось подачей либо жидкостей, либо сжатого воздуха. Рабочие напряжения, возникающие на огневом днище, являются напряжениями сжатия и, в отличие от монтажных

напряжений, воздействуют на огневое днище данного цилиндра, не затрагивая остальные» [33, 34, 35].

1.3.3 Температурные напряжения

Температурные напряжения в огневом днище головки цилиндров возникают из-за наличия температурных перепадов по тепловоспринимающей поверхности, а также по толщине днища. Температурные перепады (градиенты) при эксплуатации вызваны неравномерным нагревом отдельных участков огневого днища (перегревом его центральной части), что в свою очередь может быть вызвано конструктивными особенностями детали, пониженной теплопроводностью металла головки, а также низкой эффективностью охлаждения нагреваемых поверхностей, загрязненностью полостей охлаждения, наличием нагара и других отложений. Различная температура нагрева отдельных участков огневого днища во время работы приводит к разному тепловому расширению этих участков. Вследствие стесненного теплового расширения более нагретых участков менее нагретыми возникает несоответствие между действительным тепловым расширением соответствующих участков. Это несоответствие и является основной причиной температурных (термических) напряжений, достигающих 180–220 МПа.

«Температурные напряжения являются напряжениями сжатия (при эксплуатации двигателя) и зависят, в конечном счете, от теплофизических свойств материала (коэффициента линейного расширения и коэффициента теплопроводности) и перепада температур, который может достигать значительной величины» [28, 36, 37, 38]. «Зависимость температурных напряжений от температурных перепадов является практически линейной» [39]. Высокотемпературное тензометрирование для определения температурных напряжений представляет значительные трудности из-за изменения сопротивлений датчиков в зависимости от температуры (что может в десятки раз превышать изменение сопротивления от деформации), а также из-за необходимости надежной изоляции датчиков. Тем не менее, рядом исследователей были проведены измерения температурных напряжений по методикам, изложенным в работах [40, 41].

Помимо "стационарных" температурных напряжений, вызванных постоянными температурными перепадами на данном режиме работы двигателя, на поверхностный слой огневого днища действуют температурные напряжения, возникающие вследствие неравномерного подвода тепла в течение рабочего цикла двигателя. Обычно размах колебаний температуры поверхностного слоя в течение рабочего цикла не превышает 15–20 К [42]. Амплитуда цикловых колебаний температуры стенок примерно обратно пропорциональна квадратному корню из частоты вращения коленчатого вала и прямо пропорциональна цикловой подаче топлива. С удалением от поверхности цикловые изменения температуры быстро затухают (вследствие значительной тепловой инерции металла) и на глубине $3 \cdot 10^{-3} \dots 4 \cdot 10^{-3}$ м практически не ощущаются.

«В используемой для заправки систем охлаждения двигателей воде имеются соли, коллоидный ил и другие загрязнения. Чем больше жесткость воды, тем больше в ней растворено солей и тем меньше она пригодна для системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания. По мере испарения охлаждающей жидкости из системы охлаждения и ее доливки количество солей в ней увеличивается, в результате чего они осаждаются на стенках рубашки охлаждения блока и головки цилиндров и трубках радиатора. Кислые соли под действием высокой температуры в системе охлаждения превращаются в основные, которые уже в виде накипи покрывают соприкасающиеся с водой стенки. Находящийся в охлаждающей жидкости ил, частички почвы и другие примеси совместно с солями также осаждаются на стенках систем охлаждения. Осажденные на стенках системы охлаждения слои солей, ила и других загрязнений нарушают нормальную теплоотдачу двигателя, вследствие чего происходит его перегрев. Работа двигателя с перегревом сопровождается повышенной интенсивностью изнашивания деталей и сопряжений системы газораспределения, возникновением напряжений, превышающих предельно допустимые значения, в результате воздействия которых после остывания могут зарождаться и термоусталостные трещины в ГЦ» [43].

1.3.4 Остаточные напряжения

Остаточные напряжения появляются в процессе отливки головок и цилиндров и последующем режиме их охлаждения. Они являются растягивающими литейными напряжениями, максимальная их величина на участках между клапанными гнездами, может достигать до 90 МПа. Как правило, величина остаточных напряжений нестабильна и зависит от свойств металла, технологии отливки, конструкции детали, термической обработки и т.д.

Эти напряжения деформируют центральную (по отношению к оси цилиндров) часть нижней и верхней стенок головки, как правило, снизу-вверх. Причины появления этих напряжений следующие:

- а) не равномерное охлаждение стенок отливки с разной толщиной;
- б) механическое препятствие свободной усадке металла, создаваемое литейной формой и стержнями;
- в) переменная скорость протекания структурных превращений при охлаждении в различных зонах отливки.

Величина остаточных напряжений нестабильна и может перераспределяться с течением времени.

Остаточные напряжения вызывают релаксацию напряжений и, как следствие, коробление отливок. Массовая проверка новых головок блоков цилиндров после хранения их на складах от нескольких дней до двух лет показала, что величина неплоскостности привалочной поверхности у них превышает заводской допуск на 50–120 % [50].

Проведенными исследованиями установлено, что по приведенным причинам на огневом днище наблюдаются значительные растягивающие остаточные напряжения, действующие перпендикулярно к направлению развития трещины. Растягивающие остаточные напряжения значительно снижают прочность детали при работе с переменными нагрузками и могут накапливаться в ходе эксплуатации [47].

После проведения механической обработки (фрезерование, шлифование, и т.д.) могут возникать значительные остаточные напряжения, величина которых может достигать 60–100 МПа. При механической обработке два основных фактора вызывают возникновение остаточных напряжений – пластическая деформация при силовом воздействии и нагрев верхних слоев в результате взаимодействия с режущим инструментом [30]. Особенность этих остаточных напряжений состоит в том, что они действуют практически только в поверхностных слоях глубиной до одного миллиметра. В некоторых случаях перегрев поверхностных слоев при шлифовании с применением смазочно-охлаждающих жидкостей может приводить к появлению сетки микротрещин, свидетельствующих о высоком уровне напряжений в поверхностном слое материала и снижении его пластичности. Применение фрезерования в виде прорезки при короблении головок блока цилиндров может в некоторой степени снизить остаточные напряжения. Как показывает опыт эксплуатации, остаточные напряжения в поверхностном слое могут повлиять на прочность всей детали, особенно при действии переменных напряжений.

Остаточные напряжения в головках цилиндров могут быть измерены методом разрезки и тензометрирования с помощью датчиков сопротивления (тензодатчики) [48, 49, 50].

«Помимо рассмотренных четырех видов напряжений, по мнению ряда авторов, преждевременному разрушению металла в значительной мере способствуют процессы графитизации и высокотемпературной коррозии, протекающие в пограничном слое металла под воздействием продуктов сгорания топлива. Они вызывают термоструктурные напряжения, обусловленные тем, что объем окислов в 2–3 раза превышает объем не окисленного металла. Внутренние окислы, являясь концентраторами напряжений и очагами разрушения, при своем росте непрерывно изменяют свойства поверхностных слоев чугуна, уменьшая его усталостную прочность и, в конечном итоге, срок службы головок» [32, 33, 44, 45].

Анализируя напряженное состояние головок цилиндров, необходимо отметить, что основную роль в общем напряженном состоянии головок играют термические напряжения, которые по своей величине значительно превосходят оста-

точные, монтажные и рабочие напряжения. Тем не менее, работоспособность головок блока цилиндров, зависит от суммарного действия напряжений всех видов, значений максимальных температур на огневом днище, а также от способности металла головки противостоять термоусталостному, механическому и коррозионному разрушению в условиях сложного напряженного состояния.

Таким образом, при работе ГЦ дизеля действуют факторы, создающие в ее стенках и, прежде всего, в нижней привалочной плоскости значительные растягивающие, в некоторых зонах сжимающие и изгибающие напряжения. Под действием указанных напряжений головка деформируется, а на участках с большей концентрацией напряжений увеличивается вероятность появления усталостных трещин.

1.4 Конструктивно-технологические методы, повышающие долговечность теплонапряженных корпусных деталей

Анализ конструктивно-технологических методов повышения долговечности приводился в соответствии с теми видами напряженного состояния, снижение которых они в наибольшей степени обеспечивают. Ниже приведены известные наиболее эффективные способы повышения долговечности.

Остаточные и монтажные напряжения. Остаточные(литейные) напряжения частично снимаются при помощи нормализации чугуна путем увеличения длительности охлаждения отливки вместе с формой до 10 часов – напряжения уменьшаются в 2 раза. При значительных программах производства отливок на производстве по такой технологии могут потребоваться большие площади, поэтому предпочтение, как правило, отдают естественному старению отливок, также снижающему литейные остаточные напряжения. На величину остаточных(литейных) напряжений значительное влияние оказывают конструктивные особенности головок.

«Стремление повысить надежность газового стыка, особенно при форсировании дизеля приводит к увеличению монтажных напряжений. Следовательно, необходимо контролировать при эксплуатации момент затяжки крепежных шпи-

лек головки блока, недопустимо превышение величины, рекомендованной заводом-изготовителем, так как монтажные напряжения прямо пропорциональны моменту затяжки шпилек крепления. Требуется также соблюдать установленную последовательность затяжки шпилек, так как это может вызвать значительное перенапряжение в отдельных зонах ГЦ» [20, 51].

Монтажные напряжения можно снизить при более рациональном размещении шпилек и при использовании более жесткой прокладки.

Так же следует отметить, что «снижение монтажных напряжений обеспечивается путем добавления разграничительных перемычек между камерами сгорания (рис. 1.5) Для этого перемычки между камерами сгорания выполнены в виде соединенных гофр по ширине головки в плоскости перпендикулярной осям цилиндров на уровне оси газообменных патрубков, а в плоскости расположения осей цилиндров перемычки снабжены сквозными вертикальными проемами, причем количество перемычек, снабженных проёмами, на единицу меньше количества цилиндров, которые перекрывает головка [52].

Температурные напряжения. Как отмечалось выше, «температурные напряжения, вызванные температурными перепадами, являются определяющим фактором при образовании термической деформации и развитии трещин» [35, 53]. Существующие способы снижения температурных напряжений можно разделить на следующие направления: а) изменение конструкции ГЦ; б) применение тепловой изоляции; в) подбор материалов, обладающих повышенной термостойкостью.

1.4.1 Конструктивные методы повышения долговечности теплонапряженных корпусных деталей

Наибольшее количество решений задачи повышения долговечности теплонапряженных корпусных деталей относится к данному виду. К конструктивным изменениям ГЦ, повышающим долговечность, относятся меры по интенсификации охлаждения – так называемые водяные пистолеты. Они выполнены в виде специальных отверстий в приливах(или в виде специальных трубок), поддерживающих высокую скорость и заданное направление подачи воды.

Вода, поступающая по водяным пистолетам, в первую очередь омывает участки ГЦ, подверженные перегреву, а затем поступает в ее периферийную менее нагретую область.

Снижению теплонапряженности головок блоков способствует система раздельного охлаждения головки и блока цилиндров, при которой головка имеет низкотемпературное охлаждение 27-55K, а блок цилиндров – нормальное 90K [54].

Улучшение охлаждения огневого днища можно достигнуть уменьшением его толщины [54, 55]. В этом случае снижается перепад температур по толщине, а, следовательно, и температурные напряжения. График, иллюстрирующий зависимость термостойкости от толщины огневого днища для чугуновых головок блоков цилиндров, приведен на рис. 1.6 [58].

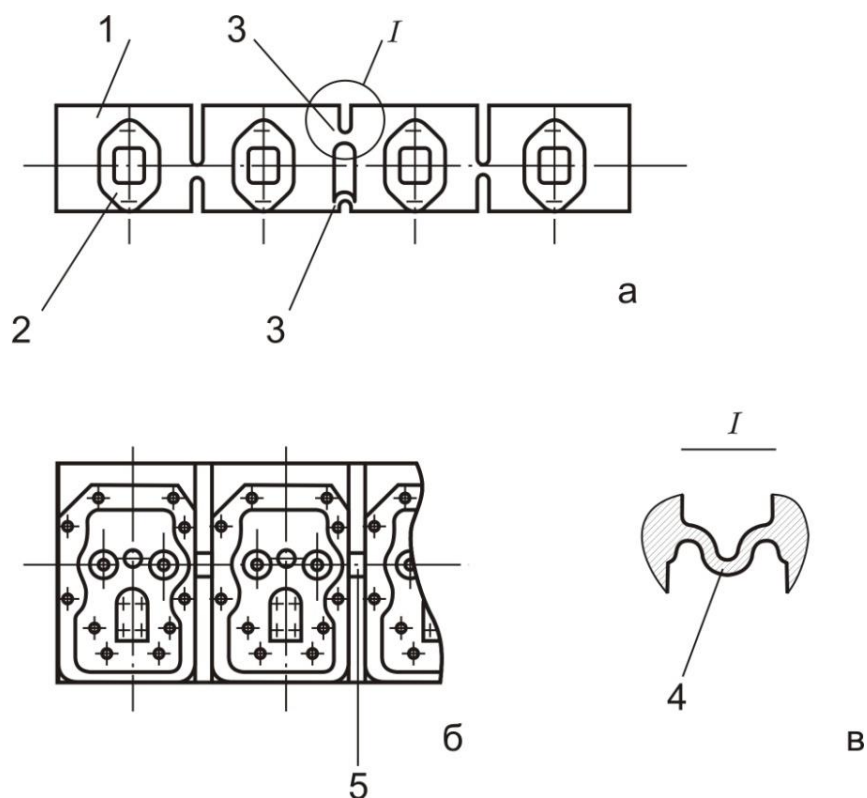


Рисунок 1.5 - Головка цилиндров с разграничительными перегородками:

а – общий вид; б – вид сверху; в – вариант выполнения перегородки; 1 – головка цилиндров; 2 – газообменные патрубки; 3 – перегородка между камерами сгорания; 4 – соединительный элемент; 5 – межцилиндровые вертикальные проемы.

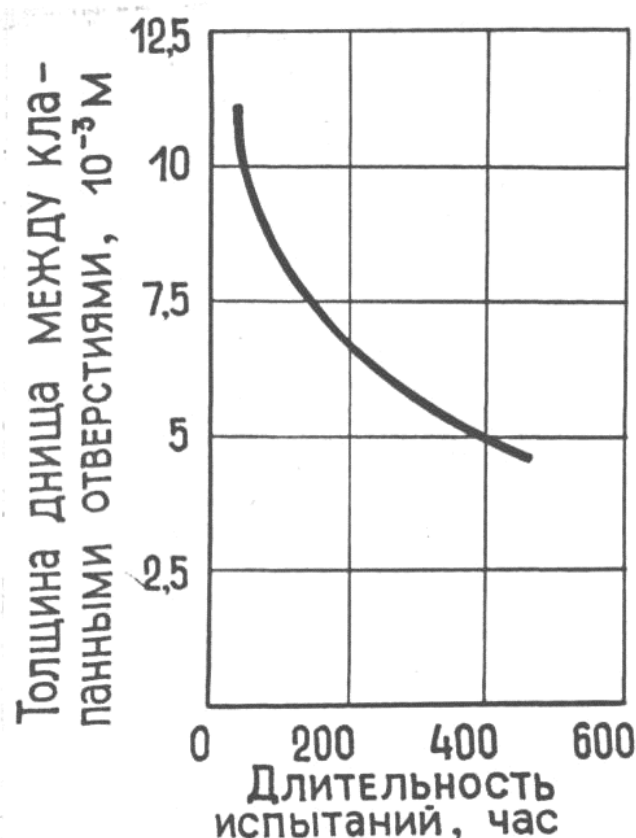


Рисунок 1.6 - Зависимость времени до появления трещины от толщины огневого днища для чугунных головок цилиндров

Интерес представляют также конструкции головок повышенной термостойкости, применяемые на ряде зарубежных двигателей. Эта конструкция получила название "жесткой спинки". Суть ее состоит в том, что часть головки (огневое днище) выполнено в виде тонкостенной, хорошо охлаждаемой пластины, которая воспринимает только термические нагрузки. Эта пластина крепится к пассивной детали (собственно головке), которая воспринимает нагрузки: давления газов при работе двигателя [56,57]. Следует отметить конструкцию головки блока, у которой часть межклапанной перемычки обработана на величину нерабочей фаски клапанных отверстий (см. рис. 1.7), а также конструкцию ГЦ с теплоотводящими, прорезями в области межклапанной перемычке [59, 60].

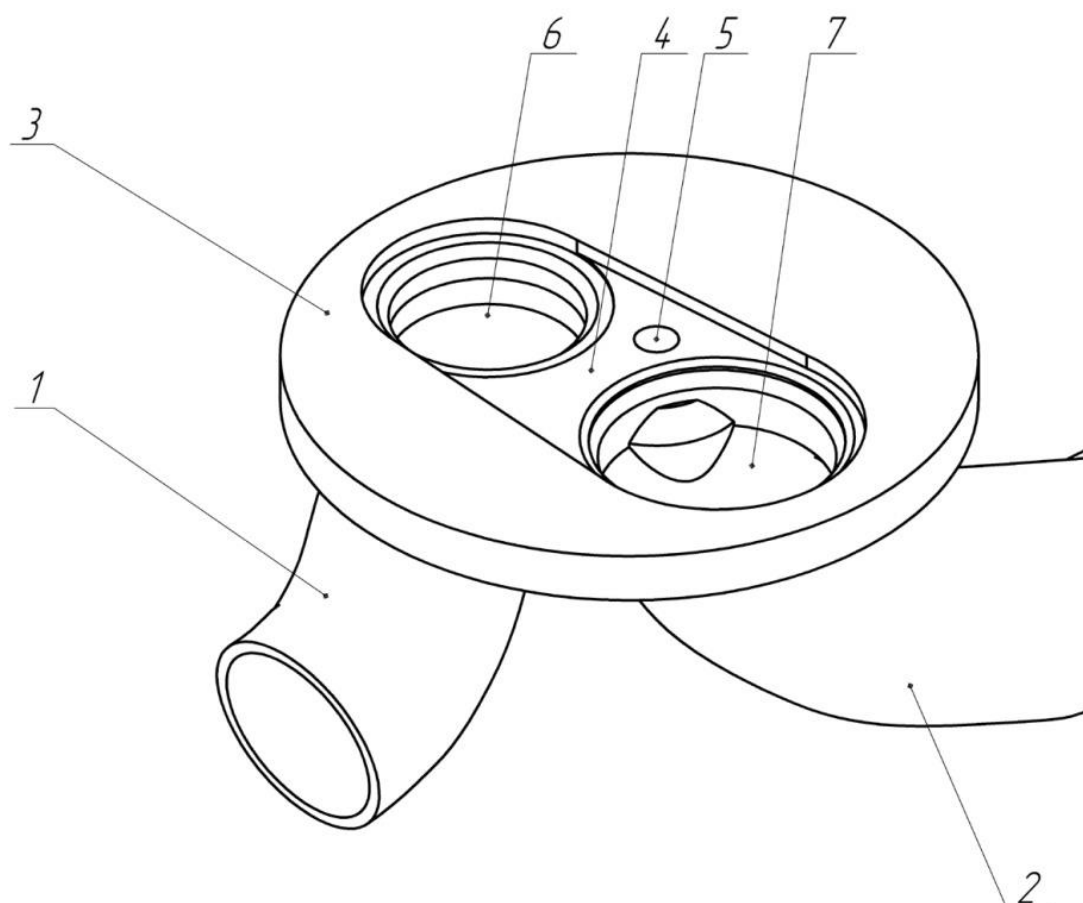


Рисунок 1.7 - Огневое днище головки цилиндров с углубленной межклапанной перемычкой:

1 – патрубок выпускного клапана; 2 – патрубок впускного клапана;
 3 – тепловоспринимающая поверхность головки цилиндров; 4 – обработанная межклапанная перемычка; 5 – форсуночное отверстие; 6 –выпускное гнездо;
 7 –впускное гнездо

Это, по мнению авторов, дает возможность более эффективному охлаждению межклапанной перемычки. Холодный воздух из впускного отверстия интенсивно обдувает межклапанную перемычку, тем самым снижает температурное поле в опасной области.

1.4.2 Методы тепловой изоляции

Эти методы заключаются в том, что на поверхностях деталей, образующих камеру сгорания, создается тепловой барьер, уменьшающий тепловой поток через соответствующую деталь и в итоге снижающий ее температурный уровень. Для

этой цели на поверхность деталей, соприкасающихся с горячими газами, наносят покрытия из ZrO_2 , Al_2O_3 , ZnO_2 , а также стекловидные эмали. Проведенные исследования показали эффективность применения этого метода снижения рабочих температур таких деталей цилиндропоршневой группы, как поршень, а также гильза цилиндра [61, 62].

«Необходимо учитывать также, что низкая прочность соединения керамического покрытия с деталью, на которую оно наносится, а, следовательно, невысокая долговечность их работы является основным препятствием широкого использования в двигателях внутреннего сгорания» [63].

1.4.3 Материалы для теплонапряженных корпусных деталей

Для изготовления головок цилиндров тракторных двигателей используются алюминиевые сплавы и чугуны. «Головки, отлитые из алюминиевых сплавов, при прочих равных условиях имеют значительно более низкие температуры и температурные перепады. В работе [66] приведены результаты испытаний головок блоков одной конструкции и геометрических размеров, изготовленных из чугуна и алюминиевого сплава (Al9). Термические напряжения в перемычке между клапанами равны для алюминиевой головки 53 МПа, для чугунной 132,4 МПа, т.е. для алюминиевой головки примерно в 2,5 раза меньше. Однако временное сопротивление алюминиевого сплава при рабочей температуре алюминиевой головки во столько же раз ниже, чем у чугуна. Таким образом, механическая прочность алюминиевых головок от термической нагрузки равноценна чугунным. Однако жаропрочность алюминиевых сплавов ниже, а их высокая чувствительность к переменным температурным напряжениям выше, чем у чугуна» [66].

Сравнительно низкая стоимость чугуна, а также более высокие показатели механической прочности и износостойкости являются причиной того, что многие исследования ведутся в основном по выбору химического состава чугуна, который бы обладал наилучшей термостойкостью.

Большинство результатов исследований сводится к увеличению временного сопротивления чугуна и незначительного повышения термостойкости. В работе

[67] отмечается, что на термическую стойкость чугуна положительно влияет модифицирование его. Благоприятное влияние оказывает снижение содержания кремния.

Авторы работ [63,68] считают, что материал головок блоков должен обладать высоким коэффициентом теплопроводности и низким коэффициентом теплового расширения, чтобы обеспечить сохранение упругих деформаций для ожидаемого температурного состояния. Изменение свойств чугунов в этом направлении достигают легированием. В результате исследований установлено, что элементами, оказывающими положительное влияние на термостойкость чугунов, являются углерод, медь, никель, алюминий, марганец и молибден.

Элементами, оказывающими отрицательное влияние - хром, фосфор, титан. В работе [69] для улучшения термоусталостной прочности чугуна рекомендуется легировать медью, никелем, углеродом при этом должно быть ($C = 3,4 \%$). Для повышения термоусталостной прочности чугуна предлагается увеличить содержание Ni до 3,6%.

В работе [70] даются результаты исследований по влиянию окислов чугуна на его термостойкость. Образующиеся под воздействием отработавших газов, обогащенные Si и Mn окисные включения имеют значительно больший объем, чем металл, из которого они образовались. Объемные отношения окислов кремния, марганца и железа к металлу равны двум. Поэтому в местах, пораженных окислами, возникают локальные поля растягивающих напряжений, возрастающих в процессе эксплуатации головок. Указывается также, что окисление идет с преимущественным образованием окислов легирующих элементов, имеющих большее сродство к кислороду, чем металл основы, поэтому Si, Cr, Mn, и P усиливают процессы внутреннего окисления чугуна и наоборот C, Cu, Ni и S препятствуют образованию внутренних окислов в чугуне. Наилучший результат получается в чугунах с повышенным содержанием углерода и легированием медью и никелем, при содержании Cr не более 0,09-0,11 %.

Представляет интерес дальнейшее изучение свойств чугуна с шаровидным графитом при использовании различных модификаторов, Применяемые в настоя-

щее время чугуны с шаровидной формой графита имеют значительно выше прочностные характеристики, но при этом снижается теплопроводность чугуна [71,72].

Анализируя работы, проводимые по увеличению термостойкости материалов головок цилиндров можно заметить, что многие исследования были направлены на легирование чугуна. Этим самым улучшалась структура, механические свойства чугуна и повышалась термостойкость для условий работы ГЦ. Значительным недостатком при этом отмечается снижение теплопроводности чугуна с шаровидной формой графита. Однако в этих исследованиях отсутствуют конкретные рекомендации, по каким параметрам лучше оценивать чугун (теплофизическим или механическим). Какие из этих свойств оказывают наибольшее влияние на долговечность головок цилиндров. Недостаточно исследована термостойкость материала головок цилиндров с повышением рабочих температур. Поэтому химические свойства чугуна головок цилиндров для разных модификаций двигателей - разные (см. табл. 1.6). Необходимо отметить также, что, вводя большой процент легирующих элементов (3,6 % Ni), увеличивается стоимость отливки, а с повышением механических свойств чугуна увеличится трудоемкость обработки.

Наряду с поисками более термостойких материалов головок цилиндров имеются работы, направленные на использование термостойких материалов в наиболее напряженных зонах головок. Известен, например, способ уменьшающий появление трещин на огневом днище [73], который заключается в том, что, в наиболее напряженной зоне перемычки рекомендуется делать выемку и заполнять теплостойким металлом (никелем) путем сварки плавлением.

Известен также способ, при котором в зоне межклапанной перемычки устанавливается вставка из жаропрочного материала [74] или покрытие головок в теплонапряженных местах титаном [75].

Изложенное позволяет отметить, что большинство методов по повышению термоусталостной прочности головок производителям экономически не всегда выгодны, поэтому зачастую не применяются на заводах при изготовлении головок цилиндров дизелей.

Таблица 1.6 - Химический состав чугунов, применяемых для изготовления головок цилиндров ДВС [38]

Марка двигателя	Химический состав, %										Механические свойства	
	<i>C</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>	<i>Cr</i>	<i>Cu</i>	<i>Ti</i>	<i>Mo</i>	<i>Ni</i>	<i>P</i>	<i>S</i>	HB	σ_B , МПа
ЯМЗ-238НБ ЯМЗ-240 ЯМЗ-241	3,2-3,5	2,0-2,5	0,6-0,8	0,3-0,45	0,15-0,4	0,03-0,08	-	0,12	До 0,12	0,025-0,12	187-255	235,2
СМД	3,2-3,4	1,8-2,2	0,8-1,0	0,3-0,4	0,03-0,07	-	-	-	До 0,12	До 0,13	180-229	206
МТЗ	3,45-3,6	1,7-2,0	0,8-1,0	0,12	0,2	0,03-0,06	-	0,05	До 0,15	До 0,15	190-229	206
А-41, А-01М	3,2-3,5	1,8-2,5	0,6-0,8	0,3-0,45	0,15-0,4	0,03-0,08	-	До 0,12	До 0,12	0,025-0,12	187-255	235,2
Кейс 504 ВДТ	3,39	2,28	0,62	0,28	0,50	-	-	0,2	0,095	0,117	230-270	206
Джон Дир 640А, 653ІА	3,28	1,9	0,66	0,05-0,1	0,32	-	-	0,2	0,081	0,13	212-230	206
Интернейшнл-Харвестер ДТ-436, ДТ-466	3,36	2,09	0,40	0,45	1,38	0,05	-	0,2	0,07	0,098	297-230	235,4
Аллис-Чалмерс 3700, 3750, 7030, 7050	3,05	1,83	0,77	0,37	0,66	0,03	0,03	0,2	0,044	0,108	223-230	274,7
Геркулес-198	3,4	2,12	0,70	0,23	0,15	-	0,04	0,2	0,099	0,187	187-230	235,4
Перкинс 8-150	3,24	2,16	0,71	0,05	0,5	-	-	0,2	0,09	0,205	210-212	206
Фордзон-Супер Мейджер	3,29	1,97	0,72	0,05	0,13	-	0,07	0,2	0,069	0,097	212	235,4
Рено-591	3,33	1,96	0,96	0,05	0,13	-	-	До 0,2	0,069	0,111	187-229	206
Самда 954	3,17	1,99	0,07	0,05	0,64	0,03	-	До 0,02	0,064	0,092	229-250	206

1.5 Механизм образования трещин в огневом днище головок цилиндров

Дизель, как энергетический элемент мобильных сельскохозяйственных машин, на долю которого приходится наибольшее число отказов (30–35 %), определяет в целом срок службы трактора. При этом наибольшее число отказов приходится на детали, образующие камеру сгорания.

Достигнутый уровень температур этих деталей является основным препятствием к повышению долговечности дизелей. При капитальном ремонте дизелей в ходе дефектации у 85 % головок цилиндров дизелей обнаружены трещины и у 100 % головок термическая деформация привалочной плоскости. Тепловая напряженность головок блоков характеризуется как уровнем максимальных температур на огневой поверхности, так и температурными градиентами по тепловоспринимающей поверхности и толщине днища – источником термических напряжений.

Напряжения, обусловленные температурным перепадом на поверхности и по толщине огневого днища, являются причиной коробления и термоусталостных трещин. Температурное поле огневого днища характеризуется значительной неравномерностью. Максимальные температуры локализуются в центральной части огневого днища в зоне перемычек между седлами клапанов и отверстием под форсунку (для дизелей с непосредственным впрыском топлива в цилиндр) или вихрекамеру (для дизелей с разделенными камерами сгорания), то есть в местах концентрации напряжений, ведущих к возникновению трещин. В периферийной части днища температура значительно ниже. Перепады температур по тепловоспринимающей поверхности могут превышать 473К, а максимальные температуры огневого днища колеблются для различных типов дизелей в пределах 473-673К [76,77,78,79,80]..

«Температура межклапанных перемычек зависит, как известно, от величины локальных тепловых потоков, а также от величины термического сопротивления теплопередаче в этой зоне. В центральной части огневого днища локальные тепловые потоки достигают максимальных значений и резко убывают к периферии. Тепловые потоки через огневое днище головки растут при увеличении нагрузки,

скоростного режима, давления наддува, а также угла опережения подачи топлива и средней по периметру тангенциальной составляющей скорости движения заряда вблизи стенки камеры сгорания в конце сжатия» [81,82].

Характер распределения тепловых потоков по радиусу огневого днища практически не изменяется во всем диапазоне нагрузок частоты вращения коленчатого вала, а также при форсировании двигателя наддувом. Максимальные значения тепловых потоков в центральной части огневого днища (а также их распределение по радиусу цилиндра) объясняются более высокими значениями радиационных потоков тепла в центральную часть головки, расположенную непосредственно над камерой сгорания, а также характером движения завихренного заряда при его вытеснении поршнем, то есть характером изменения радиальной и тангенциальной составляющих скоростей воздушного потока вдоль радиуса цилиндра [82, 83].

Помимо максимальных тепловых потоков зона межклапанных перемычек имеет увеличенное, по сравнению с периферийной частью, термическое сопротивление теплоотводу, вызванное значительным утолщением стенки из-за наличия бобышки для установки форсунки. К выводу о повышенном термическом сопротивлении центральной части днища головки авторы работы [81] приходят, анализируя тот факт, что наблюдается существенный рост температуры к центру днища головки, в то время как тепловой поток по площади, расположенной над камерой сгорания, меняется незначительно.

Таким образом, зона межклапанных перемычек огневого днища, где появляются трещины, работает в условиях постоянной термической перегрузки, вызванной интенсивным нагревом в условиях затрудненного теплоотвода.

«Усугубляющее воздействие оказывает накипь, пригары формовочной смеси, а также илистые отложения на охлаждаемых водой поверхностях головок. Все виды отложений, а также остатки формовочной смеси на охлаждаемой поверхности создают дополнительное термическое сопротивление и еще более затрудняют отвод тепла от наиболее нагретых зон. Наличие большого слоя накипи или пригара формовочной смеси может вызвать повышение температур в головке на 323–

373K» [34] . «Кроме того, в процессе эксплуатации тракторных дизелей нередки случаи нарушений нормальной работы топливной аппаратуры – зависание иглы распылителя, отклонение угла опережения подачи топлива от оптимального и т.д. Например, при зависании иглы распылителя, возрастает давление сгорания, а температура головки со стороны камеры сгорания повышается до 673K и выше» [78,84,85].

Уменьшение количества воды в системе охлаждения вызывает рост температуры головки, а при полном отсутствии воды температура огневого днища в зоне перемычек может достигать 923-973K.

Для обычных серых чугунов с пластинчатым графитом, опасными с точки зрения трещинообразования, являются температуры, превышающие 672-723K, так как при этом изменяется предел текучести чугуна и зона между клапанными отверстиями испытывает значительную усадку, что приводит к высоким напряжениям растяжения при охлаждении. Установлено, что температура перемычек не должна превышать 653K [56, 58].

Во множестве работ отмечается, что основной причиной появления трещин в зоне межклапанных перемычек на привалочной к блоку поверхности головок являются термические напряжения [28,32,36,42,64,68,86,88,89].

Температурные перепады возникают при работе двигателя, как по поверхности огневого днища, так и по его толщине. Авторы работы [90] , анализируя результаты испытаний, проведенных на вихрекамерном дизельном двигателе 1Ч 8,5/11, делают вывод о том, что уровень температурных напряжений в перемычках днища определяет температурные перепады в плоскости днища, так как перепады температур по толщине стенки значительно меньше по своей величине. Для двигателя 1Ч 8,5/11 температурные перепады в плоскости днища составляют 65–80K, а по толщине – 24K.

«Для двигателей ЯМЗ-238НБ максимальный перепад температур по теплопринимающей поверхности 170K, а максимальный перепад по толщине стенки (в этой же зоне) 230K» [89].

Таким образом, соотношение температурных перепадов по поверхности и по толщине огневого днища определяется конструкцией головки блока для конкретного двигателя (конструктивными элементами, организацией охлаждения и т.д.), а напряжения, возникающие от температурных перепадов по толщине огневого днища, играют существенную роль в общем уровне температурных напряжений.

Уровень температур и температурных напряжений в зоне межклапанных перемычек различных цилиндров одного и того же двигателя различен.

Причиной различного уровня теплонапряженности по цилиндрам двигателя является отличие условий охлаждения головки в зонах различных цилиндров. Например, причиной возрастания теплонапряженности от первого к четвертому цилиндру может быть ухудшение охлаждения днища головки вследствие снижения скорости водяного потока.

Термические нагрузки огневого днища головок блоков значительно возрастают при комплексном форсировании тракторных двигателей по среднему эффективному давлению с применением турбонаддува и по частоте вращения коленчатого вала. Так, при повышении мощности двигателя с 39,7 кВт при частоте вращения коленчатого вала $21,7 \text{ с}^{-1}$, до 44,1 кВт при частоте вращения 25 с^{-1} температурные напряжения в перемычках клапанных гнезд увеличиваются от 160 МПа до 181 МПа, а повышение мощности того же двигателя от 39,7 кВт при частоте вращения $21,7 \text{ с}^{-1}$, до 47,8 кВт при частоте вращения 25 с^{-1} приводит к росту напряжений до 201 МПа [32].

Поэтому для расчета долговечности головок цилиндров при их изготовлении и восстановлении в первую очередь необходимо исследовать и представить температурное поле и теплонапряженное состояние тепловоспринимающей поверхности.

Результаты расчетов температур двигателя ЯМЗ-238НБ в виде графиков температур на тепловоспринимающей и охлаждаемой поверхностях огневого днища, представлены на рисунке 1.8 [82, 111].

«Для оценки напряженного состояния огневого днища температурное поле должно быть представлено в виде градиентов температуры. Температуры по радиусу огневого днища, наглядно могут характеризовать тепловую напряженность огневого днища и локализацию максимальных температур и температурных перепадов, а так же их распределение в пределах рассматриваемой области. Из рисунка 1.8 видно, что максимальные температуры на тепловоспринимающей поверхности (600-610K), проходят в центральной части огневого днища, в зоне форсуночного отверстия» [82, 111].

Анализируя температурное состояние огневого днища, можно заметить, что максимальные температуры при эксплуатации локализуются в месте наиболее вероятностного появления трещин термической усталости. Температурные перепады и температурные градиенты в рассматриваемой области максимальны и, следовательно, уровень температурных напряжений наибольший.

«Температурные градиенты по толщине огневого днища вблизи форсуночного отверстия достигают $10 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}$ К/м. на периферии днища перепады значительно ниже и составляют $6 \cdot 10^{-3} - 6,5 \cdot 10^{-3}$ К/м, а у опорной поверхности прилива под форсуночный стакан – $5 \cdot 10^{-3} - 5,5 \cdot 10^{-3}$ К/м» [166, 167].

Таким образом, теплонапряженность головок цилиндров обусловлена наличием температурных перепадов и градиентов, как в плоскости огневого днища, так и по его толщине, причем с удалением от центра к периферии и в глубину от тепловоспринимающей поверхности перепады значительно снижаются.

Как было показано выше, типичным дефектом головок блоков цилиндров дизелей является термическая деформация и появление трещин на огневом днище в зоне межклапанных перемычек, приводящих к выбраковке головок в утиль. Эти трещины, достигая водяной рубашки, приводят к попаданию воды в цилиндр двигателя, что вызывает интенсивную коррозию деталей цилиндропоршневой группы, смывание масла с поверхности зеркала цилиндра и ухудшение качества масла. В результате этого повышается износ пар трения в двигателе, что влияет на его экономность. Кроме того, значительное количество воды, попавшей в цилиндр

двигателя, может привести к аварии вследствие гидравлического удара при запуске двигателя.

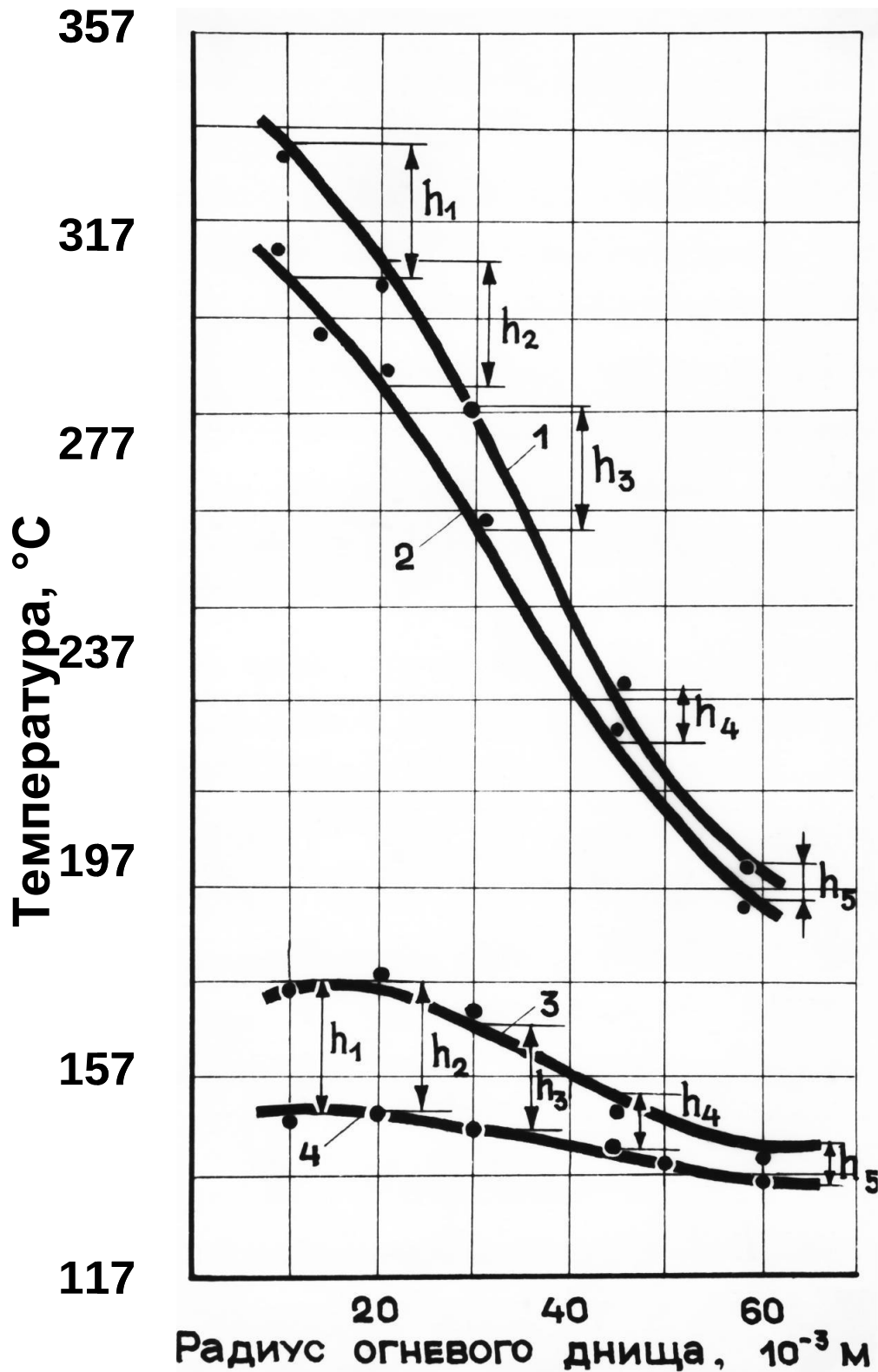


Рисунок 1.8 – Распределение температур по радиусу огневого днища:

1, 2 – на нагреваемой стороне; 3, 4 – на охлаждаемой стороне

В случае 4-х клапанной головки трещины могут связывать гнезда выпускных клапанов или проходить между одним выпускным отверстием и отверстием под распылитель форсунки. По мнению авторов большинства работ, посвященных надежности головок цилиндров, трещины на огневом днище дизелей являются трещинами термической усталости металла [91].

«Трещины в межклапанных перемычках начинают своё развитие с микротрещин на поверхности камеры сгорания и особенно часто возникают в головках дизелей с непосредственным впрыском топлива» [44,91]. Трещины начинаются на кромках клапанных отверстий и отверстий под распылитель форсунки (в зависимости от конструкции ГЦ) Кромки этих отверстий являются концентраторами напряжений. В дальнейшем трещины развиваются по ширине перемычки до полного ее разрушения [37,92,93].

Механизм образования трещин рассмотрен рядом авторов в работах [58,31, 94, 53, 34, 68, 89, 91] и, в основном, может быть представлен в следующем виде. «Центральная часть огневого днища (зона межклапанной перемычки) при работе двигателя подвергается действию высоких температур (до 670К и выше), то есть является зоной местного перегрева. Эта часть стремится расшириться в соответствии с коэффициентом температурного расширения для данного металла при данной температуре. Однако расширению препятствует менее нагретая периферийная зона огневого днища. В результате центральная часть днища испытывает высокие напряжения сжатия, причем перепад температур между центральной и периферийной частями настолько велик, что термические сжимающие напряжения превышают предел текучести металла головки» [28]. «При длительном воздействии таких повышенных температур и сжимающих температурных напряжений в поверхностных слоях огневого днища возникают значительные пластические деформации, которые при охлаждении приводят к высоким растягивающим напряжениям из-за потерянной длины при релаксации металла перемычки. Высокие растягивающие напряжения особенно опасны для чугуна, из которого отливаются головки цилиндров подавляющего большинства тракторных дизелей, так как предел его прочности при растяжении примерно в 3–4 раза меньше, чем при сжатии» [68].

В результате значительного числа теплосмен(нагрев-охлаждение) при работе двигателя поверхностные слои металла испытывают знакопеременные деформации, что приводит к постепенному увеличению остаточных растягивающих напряжений и усталостных изменений от их воздействия. Такие явления в малопластичных материалах, к которым относится чугун, могут привести к разрушению даже при малом числе теплосмен [31].

Головка цилиндров находится в сложном напряженном состоянии, поэтому развитию трещин способствуют различные виды напряжений: остаточные, монтажные, а также циклические изменяющиеся от сил давления газов и температурных градиентов напряжения в поверхностном слое.

«Рост появившихся микротрещин интенсифицируется из-за процессов окисления под действием агрессивной среды продуктов сгорания дизельного топлива. Объем окислов в 2–3 раза превышает объем не окисленного металла, что способствует дальнейшему росту и развитию трещин» [55]. «Окислительные процессы могут интенсифицироваться под влиянием знакопеременных нагрузок, вызванных действием механических и температурных напряжений в головке цилиндров» [53]. Поэтому задача повышения термоусталостной прочности головок блоков при их восстановлении и изготовлении является актуальной и требует более глубокого изучения.

1.6 Способы восстановления головок цилиндров дизелей

Существующие способы восстановления головок блоков цилиндров с трещинами можно объединить в следующие группы:

Группа способов механической заделки трещин. Одним из способов заделки трещин в этой группе является способ фигурных вставок. «Сущность способа заключается в стягивании кромок трещины установкой в специально подготовленные пазы металлических фигурных вставок. Фигурные вставки представляют собой цилиндры, изготовленные из малоуглеродистой стали методом штамповки и соединенные перемычками. Форма подготовляемого паза корпусной детали с трещиной должна соответствовать форме вставки, т.е. паз состоит из ряда

цилиндрических отверстий, соединенных между собой пропилом по ширине равным ширине перемычки вставки. Для обеспечения герметичности трещины вставки запрессовываются с использованием эпоксидного композиционного материала» [50, 95] (рис. 1.9).

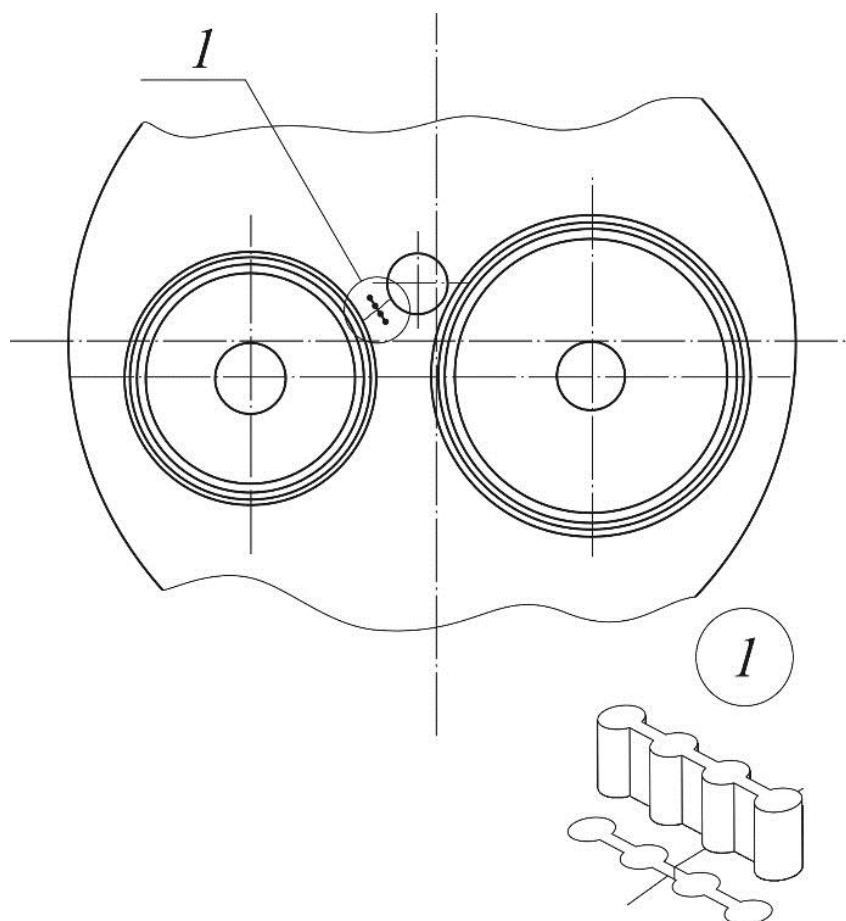


Рисунок 1.9 - Способ фигурных вставок

Процесс устранения трещин фигурными вставками состоит в подготовке паза под фигурную вставку, запрессовке фигурной вставки в паз, зачистке поверхности со вставкой. При подготовке паза под вставку вначале по накладному кондуктору сверлят отверстия перпендикулярно трещине, а затем удаляют перемычки специальной просечкой. Вставки устанавливают на расстоянии $2,5-4,0 \cdot 10^{-3}$ м друг от друга. При длине трещины до $4,0 \cdot 10^{-3}$ м устанавливают одну вставку. Эффект стягивания трещины достигается из-за неодинаковости шагов (разность равна $0,2 \cdot 10^{-3}$ м) между просверленными отверстиями и элементами вставки.

В качестве недостатков следует отметить, что данный способ может применяться в головках цилиндров вихрекамерных дизелей, у которых межклапанные перемычки имеют достаточную ширину. В дизелях с непосредственным впрыском топлива типа ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41, А-01М из-за особенностей конструкции ГЦ возможна установка стягивающей фигурной вставки лишь в перемычках в сторону выпускного клапана.

Второй способ в группе основан на том, что трещины могут быть ликвидированы с помощью штифтов. Концы трещины, определенные "керосиновым пробоем", засверливают сверлом диаметром $4-5 \cdot 10^{-3}$ м и вдоль трещины тем же сверлом засверливают отверстия на расстоянии $6-7 \cdot 10^{-3}$ м. Во всех отверстиях нарезают резьбу и в них ввинчивают резьбовые штифты из мягкой стали или меди, которые должны выступать над поверхностью на $1-2 \cdot 10^{-3}$ м. После этого засверливают отверстия между штифтами с перекрытием штифтов не менее чем на $1/4$ диаметра. В отверстиях нарезают резьбу и ввинчивают в них штифты, обрубавшие заподлицо. Концы выступающих штифтов зачеканивают, как показано на рис. 1.10.

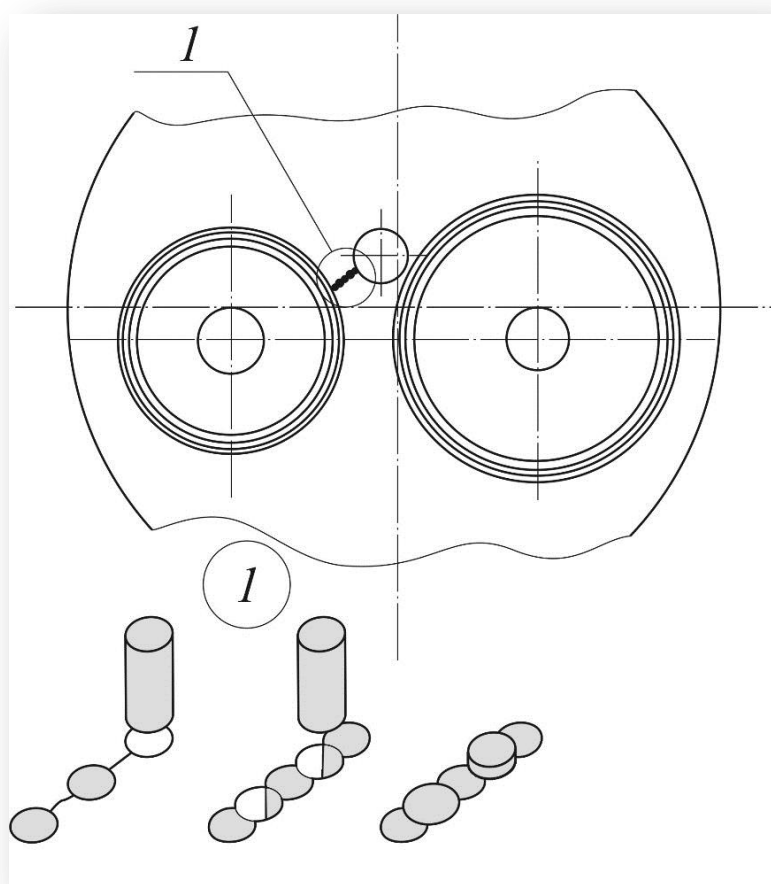


Рисунок 1.10 - Способ применения штифтов.

Данный способ на практике применяется для трещин небольшой длины, когда распространение трещины в длину можно остановить, засверлив ее концы. Когда трещина расположена между двумя отверстиями (форсуночным и гнездом клапана) способ не эффективен.

Также для устранения трещин может быть применен способ, основанный на использовании фигурных пазов и совмещении тепловых напряжений с усадочными деформациями металлов при остывании.

Эта операции этого способа выполняются следующим образом: деталь устанавливают на монтажный стол трещиной вверх. Затем, отступая от концов трещины на $4-5 \cdot 10^{-3}$ м, сверлят отверстия на $2/3$ толщины стенки диаметром $3,5-4,5 \cdot 10^{-3}$ м. После этого в ремонтируемой детали по обе стороны от трещины перпендикулярно к ней на одной прямой сверлят ряд отверстий диаметром $4,5 \cdot 10^{-3}$ м под углом $0,5-5^\circ$ к вертикальной оси. Перемычки между отверстиями удаляются, в результате этого получается фигурный паз.

По обе стороны трещины, нагревом газовой горелкой, создаются напряжения, смыкающие трещину с некоторым усилием.

В просверленные отверстия заливается расплавленный металл по прочности превосходящий металл ремонтируемой детали, и проводят охлаждение струей воздуха с капельками воды, находящимися в ней во взвешенном состоянии. Расплавленный металл, остывая в фигурных пазах, образует фигурные вставки, которые увеличивают стягивающие усилия, создаваемые напряжениями в основном металле от нагрева детали на границе трещины. Расстояние от трещины до зоны нагрева равно двум толщинам ремонтируемой детали.

Данный способ восстановления не требует применения точных кондукторов для сверления отверстий, однако имеет те же недостатки, что и первый из перечисленных способов восстановления ГЦ и, дополнительно, при нагреве из-за разницы в тепловом расширении материала ГЦ и материала заливной вставки возможно нарушение герметичности сопряжения.

Для заделки трещин, сколов, прогаров и других дефектов в корпусных деталях двигателя американская фирма SEAL-LOCK разработала собственный метод.

Его сущность заключается в создании связей между соединяемыми деталями на молекулярном уровне при обычной температуре. Данная технология является «холодной сваркой». Этот процесс известен специалистам достаточно давно, однако практическое применение для массового ремонта автомобильных двигателей он нашел совсем недавно. Метод состоит в следующем: локализуются трещины магнитным детектором; засверливаются концы трещины для предотвращения дальнейшего ее распространения; с помощью специального кондуктора готовятся места поперек трещины с шагом, согласно инструкции ($19 \cdot 10^{-3}$ м), для установки трех или пяти-дольных «скрепок»; специальной жидкой сваркой «FLUID WELD» смазываются посадочные места; устанавливаются трех или пятидольные «скрепки» (забиваются молотком); конусным метчиком подготавливаются места под конусные резьбовые вставки «СЕАЛАНС»; в нарезанное отверстие на несколько капель жидкой сварки «FLUID WELD» вставляются конусные резьбовые вставки «СЕАЛАНС» в подготовленные отверстия и затягиваются до тех пор, пока их головки не будут срезаны; используя пневмомолоток производится проковка ремонтной зоны.

По сути, этот способ - комбинация предыдущих способов, фигурных вставок и штифтов, но и недостатки прежних способов ему также присущи. Поэтому, в основном он используется для заделки трещин в блоках цилиндров.

Следующая группа способов восстановления трещин в корпусных деталях из чугуна – способы основанные на принципах сварки материалов.. Заварка трещин в головках (рис. 12) из серого чугуна может выполняться в холодную, электродами из монельметалла МНЧ-1, МНЧ-2(сплав никеля, меди, железа, марганца), никелевыми прутками ОЗЧ-3, ОЗЧ-4, ОЗЖН-1, ПАНЧ-11, медными стержнями ОЗЧ-2 и ОЗЧ-6 диаметром $3-4 \cdot 10^{-3}$ м дугой постоянного тока 150А(участками $30 \cdot 10^{-3}$ м, которые сразу же проковываются) или с предварительным подогревом до 873-923К. В последнем случае заварка ведется ацетилено-кислородным пламенем чугунными прутками, при этом флюсом служит бура.

Восстановление головок из алюминиевых сплавов производится электродами ОЗА-2 на токе обратной полярности из расчета 35–45 А на один миллиметр диаметра электрода. Высокое качество работ обеспечивает аргонно-дуговая сварка.

«Во всех случаях рекомендуется предварительный и последующий (после сварки) нагрев детали до температуры 573К. Способы подготовки трещины к сварке следующие: с помощью пневматической шлифовальной машины вулканизовым абразивным кругом разделяют трещину на всю глубину. Ширина разделки трещины $7-8 \cdot 10^{-3}$ м. Конец трещины следует предварительно засверлить сверлом $5 \cdot 10^{-3}$ м. После этого ведут заварку. Сварку ведут короткой дугой обратной полярности» [91].

Однако, как показывают исследования термостойкости деталей восстановленных заваркой, их термоусталостная прочность не превышает 30 - 35% от уровня термоусталостной прочности новой головки цилиндров. Повышенные остаточные напряжения после сварки и увеличение хрупкости, возникающее при отбеле чугуна в переходных зонах, приводят к образованию новых трещин.

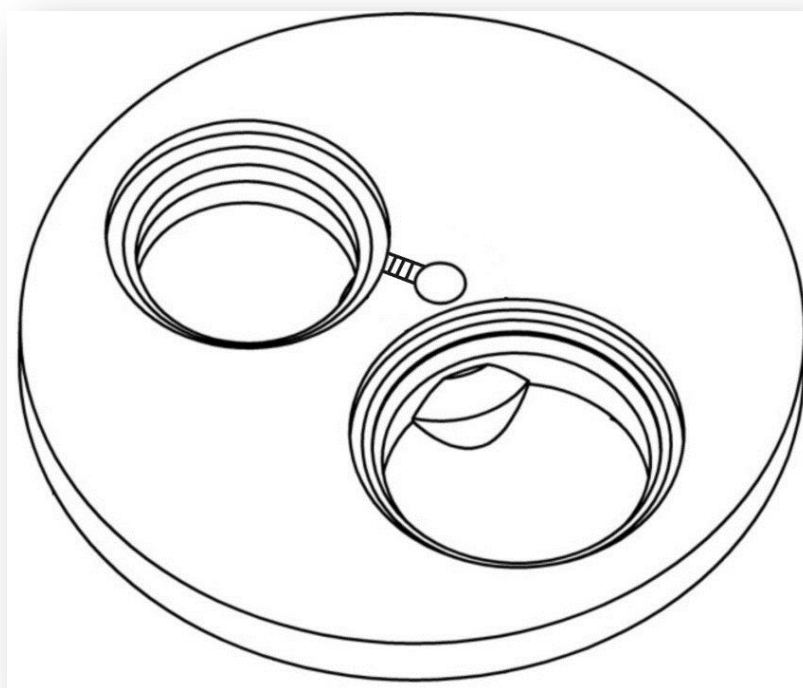


Рисунок 1.11 - Способ заварки трещин

Известны способы, когда образовавшиеся при эксплуатации термоусталостные трещины восстанавливаются путем обработки изделия с помощью концентрированных источников энергии (лазерного луча). Восстановление деталей с

термоусталостными трещинами выполняют путем оплавления трещин источником с высокой плотностью энергии. При этом предварительно осуществляют подогрев изделия до температур, обеспечивающих формирование в окрестности вершины трещины поля напряжений определяемого коэффициентом интенсивности, меньшим, чем критическая величина вязкости разрушения [96]..

Восстановление головок цилиндров методом газодинамического формирования металлических покрытий оборудованием ДИМЕТ®, основано на закреплении твердых металлических частиц, обладающих большой кинетической энергией, на поверхность подложки в процессе высокоскоростного удара. Данным способом устраняются микротечи, небольшие трещины и другие сквозные дефекты в алюминиевых (рисунок 1.12), стальных, чугунных деталях двигателя (головка блока цилиндров, блок цилиндров, крышки, кожухи, коробка переключения передач и пр.).



Рисунок 1.12 - Способ газодинамического формирования металлических покрытий оборудованием ДИМЕТ®

Однако, следует отметить, что в качестве наносимых порошковых материалов используются в основном цветные металлы и данных о долговечности и тер-

моусталостной прочности деталей после заделки трещин в литературе не представлено.

Следующий способ открыл новое направление в подходах к решению проблемы снижения тепловой напряженности межклапанных перемычек в головках с непосредственным впрыском топлива. Это способ армирования форсуночного отверстия втулками из теплопроводных материалов (рис. 1.13) [85].

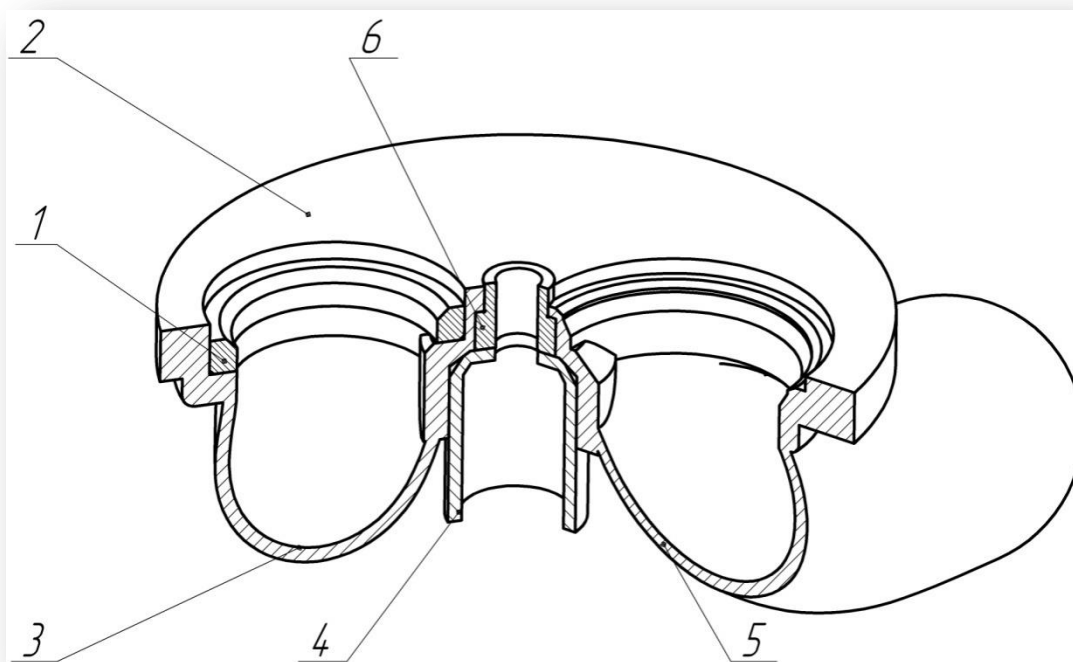


Рисунок 1.12 - Армирование форсуночного отверстия втулками из теплопроводного материала: 1 – седло клапана; 2 – тепловоспринимающая поверхность огневого днища головки блока цилиндров; 3 – патрубок выпускного клапана; 4 – форсуночный стакан; 5 – патрубок впускного клапана; 6 – втулка из теплопроводного материала

В предварительно рассверленное специальным ступенчатым зенкером форсуночное отверстие запрессовывается втулка из теплопроводного материала (медь МЗ). Трещины малого размера (до $2 \cdot 10^{-3}$ м) могут быть выведены при рассверливании. В результате этой операции увеличивается теплоотвод и выравнивается температурное поле, снижается термическая напряженность огневого днища головки блока в самом теплонапряженном месте. Благодаря этому развитие трещин

прекращается, и термостойкость повышается в 2–3 раза. Но как способ восстановления ГЦ с трещинами он имеет ограничения. головки цилиндров с трещинами $5 \cdot 10^{-3}$ м и более этим способом восстанавливать не целесообразно, т.к. развитие трещины замедлится, но не остановится. Второй причиной ограничения данного способа в применении является его относительная сложность и относительная стоимость.

1.7 Выводы по разделу

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, В.И. Казарцев, И.С. Левитский, В.М. Михлин, А.В. Николаенко, А.Э. Северный, Н.Ф. Тельнов, И.Е. Ульман, В.И. Черноиванов, Г.П. Шаронов и др. [95, 97...101]. 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.

Научное и практическим исследованиям, посвященным вопросам изучения тепловой напряженности, а также разработке мер, направленных на снижение вероятности появления трещин посвящены работы Н.Д.Чайнова, И.В.Исаева, А.Е.Яковишина, А.С.Орлина, Б.А.Взорова, Б.С.Стефановского, Н.Х.Дьяченко, М.Г.Круглова, Ю.С.Мосина, В.М.Фомина, Н.П.Вознесенского, А.Н.Логвиненко, А.Ф.Винокуровой, А.Н.Красавина, И.А.Коваля, В.Ю.Вахтеля, Ф.А.Бреймона, О.К.Никольского, Г.Д. Межецкого, В.А. Стрельникова и др. Среди зарубежных Р.Бертодо, Т.Картера, А.Дердена, Д.Алкока, Д.Шиткая, С.Тайра, Р.Отаки, К.Хеллона и др. [28, 30, 32, 44, 55 - 57, 79, 82, 85, 91, 102 - 112]. Несмотря на значительное количество проведенных исследований, вопросы оценки теплонапря-

женности, 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.

Значительное влияние на термоусталостную прочность оказывает неравномерность нагрева по рабочей поверхности и по толщине огневого днища. Однако эти вопросы не нашли достаточного отражения в публикациях по технологии ремонта машин.

Имеющие место разрушения головок цилиндров, изготавливаемых из различных материалов и работающих на разных двигателях, а также компрессорах (для перекачки газа на далекие расстояния), нельзя объяснить действием только рабочих температурных напряжений.

Последнее подтверждает и то обстоятельство, что разрушение не наступает сразу, а происходит лишь через некоторое время [96]. Температурные колебания наружных слоев металла невелики (особенно для быстроходных двигателей) и быстро затухают с увеличением расстояния от огневой поверхности.

Уровень напряжения от сил давления газов в элементах днища головки также незначительны. При этом, с одной стороны, количество таких циклов столь велико, что разрушение наступило бы во всех случаях намного раньше, чем это имеет место в эксплуатации. С другой стороны, число смен режимов, приводящих к значительным изменениям температурного состояния наиболее нагретых деталей дизелей (макротеплосмен), существенно меньше и составляет для различных типов двигателей несколько десятков тысяч (пуски, остановки, изменения режима работы и т.д.).

Если сжимающие напряжения, возникающие в перемычках головок цилиндров при нагреве, не превосходят условного предела пропорциональности материала, то работоспособность детали должна быть высокой, так как даже при значительной нагрузке, включая останов, не приведут к появлению столь опасных при переменном нагружении деформаций растяжения [72,73]. Поэтому для деталей двигателей, компрессоров с высоким ресурсом, сжимающие температурные

напряжения в днище головок цилиндров не должны превышать предела пропорциональности материала при соответствующей температуре.

Известные теоретические оценки прочности материала [74,75, 76,77], основаны на суммировании усталостных и длительных статических повреждений. Для определения величин, входящих в эти зависимости, в общем случае необходимо выполнить расчеты на неустановившуюся (в частности циклическую) ползучесть.

Однако в настоящее время такие расчеты для корпусных деталей ЦПГ выполнить невозможно из-за практически полного отсутствия экспериментальных данных о применяемых в дизелестроении материалах в условиях неизотермического циклического нагружения.

Пока, возможна лишь качественная оценка прочности отдельных деталей, создающих камеру сгорания (ЦПГ) [78]. Для качественной оценки всех факторов, влияющих на долговечность работы деталей дизелей при знакопеременной температуре, необходимо рассмотреть каждый фактор, влияющий на повышение уровня напряжений и деформаций и их совместное влияние.

Несмотря на сравнительно большой объем работ, выполняемый по повышению экономичности и ресурса дизелей за счет дальнейшего совершенствования конструирования, применения более термостойких материалов, уровень решения изучаемой проблемы в настоящее время не удовлетворяет возрастающим требованиям эксплуатационников.

Анализ состояния проблемы на современном этапе развития науки и техники позволяет считать, что проблема повышения термоусталостной прочности деталей как новых, так и после их ремонта является весьма сложной (по причине многочисленных факторов, влияющих на долговечность теплонапряженных деталей), эффективное решение ее необходимо в интересах народного хозяйства.

Проведенный анализ позволил сделать следующие выводы:

1. Установленные нормативные сроки службы отремонтированных дизелей, в сущности, не соблюдаются и не соответствуют фактическим. Ресурс отремонтированных дизелей составляют 40...60 % ресурса новых.

2. Одной из корпусных и наиболее сложных ресурсных деталей дизелей является головка цилиндров, основным дефектом которой является термоусталостные трещины между гнездами клапанов и отверстием под форсунку.
3. Анализом литературных источников и исследованиями, проведенным на семи ремонтных заводах установлено, что при ремонте дизелей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Н, ЯМЗ-241, ЯМЗ-240Н1Д, А-41 и А01М трещины в головках и крышках цилиндров составляют до 85 %, причем головки ЯМЗ-240Н1Д выбраковываются уже после наработки около 2000-2500 тысяч моточасов.
4. 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 $5 \cdot 10^{-3}$ м.
5. Все приведенные способы восстановления ГЦ носят узкий, ремесленнический характер, в принципе не могут обеспечить высокие ресурсные показатели, что по техническим и экономическим причинам не позволяет обеспечивать их использование в практических целях.
6. 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 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.
7. Несмотря на очевидную актуальность комплексного исследования при разработке технологии восстановления, большая часть работ посвящена изучению не отдельных факторов влияющих на термоусталостную прочность головок цилиндров а на восстановление работоспособности. Они не раскрывают при-

чин и сущности появления и влияния термических и механических напряжений в условиях эксплуатации ГЦ и не предназначены на их устранение последствий их воздействия с обеспечением полного ресурса.

8. Выявлена низкая термоусталостная прочность чугунов, применяемых для головок и крышек цилиндров дизелей при их изготовлении. Характерным является то, что каждая фирма, изготавливающая головки и крышки цилиндров, применяет свой по химическому составу чугун, в то время как термоусталостная прочность их отличается от других фирм незначительно, а характер дефектного состояния идентичен.

Анализ исследований литературных источников показывает, что оптимальное решение проблемы повышения термомеханической прочности головок и крышек цилиндров дизелей может быть найдено при комплексном рассмотрении всех основных факторов, влияющих на долговечность этих сложных деталей, определяющих ресурс двигателя.

Это обуславливает необходимость дальнейшего развития и углубления экспериментальных и теоретических исследований данной проблемы и в частности:

- расчета температурных полей и напряжений на поверхности огневого днища и по его толщине, при разработке технологии восстановления ГЦ;
- влияния релаксации напряжений на термическую усталость и динамику роста трещин головок цилиндров;
- снижения температурных градиентов за счет разработки более совершенных способов восстановления.

2 Методология и методы выполнения работ. Структура исследования

Методология исследований строилась на принципах объективности тепловых процессов в деталях газораспределения 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.

Для определения вероятностной погрешности получаемых величин физических измерений, производилась математическая обработка результатов измерения согласно ГОСТ Р 8.736-2011 «Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений» и МИ 1317-04 «ГСИ. Результаты и характеристики погрешности измерений. Формы представления. Способы использования при испытаниях образцов продукции и контроле их параметров».

На рисунке 2.1 представлена структурно-логическая схема научно-исследовательских работ для разработки новых методов повышения долговечности теплонапряженных корпусных деталей на примере ГЦ и способов прогнозирования их долговечности после восстановления.



Рисунок 2.1 - Структурно-логическая схема диссертационного исследования:
«Повышение долговечности корпусных деталей компенсаторами температурных напряжений
(на примере головок цилиндров автотракторных двигателей ЯМЗ и АМЗ)»

2.1 Методика сбора и статистической обработки данных о дефектах головок цилиндров

Первым этапом исследований являлся сбор и статистическая обработка информации по дефектам головок цилиндров тракторных дизелей, поступающих в капитальный ремонт. Исследования проводились на ремонтных предприятиях Саратовской и Самарской областей, непосредственно на участках дефектации по соответствующим техническим требованиям, с целью выявления неисправностей и повреждений, по причине которых головка блока цилиндров наиболее часто выходит из строя. Статистическая обработка проводилась по следующей методике [100]

Все полученные экспериментальные данные последовательно, в порядке возрастания заносятся в таблицу.

При необходимости составлялся статистический ряд (если число образцов > 25).

Определялось среднее значение показателя надежности и среднеквадратическое отклонение, которое позволяло произвести проверку на выпадающие точки, при наличии выпавших точек статистический ряд заново перестраивался.

Среднее значение показателя надежности:

$$\bar{t} = \sum_{i=1}^n t_{ci} p_i, \quad (2.1)$$

где $\bar{t}_{ci}$ – значение середины i -го интервала;

p_i –опытная вероятность.

Среднеквадратическое отклонение:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n (t_{ci} - \bar{t})^2 p_i}, \quad (2.2)$$

Проверка на выпадающие точки (верхняя и нижняя границы):

$$t_H^B = \bar{t} \pm 3 \cdot \sigma, \quad (2.3)$$

Определялся коэффициент вариации, позволяющий выбрать закон распределения случайной величины и определить для выбранного закона дифференциальную и интегральную функции;

Коэффициент вариации:

$$v = \sigma / (\bar{t} - C), \quad (2.4)$$

где C - смещение рассеивания показателя надежности.

При $v \leq 0,3$ выбирают закон нормального распределения, при $v \geq 0,5$ – закон распределения Вейбулла. Если же коэффициент попадает в промежуточный интервал, выбирают тот закон, который лучше совпадает с распределением опытной информации.

Затем определяются доверительные границы рассеивания, абсолютная и относительная предельные ошибки:

$$\delta_\beta = \frac{\bar{t}_{ДГ}^B - \bar{t}}{\bar{t} - C} \cdot 100\%, \quad (2.5)$$

где $\bar{t}_{ДГ}^B$ - верхняя доверительная граница.

В результате проведенных нами исследований, а также по результатам анализа работ ряда авторов, было отмечено, что дефектом, по причине которого головка цилиндров наиболее часто выходит из строя, является термоусталостные трещины в межклапанных перемычках.

2.1.1 Методика исследования глубины термоусталостных трещин и характера их распространения

Выше было отмечено, что одним из основных дефектов головок цилиндров двигателей с непосредственным впрыском топлива в цилиндр являются термоусталостные трещины в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов газораспределения. Оценка возможностей восстановления ГЦ с этим дефектом потребовала более глубокого исследования механизма их возникновения, характера распространения, глубины и особенностей развития термоусталостных трещин.

Для измерения глубины и анализа характера распространения трещин был использован электропотенциальный дефектоскоп ЭПД-3 неразрушающего контроля, разработанный Центральным научно-исследовательским институтом тяжелого машиностроения (ЦНИИТМАШ). На рисунке 2.2 представлен общий вид прибора с измерительным зондом.



Рисунок 2.2 - Общий вид электропотенциального дефектоскопа ЭПД-3.

Принцип действия электропотенциального дефектоскопа основан на прохождении токов высокой частоты в поверхностном слое металлов, огибая различного рода препятствия и трещины (рисунок 2.3). При помощи крайних электродов зонда к поверхности детали подводится ток высокой частоты, который, огибая трещину, создает разность потенциалов на её краях, тем большую, чем большей величины трещина. Разность потенциалов измеряется при помощи средних контактов и селективного микровольтметра.

При исследованиях материалов, отличающихся от материалов образца-эталоны для настройки прибора (сталь 45), необходимо проводить тарировку прибора по образцам, вырезанным из ГЦ или изготовленным из заготовок максимально соответствующим по химическому составу и механическим свойствам исследуемому материалу (серый чугун СЧ 25).

Учитывая это, из чугуна по химическому составу идентичному материалу ГЦ нами были изготовлен образец для настройки прибора (рисунок 2.4) и получения тарировочной кривой.

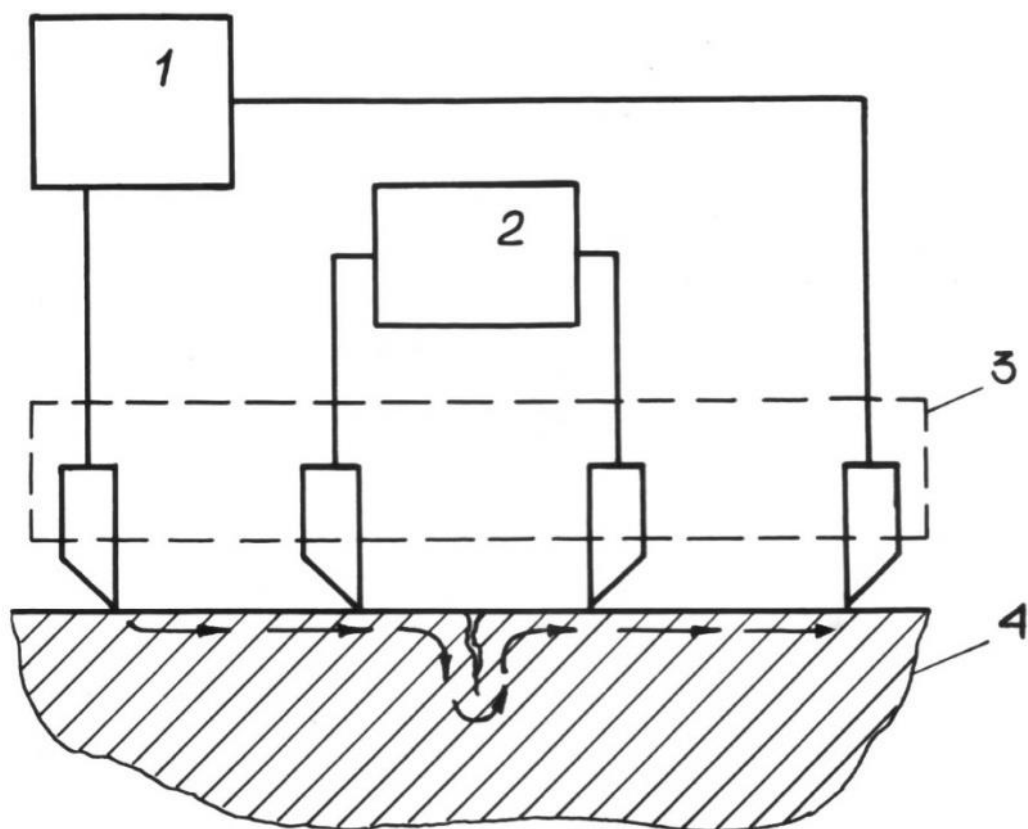


Рисунок 2.3 - Блок-схема прибора ЭПД-3:

1-генератор стабильного тока; 2-селективный микровольтметр;

3-четырёхконтактный зонд; 4-исследуемая деталь.



Рисунок 2.4 – Образец из материала аналогичного материалу ГЦ с прорезями, имитирующими трещину глубиной $0-20 \cdot 10^{-3}$ м.

Перед началом исследований проводилась тарировка прибора на подготовленном образце и на образцах межклапанных перемычек с трещинами, врезанными из ГЦ. После измерения глубины трещин прибором перемычки ломались по трещине, и визуально с помощью инструментального микроскопа ИМЦ 150 x50В, по ГОСТ 8074-82, определялась её глубина. В результате построена уточненная тарировочная кривая (рисунок 2.5), позволяющая более точно производить прибором измерения глубины трещин в межклапанных перемычках ГЦ.

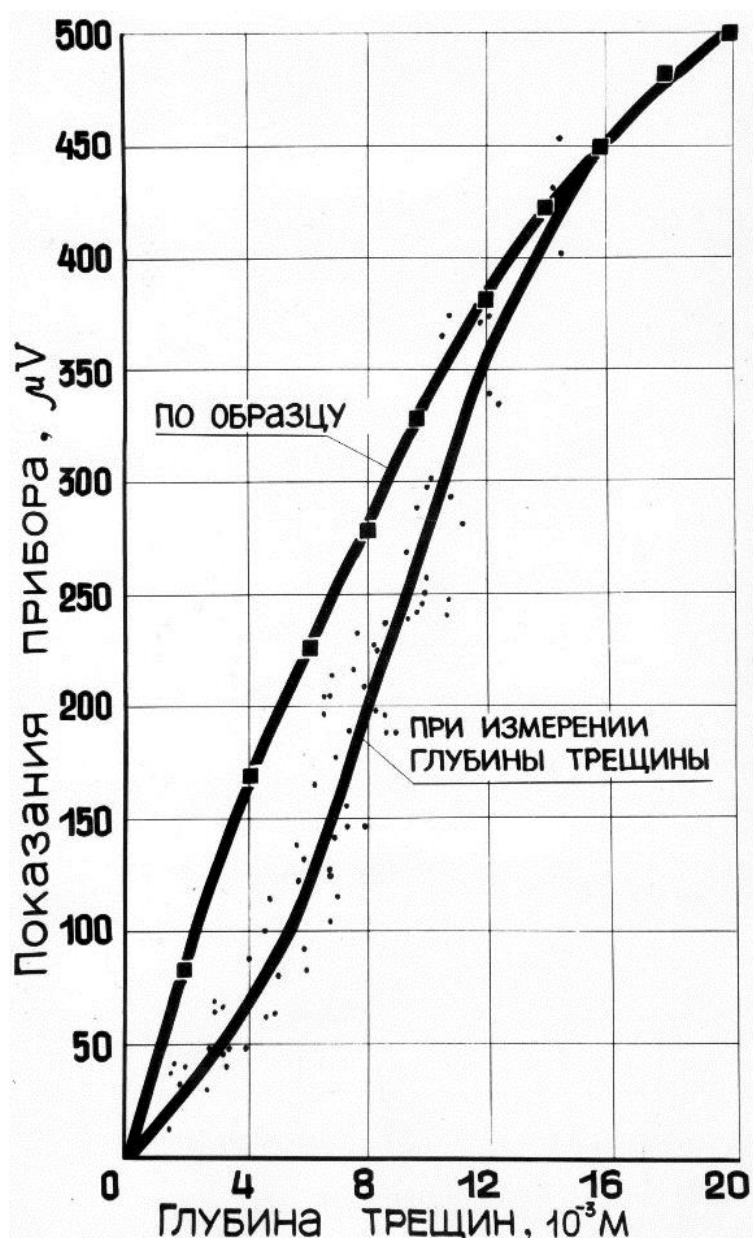


Рисунок 2.5 – Тарировочные кривые для прибора ЭПД-3 по образцу из материала ГЦ и при непосредственном измерении глубины трещин в перемычках после их разлома по трещине

Анализ границ распространения на изломах межклапанных перегородок по трещинам позволил установить характер их распространения в зависимости от глубины проникновения.

Данная методика разработана для исследования фронта распространения в начальный момент зарождения и развития трещин (рисунок 2.6) располагается перпендикулярно биссектрисе угла между цилиндрической образующей форсуночного отверстия и огневым днищем ГЦ (или поверхностью впадины впускного гнезда).

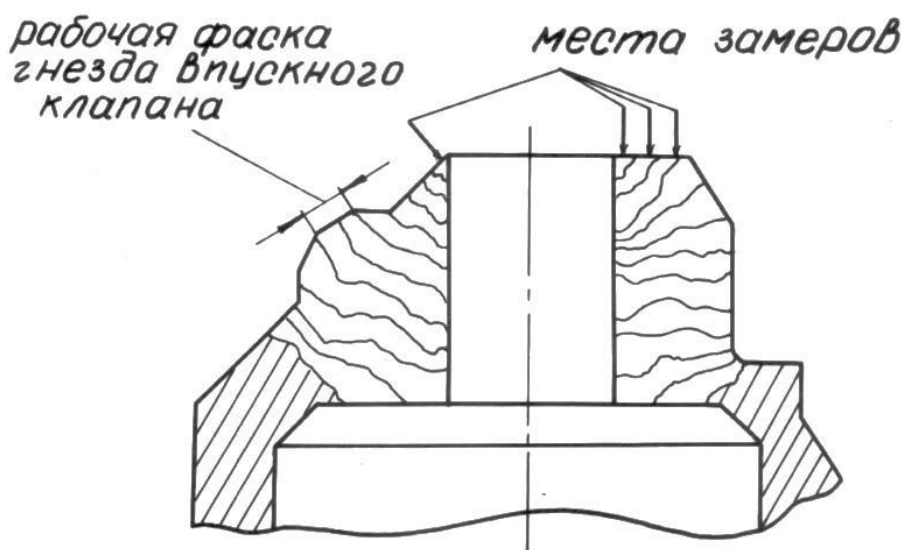


Рисунок 2.6 – Характер распространения термоусталостных трещин в перегородках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов

Далее, по мере роста, фронт распространения трещины в перегородке в сторону гнезда выпускного клапана постепенно разворачивается и становится параллельным огневому днищу, в то время как в перегородке в сторону впускного клапана характер распространения трещины не меняется.

2.2 Методика определения температурных напряжений

Для более углубленного и расширенного изучения температурных напряжений была принята следующая методика расчета: поля напряжений и температур по поверхности и толщине огневого днища рассчитывались с применением ПЭВМ, предварительно выбрав метод и средства расчета.

«Из всех методов расчета, известных на данный момент, метод конечных элементов наиболее полно отвечает требованиям, предъявляемым к расчету температур и температурных напряжений. Одной из основных концепций этого метода является идея аппроксимации непрерывной функции (температур, напряжений, перемещений) дискретной моделью кусочно-непрерывных функций, каждая из которых определена на конечном элементе. Для аппроксимации обычно используют полные или неполные полиномиальные функции различного порядка» [84].

Из представленных средств расчета использовалась программа Design Space многоцелевого конечно-элементного пакета Ansys Workbench Suite 7.0 для инженерного анализа широкого круга инженерных дисциплин (прочность, теплофизика, динамика жидкостей и газов и электромагнетизм). Ansys Workbench Suite 7.0 широко используется в мировой практике, для решения подобных задач.

«Объектом исследования в нашем случае является головка цилиндров дизельного двигателя ЯМЗ-240Б (ЯМЗ-238НБ). Была создана математическая модель теплонапряженности огневого днища данного дизеля в рабочем состоянии. Математическая модель, предлагаемая в настоящей диссертации, достаточно точно отражает геометрию формы и условия работы дизеля. Граничные условия, заложенные в математической модели, подробно описаны в третьем разделе. Эта методика задания термических граничных условий для решения подобных задач, прошла проверку, как теоретически, так и экспериментально. Наряду с термическими граничными условиями, которые отображают рабочий процесс дизеля (отвод тепла со стороны водяной рубашки и его подвод со стороны тепловоспринимающей поверхности) для наиболее полной и достоверной картины деформации и напряженного состояния головки цилиндров должны быть заданы и силовые граничные условия в рамках локализованной (выделенной) математической модели. Давление, создаваемое газами в результате сгорания, принимается равномерно распределенным по всей площади тепловоспринимающей поверхности математической модели. Запрессовка седла клапана и форсуночного стакана учитывается при расчете и задается в программе в разделе «вид сопряжения используемых

объектов». Среди прочих силовых нагрузок необходимо выделить давление форсуночного стакана и форсунки, так как оно локализовано по площади математической модели» [84].

2.3 Методика измерения температур головок цилиндров

Для оценки достоверности установленных граничных условий и определения относительной погрешности результатов теоретических расчетов температурного поля было произведено термометрирование головок цилиндров серийного исполнения и восстановленных одним из предлагаемых способов.

Термометрирование проводилось на наиболее теплонапряженном (номинальном) режиме работы двигателя ЯМЗ-238НБ при $\omega=28,3 \text{ с}^{-1}$ и $N_e=158 \text{ кВт}$. Исследования проводились на двигателе, прошедшем капитальный ремонт, послеремонтную обкатку и испытания в соответствии с техническими требованиями на капитальный ремонт. Для стабилизации температурного режима головок цилиндров перед измерением температур двигатель работал при номинальной нагрузке не менее 5 минут [114].

Стендовые испытания дизелей проводились в соответствии с ГОСТ 18509-88. При этом был использован обкаточно-тормозной стенд КИ 2118А, оборудованный приборами для контроля давления масла в масляной магистрали и в корпусе подшипников турбокомпрессора, дистанционными термометрами для контроля температуры охлаждающей воды и масла в двигателе, а также тахометрами ТЭ 204 ГОСТ 3082-71. Испытания двигателей проводились при работе на дизельном топливе марки «Л»-летнее по ГОСТ 305-82 и масле М-10Г₂ по ГОСТ 8581-78.

Перед началом работы шкалы циферблатов весовых механизмов были тарированы в соответствии с руководством по эксплуатации обкаточно-тормозного стенда конструкции ГОСНИТИ [114]. На рисунке 2.7 представлен общий вид двигателя ЯМЗ-238НБ, оборудованного аппаратурой для измерения температур, установленного на испытательном стенде.

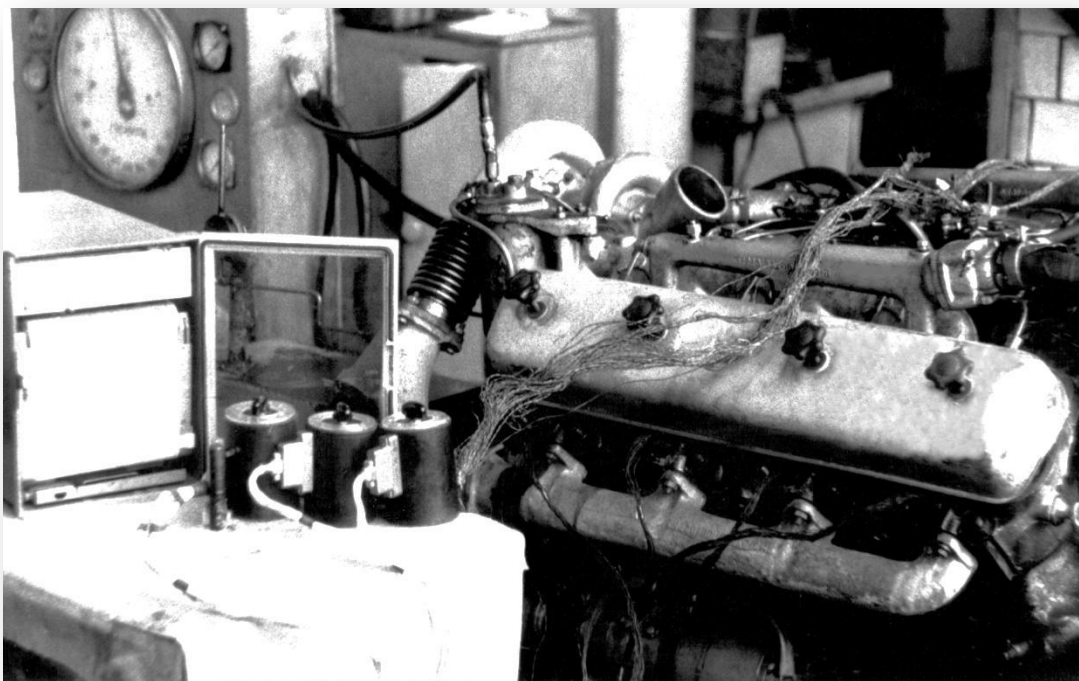


Рисунок 2.7 - Общий вид двигателя ЯМЗ-238НБ, оборудованного аппаратурой для измерения температур, установленного на испытательном стенде

В качестве датчиков при измерениях температур в ГЦ использовались термопары группы ХА. Электроды термопар из проволоки диаметром $0,65 \cdot 10^{-3}$ м сваривались в дуге между угольными электродами с применением флюса специального состава. Затем место спая помещалось в отверстие капсюля (рисунок 2.8) и запаивалось высокотемпературным припоем.

Для установки в серийные ГЦ применялись капсюли №2 (таблица 2.1) средних размеров. В ГЦ составной конструкции использовались капсюли №1 и №3, при этом установка их производилась под углом $25-30^\circ$ к тепловоспринимающей поверхности, чтобы обеспечить возможность измерения температур на поверхности днища и на заданной глубине его в точках, находящихся на одном уровне.

Капсюли устанавливались в отверстия, выполненные сверлением в огневом днище. Свободные концы термопар выводились из ГЦ через полость охлаждения и специальные штуцеры (рисунок 2.9), в которых герметизация осуществлялась с помощью эпоксидной смолы.

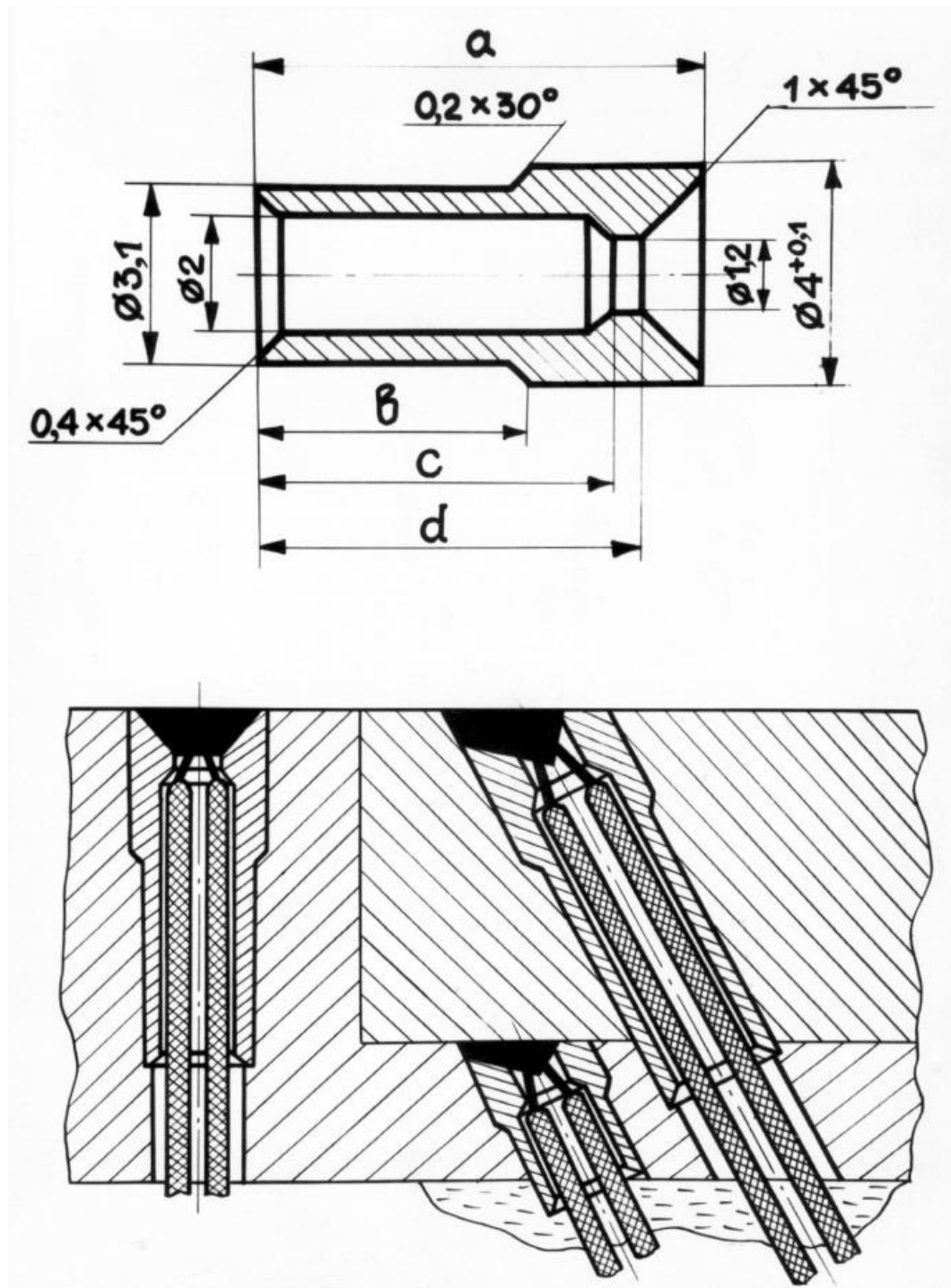


Рисунок 2.8 - Капслюль для термопар и схема установка капслюлей при измерениях температур под вставным днищем

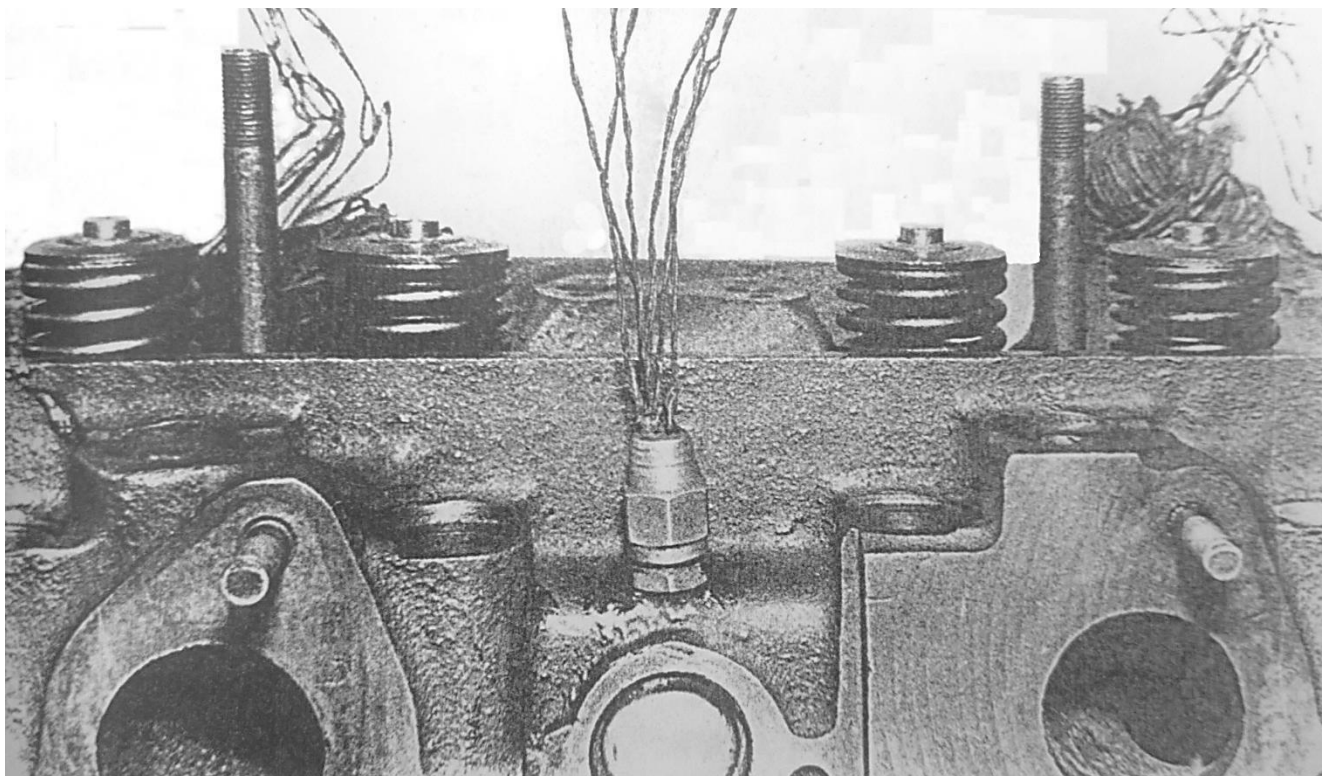


Рисунок 2.9 – Вывод свободных концов термодпар через специальный штуцер из полости охлаждения ГЦ

Таблица 2.1 – Размеры капсюлей для термодпар, $\cdot 10^{-3}$ м

Размер см. рис. 21	№ капсюля		
	1	2	3
a	11	8	6
b	8,5	4,5	2,5
c	9,5	6,5	3,5
d	10	7	5

Подключение термодпар к регистрирующему прибору КСП 2-005 или «Digital Multimeter DT 838» осуществлялось через пакетные переключатели. Схема расположения термодпар по поверхности огневого днища ГЦ представлена на рисунке 2.10.

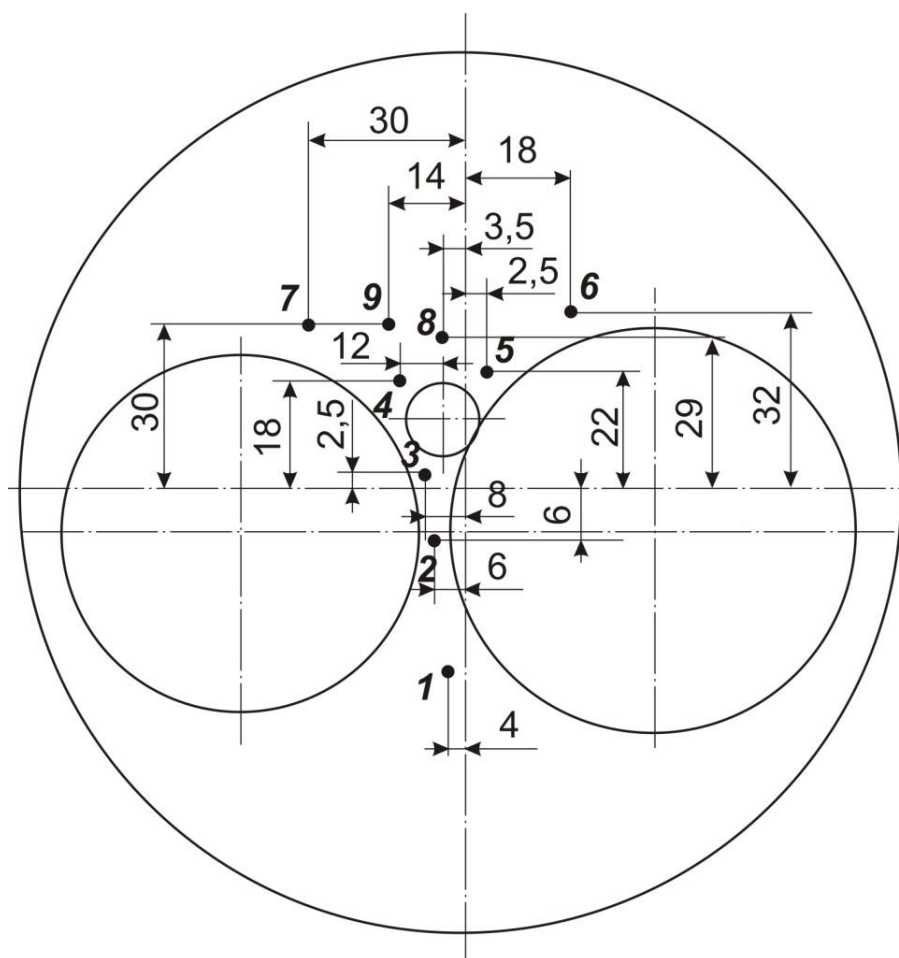


Рисунок 2.10 - Схема расположения точек измерения температур в головке цилиндров двигателя ЯМЗ-238НБ

2.4 Методика термоциклирования образцов с предварительной нагрузкой при ограниченности их линейного расширения

Для оценки закономерности изменения термоусталостной прочности в зависимости от величины предварительного нагружения и увеличения остаточных напряжений в ходе испытаний (создание условий подобных условиям работы ГЦ в реальной эксплуатации, максимально приближенных к условиям работы межклапанных перемычек головки цилиндров дизельного двигателя при работе на режиме номинальной мощности с последующим охлаждением до температур 293-298К) нами была спроектирована и изготовлена специальная установка (рисунки 2.11(а) и 2.11(б)).

Испытания проводились на образцах из чугуна, аналогичного по химическому составу материалу головок цилиндров, при начальных нагрузках от 0 до 105 МПа и температурах 673 и 823 К.

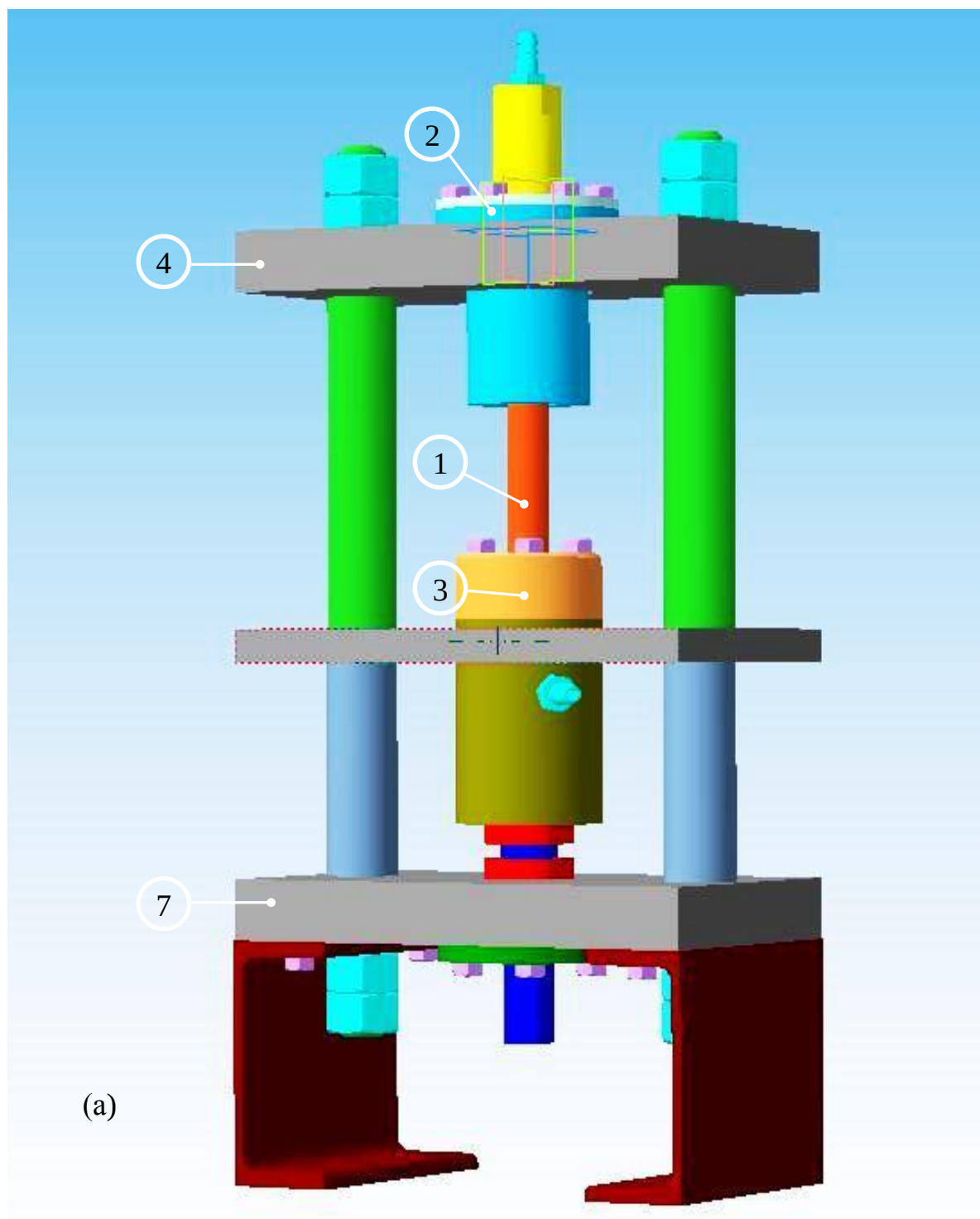
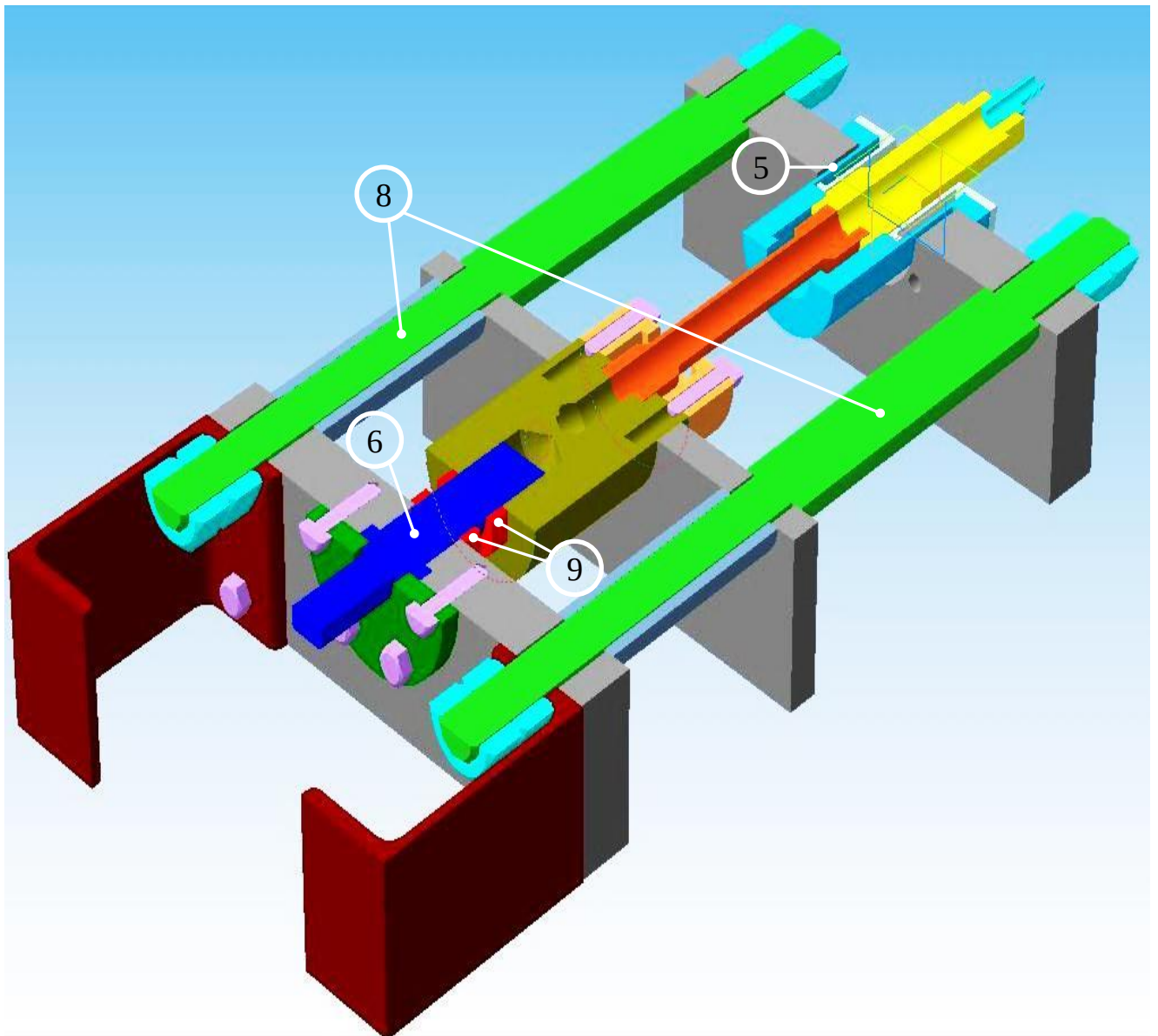


Рисунок 2.11—Установка для термоциклических испытаний с предварительным нагружением и подогревом образца



(б)

Рисунок 2.11–Установка для термоциклических испытаний с предварительным нагружением и подогревом образца: а) – общий вид; б) - в сечении; 1 – образец; 2 – нижний фланец; 3 – верхний фланец; 4 – верхняя плита; 5 – утонченная часть цилиндрической поверхности верхнего фланца; 6 – винт нагрузочный; 7 – нижняя плита; 8 – стойки; 9 – контргайки

Испытываемый образец 1, форма и размеры которого представлены на рисунке 2.12, жестко фиксируется с помощью разрезных конических колец в верхнем 2 и нижнем фланцах 3. Верхний фланец закрепляется неподвижно в верхней плите 4 и имеет на утонченной части цилиндрической поверхности 5 (рисунок 26)

тензометрический мост для регистрации напряжений создаваемых в образце. Нижний фланец имеет возможность осевого перемещения с помощью винта 6 с

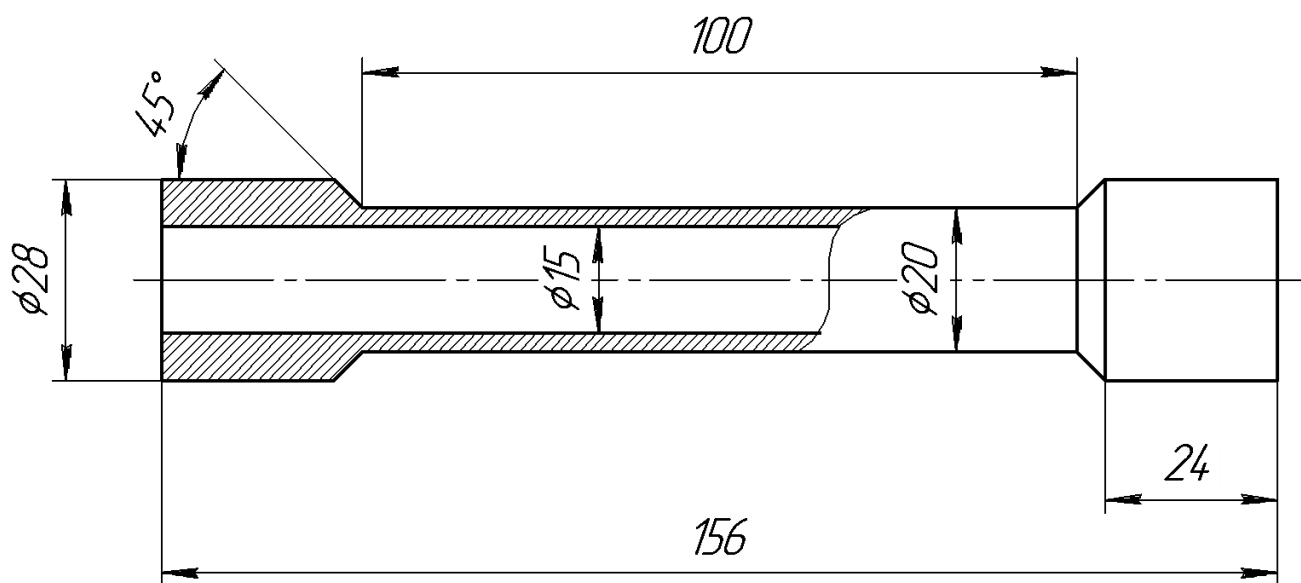


Рисунок 2.12 – Образец для испытаний на термоусталостную прочность

мелким шагом. Положение нижнего фланца, за счет его смещения, позволяет создавать в образце сжимающие и растягивающие напряжения, учитывая, что нижняя 7 и верхняя 4 плиты установки между собой неподвижно связаны массивными вертикальными стойками 8.

Фиксации положения образца способствует пара контргаяк 9. Между нижним и верхним фланцами располагалась специально изготовленная кольцевая печь обеспечивающая эффективный нагрев образца до температур свыше 773K за время не менее трех минут.

В конструкции установки предусмотрена возможность проточного охлаждения образца, а также охлаждения зоны расположения теродатчиков на верхнем фланце (рисунок 2.13). Для автоматизации циклических испытаний на базе созданной установки был смонтирован автоматизированный комплекс, позволяющий создавать в образце предварительные (монтажные) напряжения, осуществлять нагрев до температуры 673-773K в течение 3-х минут, обеспечивать проточное охлаждение до температур 293-298K в течение одной минуты. Установленный

исследовательский цикл повторялся многократно до тех пор, пока не появлялась термоусталостная трещина.

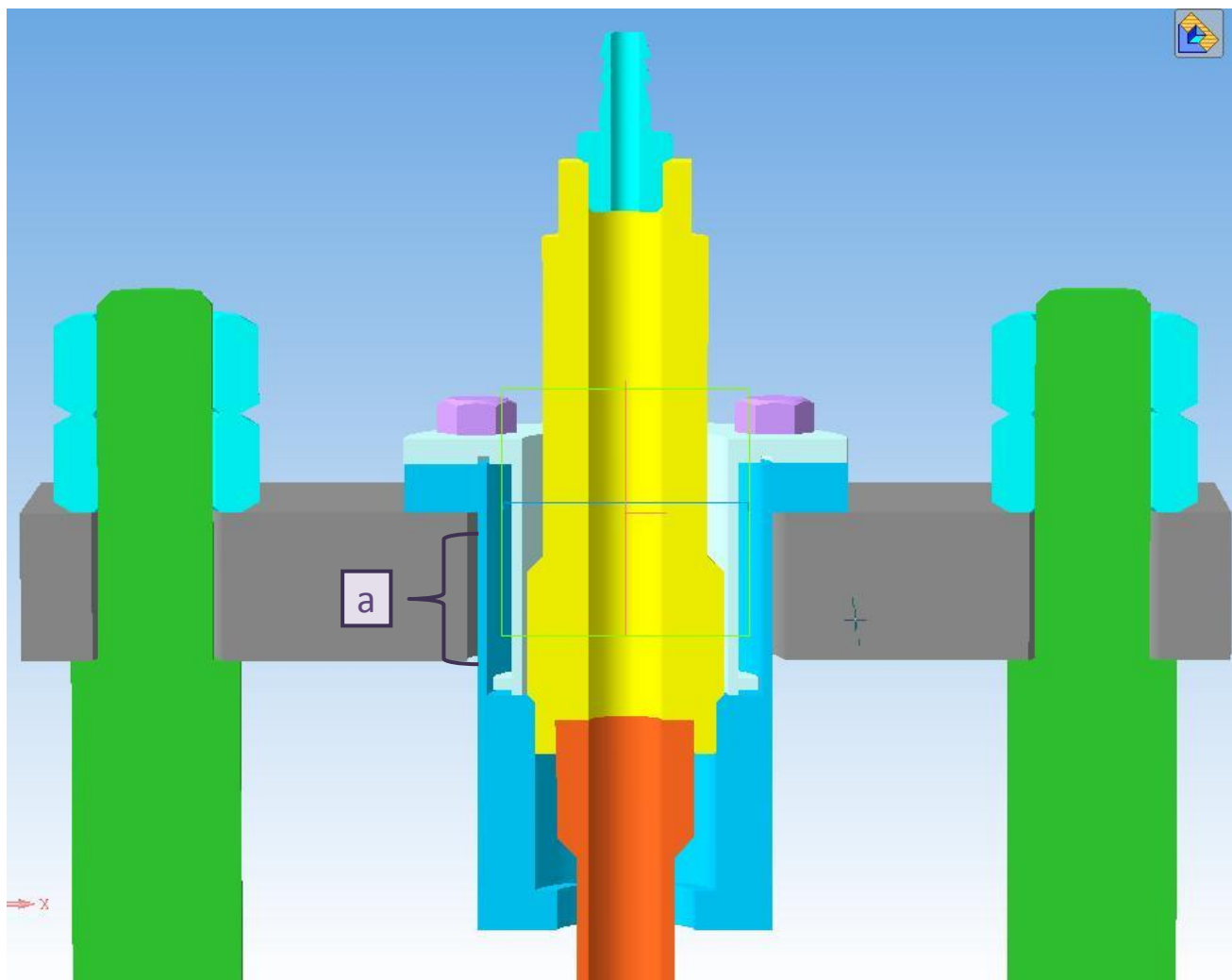


Рисунок 2.13 – Верхний фланец установки: а) – место установки тензометрических датчиков

Электрическая схема автоматизированного комплекса поддержания параметров термоциклических испытаний представлена на рисунке 2.14.

В качестве материала для образцов использовались специально отлитые заготовки из чугуна по химическому составу соответствующие материалу головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ.

Предварительные нагрузки при испытаниях задавались с учетом уровня монтажных напряжений, определяемых по методике, описанной в следующем подразделе. Величина предварительной нагрузки составляла 35Н, 70Н и 105Н. Исследовался также вариант без предварительной нагрузки.

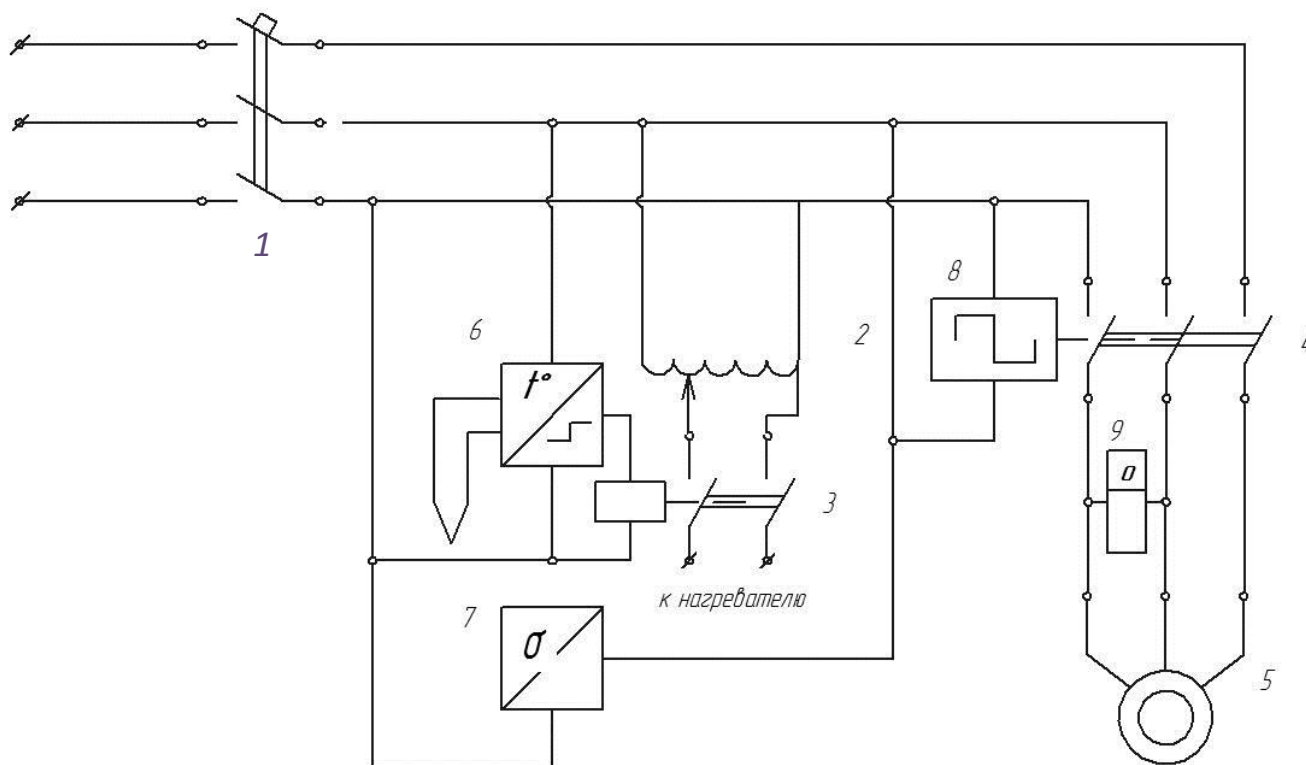


Рисунок 2.14 – Электрическая схема автоматического поддержания параметров циклических испытаний: 1 – центральный рубильник; 2 – лабораторный автотрансформатор; 3- реле включения нагревателя; 4 - реле для включения подачи охлаждающей жидкости; 5 – водяной насос; 6 - потенциометр КСП-2-005; 7 - измеритель статических деформаций ИСД-3; 8 – реле времени; 9 – счетчик циклов.

2.5 Методика тензометрирования головок цилиндров

Исследования монтажных напряжений проводились на серийных ГЦ и восстановленных методом вставных огневых днищ.

Для определения мест концентрации напряжений и дальнейшего измерения их величины была применена методика хрупких тензочувствительных покрытий

[115,116]. В качестве тензочувствительного слоя использовалось твердое покрытие ка-нифоли [117]. Из-за значительной нестабильности характеристик покрытия погреш-ность количественной оценки напряжений может достигать 15% и более [117]. В то же время оценка картины микротрещин, появившихся в покрытии после нагружения ГЦ, позволила установить месторасположение зон с повышенной концентрацией монтажных напряжений. В ГЦ дизеля ЯМЗ-238НБ этими зонами стали переемы между отверстием под форсунку и гнездами клапанов газораспределения.

Исследования величины монтажных напряжений производилось с использова-нием прибора для измерений статических деформаций ИСД-3. Для перевода дефор-маций в напряжения производилась тарировка прибора по образцам, вырезанным непосредственно из головки цилиндров и имеющих форму в соответствии с ГОСТ 9651-73. Тарировочная зависимость приведена на рисунке 2.15. В качестве датчиков использовались тензорезисторы ПКБ-10-200-Б-Ш-25 на бумажной основе с базой $10 \cdot 10^{-3}$ м и сопротивлением 200 Ом. Схема расположения тензометрических датчиков на огневом днище головки цилиндров приводится на рисунке 2.16.

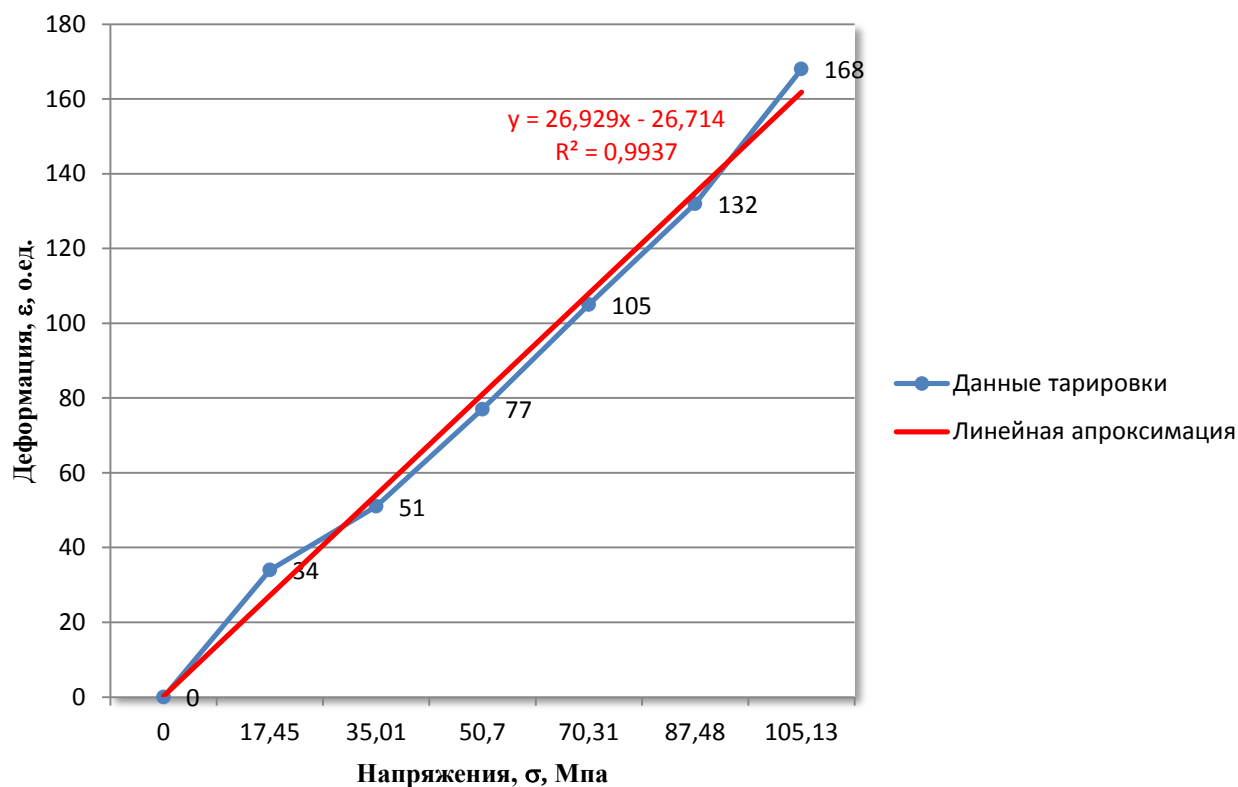


Рисунок 2.15 – Тарировочная зависимость деформаций и напряжений при измерениях прибором ИСД-3

Для исследования монтажных напряжений использовались серийные ГЦ, головки с составным огневым днищем и головки с расточками под вставное днище. Общий вид головки цилиндров с тензодатчиками, подключенными к прибору ИСД-3 показан на рисунке 2.17.

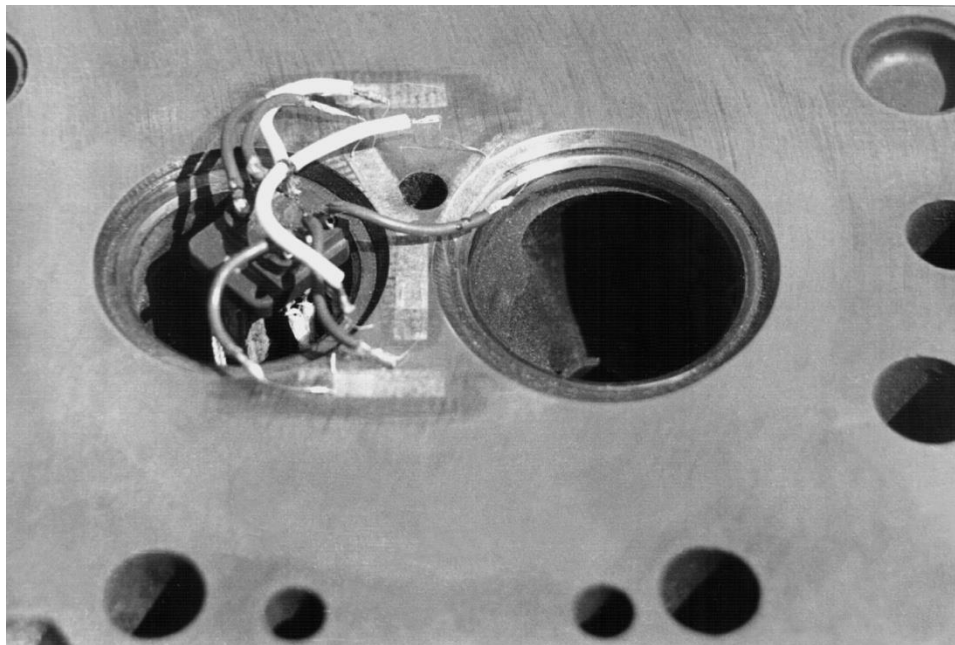


Рисунок 2.16 - Схема расположения тензометрических датчиков на огневом днище головки цилиндров

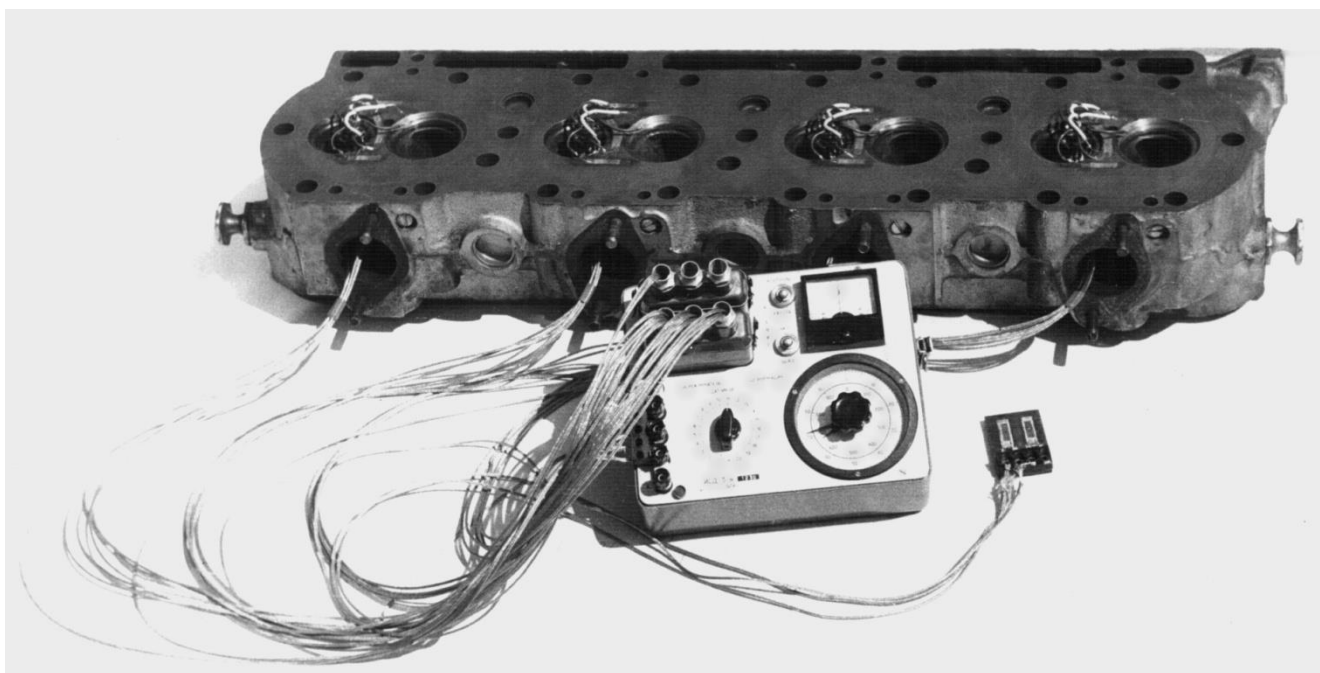


Рисунок 2.17 - Головка цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ с тензодатчиками, подключенными к прибору ИСД-3

Монтажные напряжения последовательно суммировались от воздействия трёх факторов: затяжки гайки форсуночного стакана; затяжки силовых шпилек крепления ГЦ к блоку цилиндров; затяжки гайки крепления топливной форсунки [118]. Нагружение производилось динамометрическим ключом в соответствии с техническими условиями на сборку головок цилиндров [21]. Моменты затяжки составляли: гайки форсуночного стакана – $M_1=108 \text{ Н}\cdot\text{м}$, силовых шпилек – $M_2=235 \text{ Н}\cdot\text{м}$, гайки крепления форсунки – $M_3=61 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

2.6 Методика лабораторных испытаний

Лабораторные испытания проводились на специально сконструированном и изготовленном лабораторном стенде. «Основными элементами в установке являются: трансформатор, амперметр, электрод, пакет пластин, электродвигатель, приводящий в движение реостат, регулирующий силу тока (рисунк 2.18). Принцип действия установки основан на электроконтактном способе нагрева» [112].

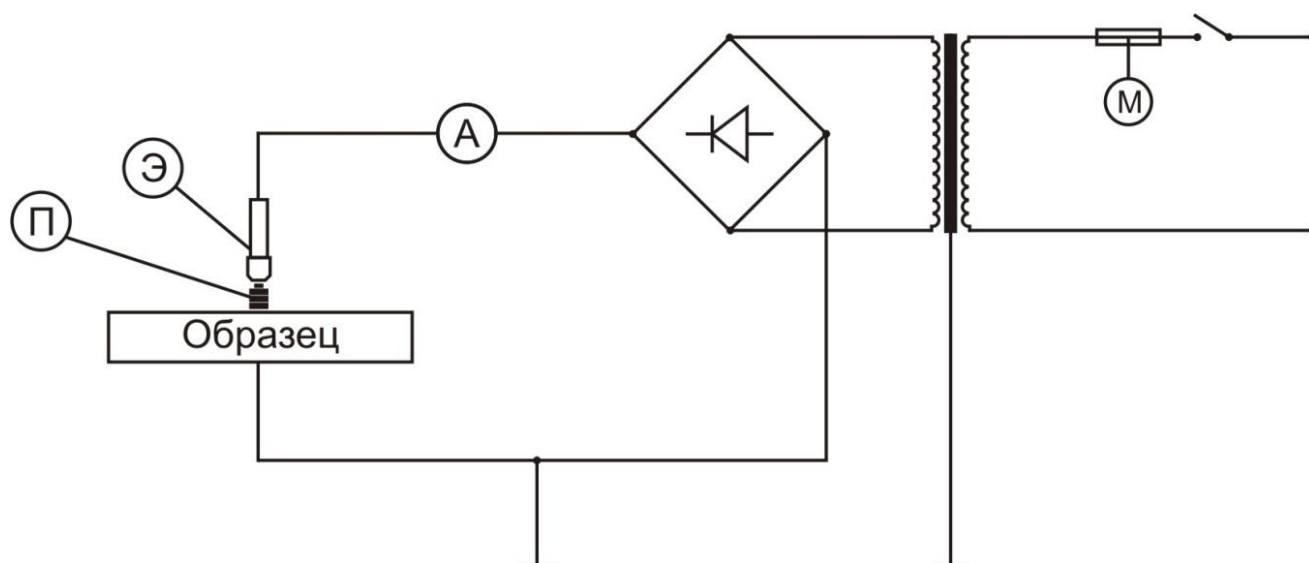


Рисунок 2.18 - Электрическая схема лабораторной установки для исследования термоусталостной прочности: Э – электрод; П – пакет графитовых пластин; М – электродвигатель приводящий в движение реостат, регулирующий силу тока

Целью данных испытаний является определение количества термоударов (циклов нагрев-охлаждение), которые выдерживают стандартный и экспериментальный образцы.

Экспериментальный образец в форме огневого днища головки блока цилиндров (рисунок 2.19), представляет собой диск диаметром $150 \cdot 10^{-3}$ м, что на $20 \cdot 10^{-3}$ м больше диаметра поршня двигателя ЯМЗ-238НБ, в котором выполнены отверстия соответствующие отверстиям под форсунку, впускной и выпускной клапаны в ГЦ. Толщина образца составляет $12 \cdot 10^{-3}$ м, что соответствует средней толщине огневого днища стандартной головки блока цилиндров.

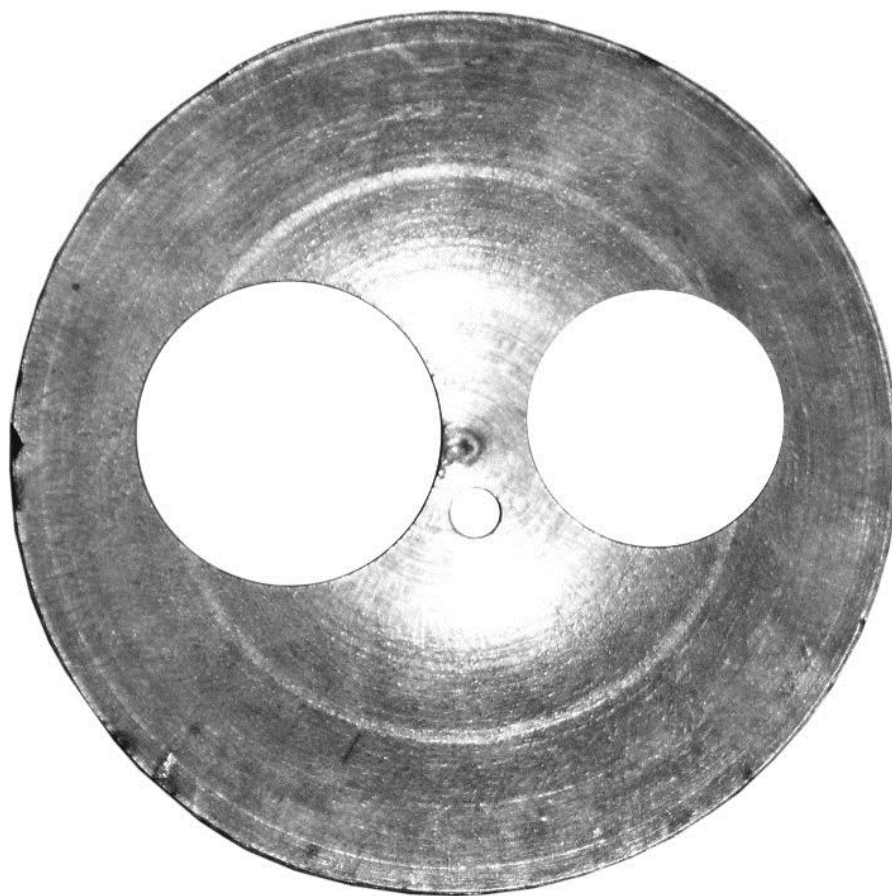


Рисунок 2.19 - Экспериментальный образец, имитирующий огневое днище

Испытуемый образец устанавливается на станине. В зоне межклапанной перемычки образца устанавливается пакет графитовых пластин (4-5 шт.). Несколько пластин необходимо для того, чтобы достичь необходимого сопротивления и, соответственно, тепловыделения на пакете. На пакете пластин фиксируется электрод. Все сопрягаемые контакты проверяются и зачищаются. Нагрев межклапан-

ной перемычки осуществляется с помощью сварочного трансформатора ТСД-1000. В рабочей цепи установлены приборы контроля проведения эксперимента. Общий вид лабораторной установки для исследования термоусталостной прочности тепловоспринимающей поверхности головки цилиндров представлен на рисунке 2.20.

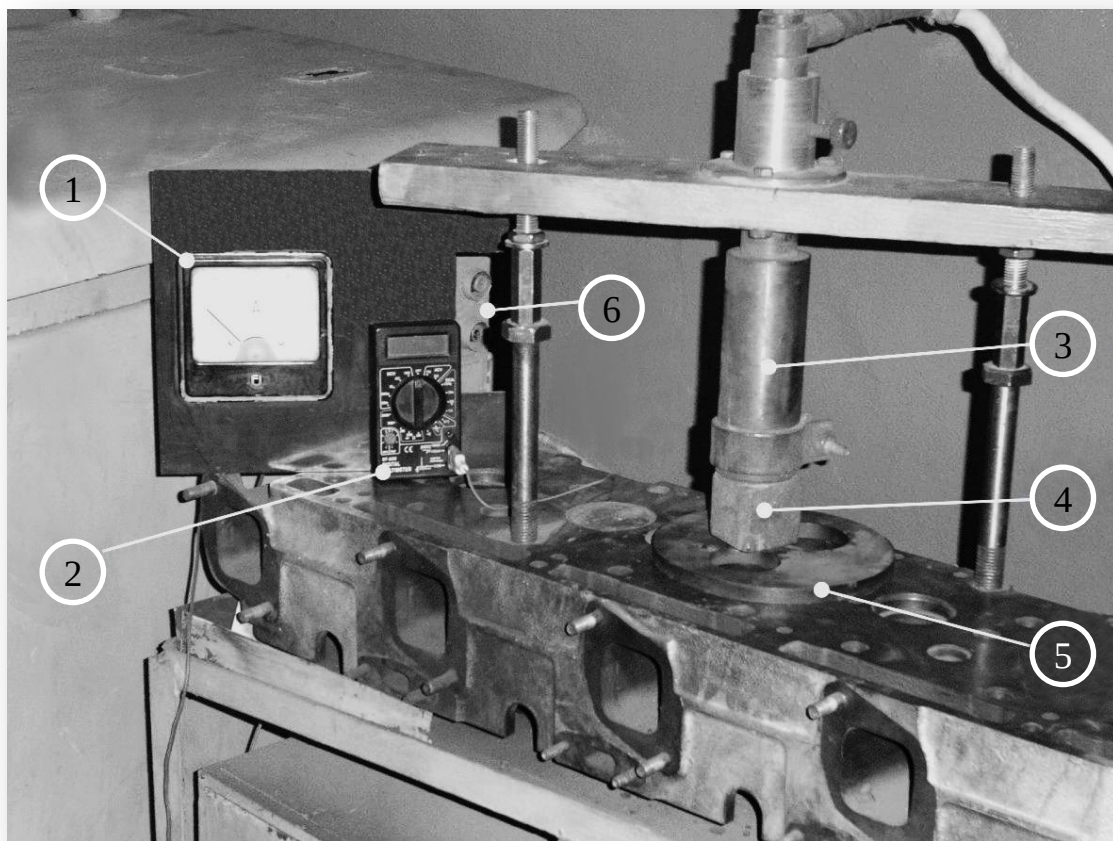


Рисунок 2.20 - Лабораторная установка для исследования термоусталостной прочности тепловоспринимающей поверхности головки цилиндров: 1 – амперметр; 2 – прибор для измерения температуры «Digital Multimeter DT 838»; 3 – медная часть электрода; 4 – угольный электрода; 5 – экспериментальный образец; 6 – пульт управления электродвигателем.

«Ток через трансформатор по двум проводам подается на выпрямитель, затем по одному из проводов подводится к электроду, который фиксируется в эбонитовой пластине, закрепленной на стойках. Стойки, в свою очередь, завернуты в отверстия крепежных шпилек головки блока цилиндров. Через электрод и пакет графитовых пластин переходит на головку блока(экспериментальный образец). А с другой сто-

роны ток с выпрямителя подводится непосредственно к станине. В результате чего получается замкнутая рабочая цепь. В рабочей цепи наибольшим сопротивлением обладает пакет четырех-пяти графитовых пластин, что обеспечивается их малыми габаритами и повышенным контактным сопротивлением. Вследствие этого происходит интенсивный нагрев пакета пластин, и, как следствие, мгновенный нагрев экспериментального образца, находящегося под ним. Электрод является составным элементом, нижняя часть которого выполнена в форме разрезной втулки. В нее с помощью хомута закрепляется графитовый стержень. Между стержнем и образцом устанавливается пакет графитовых пластин. Количество и толщина пластин, а также сила тока определены опытным путем в процессе предварительных экспериментов» [67].

«Сила тока регулировалась при помощи реостата, приводимого в движение электродвигателем. Величина силы тока замерялась амперметром через установленные шунты. Температура нагрева поверхности регистрировалась с помощью прибора «Digital Multimeter DT 838» и хромель-алюмелевой термопарой ГОСТ 22663-77. В современных высокофорсированных дизелях температура в исследуемой области(межклапанной перемычке) может достигать 770-800K. Поэтому суть испытания термостойкости экспериментального образца заключается в проведении последовательных теплосмен по режиму – нагрев до температуры 770K , с последующим охлаждением до 293K, и так до появления трещины в межклапанной перемычке. Термоусталостные трещины на поверхности экспериментального образца в месте нагрева определялись при помощи прибора ВИТ-2(вихретоковый дефектоскоп - индикатор трещин представлен на рисунке 2.21)» [67].



Рисунок 2.21 - Дефектоскоп для определения термоусталостных трещин ВИТ-2

Форма и внешний вид термоусталостных трещин изучались с помощью инструментального микроскопа ИМЦ 150 х50В по ГОСТ 8074-82. Таким образом, на данной лабораторной установке можно определить склонность материала к появлению термоусталостных трещин и очаги их преимущественного образования.

Перед испытаниями была проведена тарировка прибора «DigitalMultimeter DT 838». Тарировка производилась по трем точкам: замерзания воды, кипения воды и плавления олова. Погрешность измерения не превысила 0,75%

Вторым этапом тарировки была процедура одновременного замера температуры в печи сразу двумя термopарами. В печь с термopарой, поставляемой с прибором, установили в специальное отверстие тарируемую термopару и нагревали до температуры 770К. Произвели проверку расхождения в данных: максимальное отклонение прибора было зафиксировано при 770К и составило 7К или 1,4%.

2.7 Методика стендовых испытаний

Цель стендовых испытаний заключается в том, что экспериментальная головка цилиндров монтировалась на двигатель, и проверялись все его выходные характеристики: максимальная мощность при номинальной частоте вращения коленчатого вала, давление масла в системе при номинальной частоте вращения коленчатого вала, удельный расход топлива при номинальной мощности, температура масла и охлаждающей жидкости. В экспериментальных головках цилиндров деконцентраторы устанавливались через цилиндр.

Стендовые испытания экспериментальных головок цилиндров с серийными и опытными огневыми днищами, расположенными через один цилиндр, проводились на Энгельсском авторемонтном заводе. Для проведения испытаний использовался капитально отремонтированный дизель ЯМЗ-240Б.

При обкатке и испытании дизеля ЯМЗ-240Б применялся обкаточно-тормозной стенд КИ-5274, предназначенный для обкатки двигателей данного типа.

Обкатку и испытание дизеля производили в соответствии с ГОСТ 18523—79 «Дизели тракторные и комбайновые. Сдача в капитальный ремонт и выпуск из

капитального ремонта. Технические условия» и ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний». Температура воды в системе охлаждения ДВС соответствовала – 353К, а масла в картере – 363К. Температуру в заданном диапазоне позволяла поддерживать автоматическая система питания масла и охлаждающей жидкости, установленная на обкаточно-тормозном стенде. Атмосферное давление контролировалось метеорологическим барометром БАММ-1 (ТУ 25-11.1513-79), влажность – психометрическим термометром по ГОСТ 112-78, атмосферная температура – ртутным термометром по ГОСТ 28498-90. Термометры жидкостные стеклянные.

Обкатку двигателя производили на скоростных и нагрузочных режимах в соответствии с техническими требованиями на капитальный ремонт дизеля ЯМЗ-238НБ и ГОСТ 18523—79.

Перед обкаткой двигателя была произведена тарировка обкаточно-тормозного стенда.

При испытании контролировались следующие параметры:

- давление масла в главной масляной магистрали;
- температура масла и охлаждающей жидкости;
- максимальная и минимальная частота вращения холостого хода;
- мощность при номинальной частоте вращения и при положении органов управления регулятором частоты вращения, соответствующих полной подаче топлива;
- расход топлива при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Частота вращения коленчатого вала на холостом ходу определялась тахометром при работе прогретого дизеля без нагрузки. Изменение частоты вращения производили увеличением подачи топлива.

Крутящий момент M_k определяли по показаниям шкалы динамометрического устройства стенда.

Эффективная мощность N_e дизеля определяли при полной подаче топлива последовательным увеличением крутящего момента, начиная с режима, соответ-

ствующего максимальной частоте вращения на холостом ходу, и частоте, при которой достигается величина, равная номинальному значению.

Расход топлива $G_{\text{ч}}$ определяли регулятором частоты вращения при положении органов управления, соответствующих полной подаче топлива, и крутящему моменту, когда частота вращения равна номинальному значению. Обработка результатов производилась по следующим формулам:

1. Крутящий момент M_K , Н·м:

$$M_K = P \cdot L \quad (2.6)$$

где P – показание весового устройства тормоза, Н;

L – плечо весового устройства, м.

2. Эффективная мощность N_e , кВт:

$$N_e = \frac{M_K \cdot n}{9550} \quad (2.7)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹

3. Часовой расход топлива $G_{\text{ч}}$, кг/ч:

$$G_{\text{ч}} = 3.6 \frac{Q_T}{t} \quad (2.8)$$

где Q_T – контрольная масса топлива, израсходованная дизелем, за время измерения, г;

t – время расхода контрольной массы топлива, ч.

4. Удельный расход топлива q_e , г/кВт ч:

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_{\text{ч}}}{N_e} \quad (2.9)$$

Испытание дизелей проводились на дизельном топливе марки ДТ-А-К2 по ГОСТ 305-2013 и масла М-10Г₂к по ГОСТ 8581-78.

2.7.1 Методика проведения ускоренных стендовых испытаний

При проведении стендовых исследований ГЦ нами была использована методика ускоренных испытаний головок цилиндров на термоусталостную прочность, разработанная на Ярославском моторном заводе [120].

Суть её состоит в том, что в головке цилиндров преднамеренно повышаются температурные напряжения. Высокий уровень напряжений создается: во-первых, за счет более раннего впрыска топлива (на 9-12° ранее номинального значения), что, как утверждают авторы, в 1,5 раза повышает напряженность огневого днища; во-вторых, за счет резкой смены режимов нагружения и охлаждения ГЦ, что также создает повышенные градиенты температуры по поверхности и толщине огневого днища. В таблице 2.2 представлены основные параметры режима нагружения по данной методике.

Таблица 2.2 – Режимы работы двигателя по методике ускоренных стендовых испытаний на термоусталостную прочность ГЦ

№ п/п	Режим работы двигателя	Частота вращения к.в., мин ⁻¹	Нагрузка на тормозе, Н	Температура охлаждающей жидкости, К	Время, мин
1.	Прогрев на малых оборотах	1250	-	до 313	10...15
2.	Прогрев под нагрузкой	1750	1250	до 358...363	10...15
3.	Работа под нагрузкой	1750	1250	358...363	5...10
4.	Охлаждение на холостом ходу	900	-	до 313	10
5.	Охлаждение проточное после остановки двигателя	-	-	до 293	10...15

Как показали исследования термоусталостной прочности головок цилиндров, проводившиеся по этой методике на Ярославском моторном заводе, термоусталостные трещины в межклапанных перемычках появлялись уже после 100...150 циклов, а после 300 циклов нагружения 80% исследуемых головок имели трещины. Если на основании этого условно принять зависимость термостойко-

сти головок от количества циклов нагружения, то можно получить диаграмму выхода из строя головок цилиндров по причине появления трещин в межклапанных перемычках при испытаниях по данной методике (рисунок 2.22) и исходя из этого назначать наработки контроля.

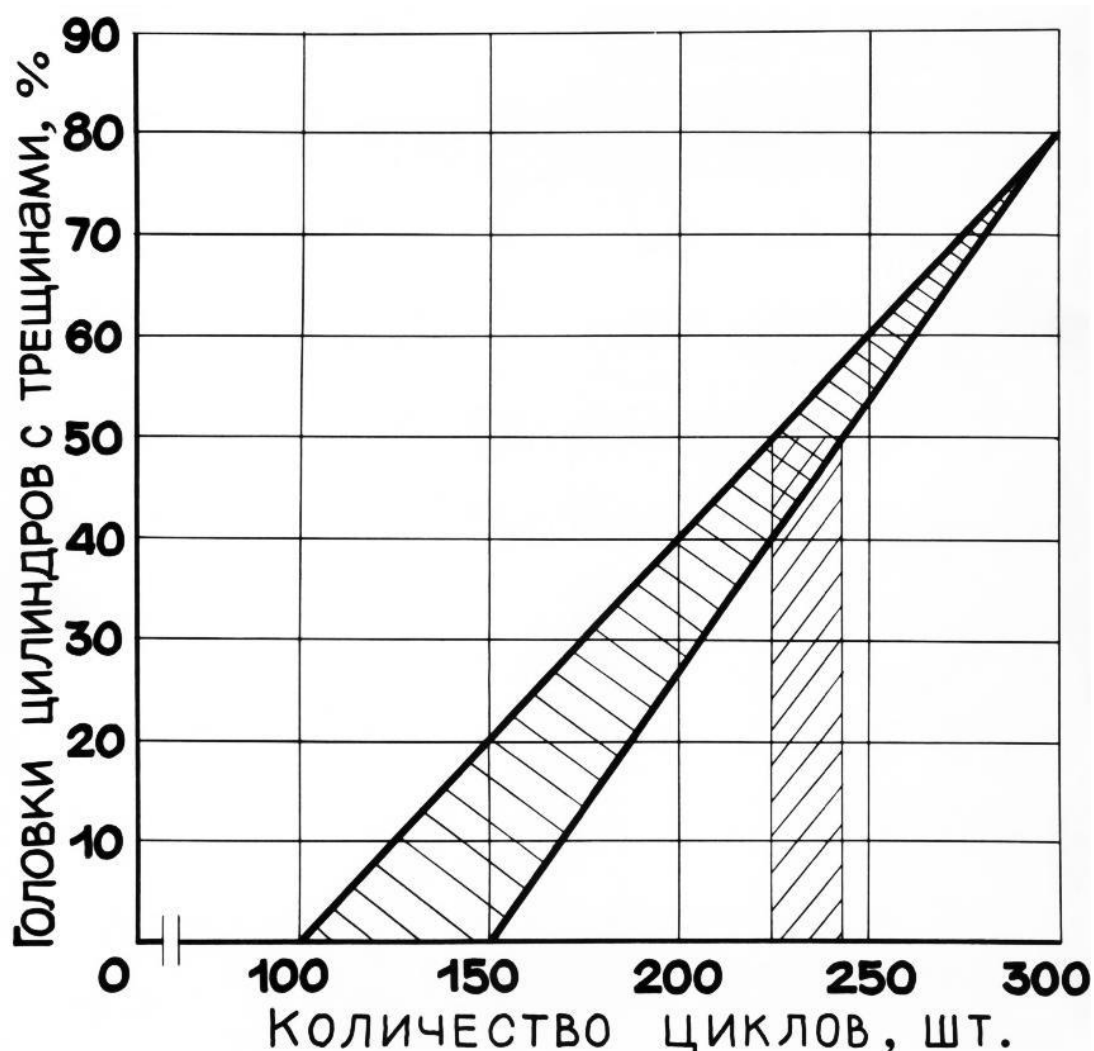


Рисунок 2.22 - Диаграмма выхода из строя головок цилиндров по причине появления трещин в межклапанных перемычках при испытаниях по ускоренной методике ЯМЗ

В условиях обычной эксплуатации эти дефекты имели бы место лишь у 50% головок цилиндров и только после 6000 часов работы двигателя, что на диаграмме (рисунок 33) соответствует 220...240 циклам работы двигателя по принятой методике. Таким образом, если принять длительность цикла ускоренных стендовых

испытаний за один час, то предлагаемая методика позволяет в 25...27 раз ускорить испытания головок цилиндров на термоусталостную прочность.

2.8 Методика эксплуатационных испытаний

Экспериментальные ГЦ с компенсаторами напряжений (деконцентраторами и вставными днищами) на огневых днищах через один цилиндр представлены на рисунке 2.23. Такое расположение компенсаторов позволило произвести оценку термоусталостной прочности ГЦ в сравнении серийного исполнения огневых днищ и экспериментальных при одних и тех же условиях эксплуатации. Деконцентраторы были выполнены в виде прорезей со скругленной радиусной фаской в теле ГЦ. Экспериментальные ГЦ устанавливались на дизели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б (12 головок цилиндров) проходили испытания на тракторах К-700А в условиях хозяйств Белгородской, Саратовской и Воронежской областей.

В процессе испытаний тракторы выполняли все сельскохозяйственные операции, в основном пахота, культивация, посевные работы и транспортировка различных грузов. Испытания проводились с апреля 2015 г. по декабрь 2017 г. Состояние головок контролировалось профилактическими осмотрами, которые производились через каждые 950-1050 моточасов.

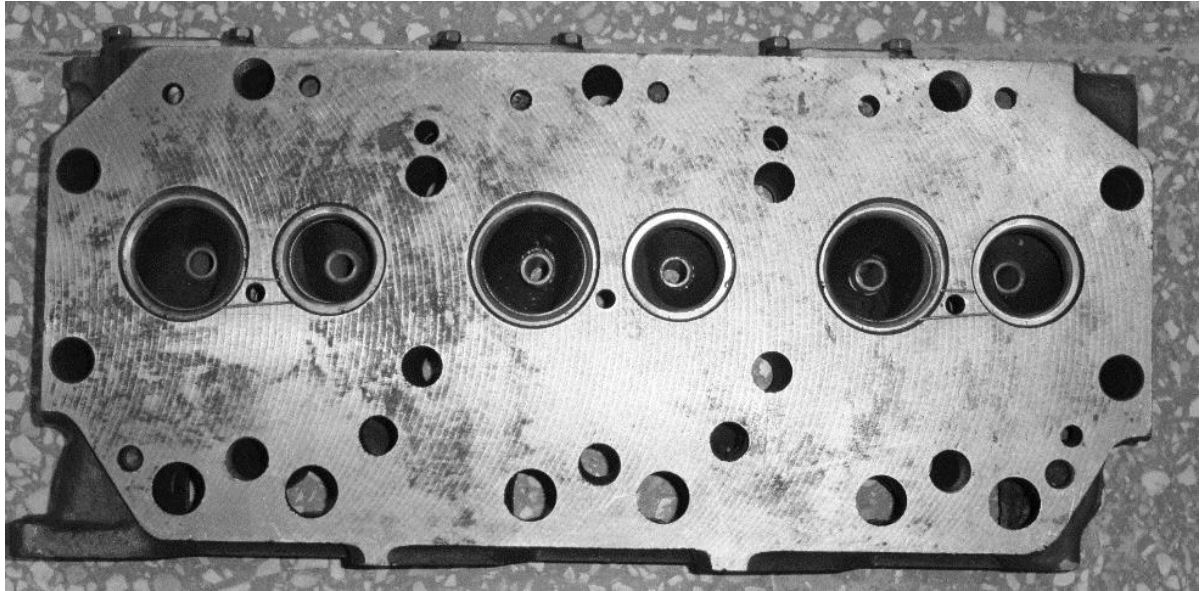
При эксплуатационных испытаниях использовались приборы:

- Вихретоковый дефектоскоп – индикатор трещин ВИТ 2 - для определения наличия термоусталостных трещин;
- Электропотенциальный дефектоскоп ЭПД-3 – для измерения глубины трещин (при их появлении).

По результатам эксплуатационных испытаний в присутствии комиссии составлены акты. Восстановление проводилось в условиях ремонтных предприятий ООО «Энгельсспецремтехпред» г. Энгельс Саратовской обл. и ООО «Дизельремгруппа» г Санкт-Петербург.

Помимо этого для проведения эксплуатационных испытаний были восстановлены пять ГЦ дизелей ЯМЗ-238НБ способом установки компенсаторов напряжений в виде вставного огневого днища. Восстановление проводилось в условиях

ремонтных предприятий Самарской области в г. Сергиевске и пос. Б. Глушица. Для восстановления отбирались головки цилиндров с трещинами $5 \cdot 10^{-3} \dots 8 \cdot 10^{-3}$ м а также головки с разбитым огневым днищем оборвавшимся клапаном (без сквозных пробоин).



а)

б)

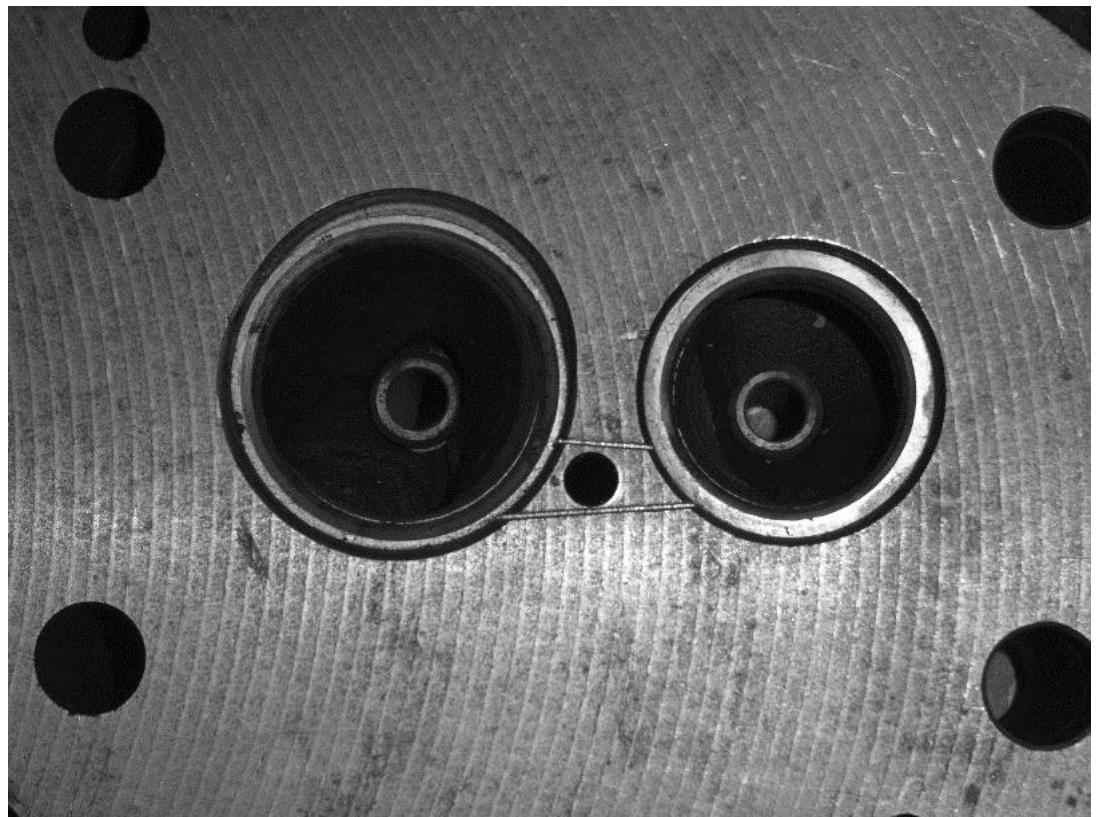


Рисунок 2.23 - Экспериментальная головка цилиндров:

а – огневое днище с деконцентраторами напряжений;

б – вид на огневое днище экспериментального цилиндра

В качестве материала вставных огневых днищ использовался серый чугун марки СЧ 25, а для изготовления теплопроводной прокладки и уплотнительной втулки – медь МЗ. После восстановления ГЦ соответствовали техническим требованиям на капитальный ремонт двигателей [21,119].

Двигатели с опытными ГЦ прошли послеремонтную обкатку и были отправлены в хозяйства области. Обратная связь с предприятиями, эксплуатирующими двигатели, обеспечивалась периодическими наблюдениями согласно ГОСТ 17510-79 и справочного приложения ГОСТ 17526-72.

2.9 Методика оценки точности и погрешности применяемых средств измерения физических величин

Достоверность полученных экспериментальных данных зависит от точности применяемых средств измерения физических величин. При измерениях обычно получается значение измеряемой величины, отличающееся от истинного значения, разница между которыми определяется погрешностью измерения. Пределы допускаемых погрешностей средств измерения устанавливаются в виде абсолютных или относительных приведенных погрешностей по ГОСТ 8.401-80. Абсолютная погрешность Δ может быть выражена одним значением $\pm a$ или в виде зависимости предела допускаемой погрешности Δ от номинального значения показания или сигнала – X , выраженной формулой:

$$\Delta = \pm(a + b \cdot X), \quad (2.10)$$

где a и b – постоянные величины.

Приведенная погрешность определяется формулой:

$$\gamma = \pm 100 \cdot \Delta / X_N, \quad (2.11)$$

где γ – предел допускаемой приведенной погрешности в процентах от нормирующего значения;

X_N – нормирующее значение.

Для технических средств измерения нормирующее значение принимается равным диапазону измерения прибора.

При определении параметров на основании нескольких измеренных величин суммарная приведенная погрешность оценивается как корень квадратный из суммы квадратов пределов допустимых значений погрешностей:

$$\gamma_{\Sigma} = \sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \dots + \gamma_n^2}. \quad (2.12)$$

Учитывая это, нами были определены абсолютные и относительные погрешности измерений при проведении исследований, значения которых представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Абсолютные и относительные приведенные погрешности измерений

№ п/п	Измеряемые параметры и используемые приборы	Абсолютная погрешность измерений	Относительная приведенная погрешность, %
1	Температуры в ГЦ		
	Термопары группы ХА:		
	в диапазоне 293-673 К	±4 К	±0,4
	в диапазоне 673-800 К	±7 К	±0,64
	Потенциометр КСП 2-005	±5 К	±0,5
	Digital Multimeter DT 838:		
	в диапазоне 253-423 К	±1 К	±2,9
	в диапазоне 423-1643К	±1 К	±3,0
2	Глубина термоусталостных трещин		
	Электропотенциальный дефектоскоп ЭПД-3 (после тарировки по образцам из материала ГЦ)	±0,5·10 ⁻³ м	±2,5
3	Монтажные напряжения		
	Измеритель статических деформаций ИСД-3 (относительные деформации)	±5·10 ⁻⁶	±0,5
	Ключ динамометрический	±5 Н·м	±2,08
4	Режимные параметры стендовых испытаний:		
	Мощность двигателя	-	±0,42
	Весовой механизм стенда КИ2118-А	±5 Н	±0,38
	Тахометр ТЭ-20А	±5 мин ⁻¹	±0,17
	Определение удельного расхода топлива	-	±0,66
	Весы	±5 г	±0,5
	Секундомер	±0,05с	±0,08

3 Теоретические предпосылки к повышению долговечности головок цилиндров

Долговечность деталей, работающих в условиях циклических температурных воздействий при ограничении деформаций от теплового расширения материалов, зависит от целого ряда факторов:

- перепада температур - ΔT ;
- теплофизических характеристик материала (α – коэффициента линейного расширения, E – модуля упругости, анизотропии свойств материала);
- механических характеристик;
- конструктивного исполнения зоны температурных воздействий;
- условий циклового нагружения и др.

При восстановлении деталей, в большинстве случаев, происходит замена материала изношенной зоны, либо введение дополнительных элементов конструкции «купирующих» дефект. И в том и в другом случае происходит изменение напряженного состояния, как исходного, так и состояния достигаемого при тепловом нагружении.

Вопросу прогнозирования долговечности корпусных деталей ДВС, работающих в термоциклическом режиме, после их восстановления и посвящена настоящая глава.

3.1 Теоретическое определение уровня теплонапряженного состояния термически нагруженных деталей и их долговечности

Деформации и напряжения при работе с периодическим нагревом до температур t_2 и остыванием до температуры t_1 (термоциклировании обеспечивающим достижение перепада температур $\Delta T = (t_2 - t_1)$) возникают от сжимающих сил при нагреве огневого днища и растягивающих сил при его охлаждении.

На теоретической диаграмме механического гистерезиса (рисунок 3.1) напряжения поверхностных слоев металла во время его разогрева при эксплуатации дизеля показаны участком линии АОВ. В начальной точке А возникают

напряжения в результате сборочных операций (от монтажа форсунки, затяжки силовых шпилек крепления ГЦ на блоке), в точке В металл испытывает максимальные сжимающие температурные напряжения, определяемые выражением:

$$\sigma = \alpha \cdot E \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.1)$$

где α - коэффициент теплового расширения;

E - модуль упругости;

t_2 - температура в нагретом состоянии т. В;

t_1 - температура в остуженном состоянии т. А.

Однако, следует заметить, что в эту формулу следует внести некоторые коррективы. Во-первых, зависимость модуля упругости (модуля Юнга) от температуры, которая по данным [121,122] определяется выражением:

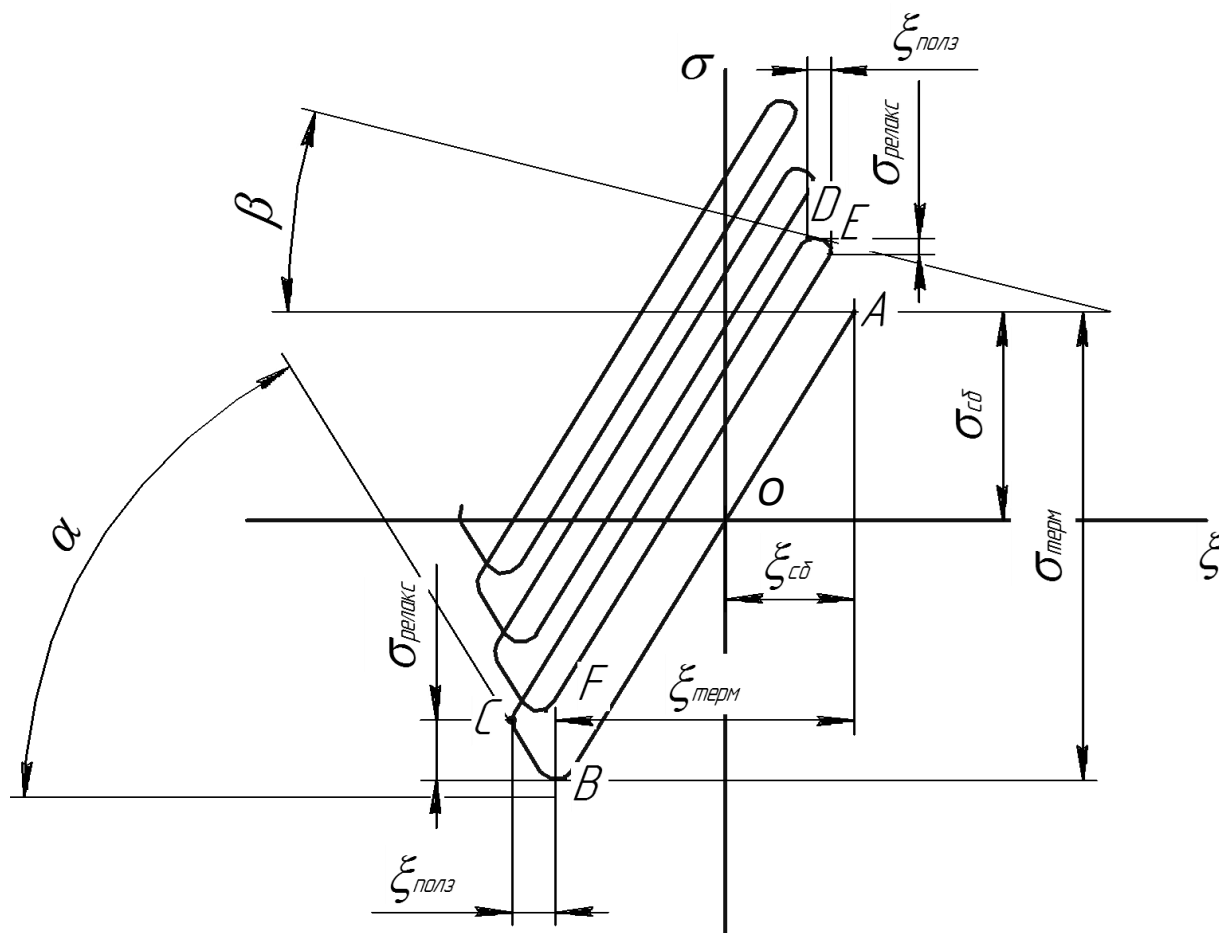


Рисунок 3.1 - Диаграмма деформирования (механического гистерезиса) при термоциклировании образцов из серого чугуна с предварительной нагрузкой

$$\frac{E(T)}{E_0} = e^{-\alpha\Delta T} (2e^{-\alpha\Delta T} - 1), \quad (3.2)$$

где a – константа (для железа $a=3,9503$ [115, стр.13]);

E_o – модуль упругости при $t_1=20^\circ\text{C}$, Мпа.

Во-вторых, модуль упругости претерпевает изменения с изменением напряжений. Так в работе [123] Н.Г. Гиршович отмечает, что модуль упругости связан прямолинейной функцией с напряжениями (стр. 280):

$$E = E_o - k\sigma, \quad (3.3)$$

где k – коэффициент, зависящий от структуры и химического состава материала (для серого чугуна $k=23,08$ [117, стр. 282])

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

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

$$\sigma = \frac{\alpha\Delta TE_o(e^{-\alpha\alpha\Delta T}(2e^{-\alpha\alpha\Delta T} - 1))}{1 + \alpha\Delta Tk(e^{-\alpha\alpha\Delta T}(2e^{-\alpha\alpha\Delta T} - 1))}. \quad (3.4)$$

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

Релаксация напряжений приводит к их снижению на величину σ_p t_2 , которая различными авторами определяется из следующих выражений:

В более общем виде В.С. Постников в работе [124] приводит обобщенный закон Гука в виде:

$$\sigma_p = \varepsilon \cdot \left(E_H + \frac{i \cdot \omega \cdot \eta}{1 + i \cdot \omega \cdot \tau} \right), \quad (3.5)$$

откуда

$$\sigma_p = E^* \cdot \varepsilon, \quad (3.6)$$

где $E^* = E_H + \frac{i \cdot \omega \cdot \eta}{1 + i \cdot \omega \cdot \tau}$ – комплексный модуль упругости;

ω – частота колебаний (циклов);

$\eta = \frac{c^2 \cdot \tau}{2b}$, τ – характерный для данного материала параметр (интенсив-

ность релаксации), b и c – коэффициенты в уравнении свободной энергии упруго деформированного тела.

В итоге этим автором высказывается мысль о том, что релаксирует модуль упругости:

$$E_p = \frac{\sigma(\infty)}{\varepsilon_0} \neq E_H = \frac{\sigma(0)}{\varepsilon_0}, \quad (3.7)$$

где E_p – «релаксированный» модуль упругости;

E_H – «не релаксированный» модуль упругости;

$\sigma(\infty)$ – напряжения при времени $t = \infty$;

$\sigma(0)$ – напряжения при $t = 0$.

Б.М. Ровинский [125] полагает, что в результате процесса релаксации напряжений возникает релаксация в упруго – пластической части, которая может быть описана уравнением:

$$\sigma_p = \sigma_0 \exp[-(kt)^p], \quad (3.8)$$

где σ_0 – начальное напряжение;

σ_p – напряжение в момент времени t ;

p – показатель релаксационной стойкости;

k – относительная скорость релаксации напряжений.

Этот вид релаксации происходит преимущественно в области относительно невысоких температур (ниже $\sim 0,25T_{пл}$);

В работе [126] С.П. Мягков (стр.13) приводит зависимость:

$$t = \frac{b^3}{AE^3} e^{\frac{\bar{\sigma}(0)}{b}} e^{\tilde{\sigma}} [(\tilde{\sigma} - 1)^2 + (1 - 2e^{-\tilde{\sigma}})], \quad (3.9)$$

где E – модуль упругости материала при соответствующей температуре;

$\bar{\sigma}(0)$ и $\bar{\sigma}$ – соответственно начальное и конечное (эквивалентное) напряжение;

$\tilde{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}(0) - \bar{\sigma}}{b}$ – относительное напряжение;

t – период времени релаксации напряжений;

A, b – экспериментальные коэффициенты.

Ползучесть материала $\varepsilon_{пт2}$ может быть оценена с учетом скорости ползучести, которая возрастает с температурой и напряжением. Так для серого чугуна ($\sigma_b=250$ МПа) Н.Г. Гиршович в [117] приводит следующие данные (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Скорость ползучести серого чугуна при длительной нагрузке.

Свойства при длительной нагрузке	$t=370^\circ\text{C}$			$t=500^\circ\text{C}$	$t=540^\circ\text{C}$
σ , МПа	125	156	187	30	30
$V_{пл}$, $\%/ч \cdot 10^5$	3,4	8,3	14,5	10	250

Известны, также данные по длительной прочности, косвенно характеризующие степень ползучести чугуна приведённые в [117] (см. рис. 3.2)

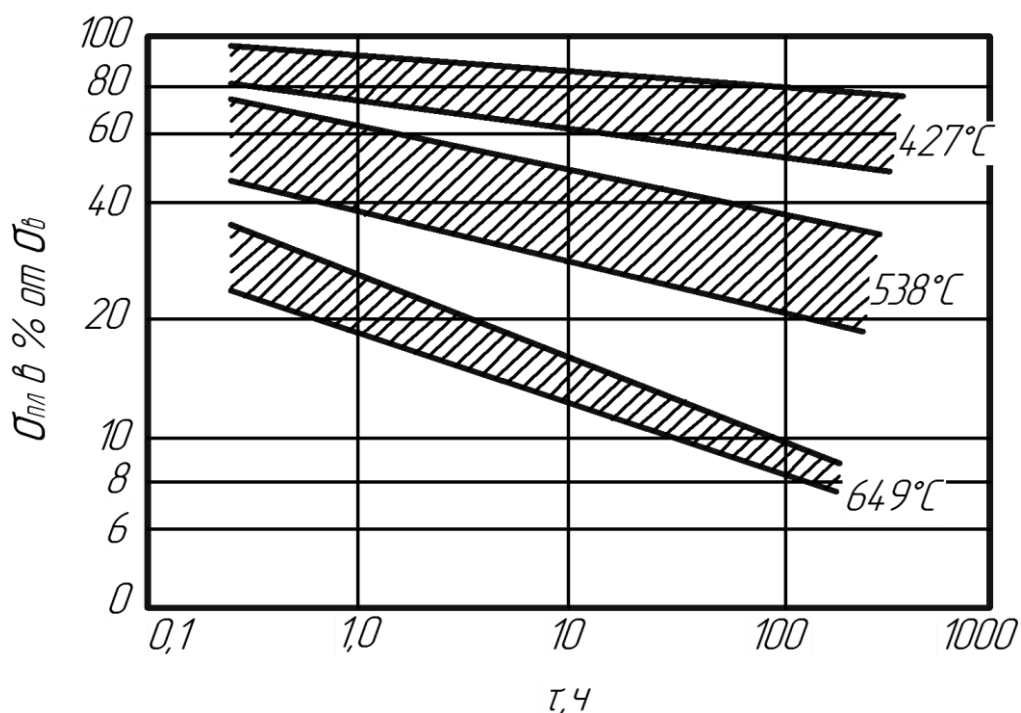


Рисунок 3.2 - Влияние температуры на длительную прочность серого чугуна

Анализируя эти данные можно сделать вывод о том, что при температурах 670-720К ползучесть при небольших периодах времени крайне мала и в результате линия ВС на рисунке 3.1 располагается под достаточно большим углом α к горизонтальной оси ε . Величина угла определяется соотношением $\sigma_{пт2}$ и $\varepsilon_{пт2}$ по сле-

дующей зависимости:

$$\alpha = \arctg \frac{\sigma_{pt2}}{\varepsilon_{pt2}} \quad (3.10)$$

На линии остывания материала ГЦ, линия DF (рисунок 3.1), происходят аналогичные процессы и достигаются σ_{pt1} и ε_{pt1} с той лишь разницей, что интенсивность процессов будет меньше чем при повышенных температурах и линия определяющая соотношение между σ_{pt1} и ε_{pt1} характеризуется углом β наклона кривой к оси ε .

Изменения напряжений в течение одного термоцикла можно описать следующим выражением:

$$\sigma = \sigma_{сб} - \sigma_{\Delta T} + \sigma_{pt2} + \sigma_{\Delta T} - \sigma_{pt1}, \quad (3.11)$$

где $\sigma_{сб}$ – монтажные (сборочные) 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 определяются из выражения:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i = \sigma_{сб} - \sum_{i=1}^n \sigma_{\Delta Ti} + \sum_{i=1}^n \sigma_{pt2i} + \sum_{i=1}^n \sigma_{\Delta Ti} - \sum_{i=1}^n \sigma_{pt1i}, \quad (3.12)$$

Учитывая равенство температурных напряжений цикла после их сокращения

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i = \sigma_{сб} + \sum_{i=1}^n \sigma_{pt2i} - \sum_{i=1}^n \sigma_{pt1i} = \sigma_{общ}, \quad (3.13)$$

При положительной разнице релаксации напряжений при температурах t_2 и t_1 напряжения в металле ГЦ будут увеличиваться с каждым термоциклом и определяться выражением (3.13).

При малоцикловой усталости разрушение наступит тогда, когда

$$\sigma_{общ} = \sigma_{max} > \sigma_{adm}, \quad (3.14)$$

где σ_{adm} – допустимые напряжения для данного конструкционного материала.

Долговечность головок цилиндров и теплонапряженных деталей газораспределения, работающих в термоциклических режимах, можно оценить из аналитических уравнений [127], связывающих циклическую деформацию с числом циклов до разрушения N :

$$\varepsilon_p = C \cdot N^k, \quad (3.15)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{2\sigma_{-1}}{E} + C \cdot N^m, \quad (3.16)$$

$$\varepsilon = \overline{B} \cdot N^{-0.12} + \overline{D}^{0.6} \cdot N^{-0.6}, \quad (3.17)$$

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;

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

ε_e и ε_p – соответственно упругие и пластические деформации цикла;

m – постоянная характеристика материала.

Зависимость (3.15) долговечности от циклической деформации ε_p используют в диапазоне чисел циклов менее $10^3 \dots 5 \cdot 10^3$; зависимость (3.16) 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 при малоцикловом усталостном нагружении с симметричным циклом деформаций.

Для приближенных расчетов кривой малоциклового усталости используют корреляционные зависимости (3.17), 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, для серого чугуна он приближается к единице.

В.В. Новожилов в своей работе [128] использовал такой термин, как длина пути пластического деформирования λ и утверждал, что он является необходимым параметром при построении критерия прочности. Но одной длины пути пластического деформирования недостаточно для описания процесса накопления повреждений.

В процессе пластического деформирования происходят одновременно два

процесса: неблагоприятный процесс «разрыхления» материала, определяемый длиной пути деформирования, и процесс релаксации упругих микронапряжений, возникающих при прямом нагружении и частично исчезающих при обратном. Автор приходит к выводу, что рассмотрение целого ряда экспериментальных факторов и теорий, описывающих эти факты, приводит к необходимости учитывать при построении критерия прочности, по крайней мере, две величины: длину пути пластического деформирования – λ и внутренние упругие микронапряжения.

В процессе пластического деформирования в соответствии с формулой

$$D = k \int_0^\lambda \rho d\lambda, \quad (3.18)$$

где ρ – параметр, характеризующий интенсивность упругих микронапряжений;

k – постоянная

происходит рост функции повреждения D [128]. Разрушение возникает тогда, когда D достигает своего критического значения, и критерий прочности записывается в виде $D = D_{кр}$.

При простом нагружении величина $D_{кр}$ есть функция компонент тензора напряжений σ_{ij} , и условие разрушения материала определяется пересечением двух кривых: кривой роста функций накопления повреждений (3.18) и кривой изменения критического значения функции в зависимости от вида напряженного состояния. Условия накопления повреждений и разрушения запишутся в виде:

$$D = k \int_0^\lambda \rho d\lambda, \quad (3.19)$$

$$D = D_{кр}(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3). \quad (3.20)$$

Используя допущение, что хрупкую прочность определяет максимальное положительное упругое удлинение (критерий Мариотта) или, что равносильно, приведенное нормальное напряжение

$$\sigma_{пр} = \sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3), \quad (3.21)$$

где ν – коэффициент Пуассона

Окончательно условия накопления повреждений и разрушения запишутся в виде:

$$D = k \int_0^\lambda \rho d\lambda, \quad (3.22)$$

$$D = D_{кр}(\sigma_{пр}), \quad (3.23)$$

где 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 введем некоторую нормированную величину, а нормирующий множитель будем определять из эксперимента косвенным путем. При этом условие разрушения запишется в виде:

$$\frac{D}{D_0} = \left(\frac{\sigma_{пр}^0}{\sigma_{пр}} - 1 \right)^m, \quad (3.24)$$

где D_0 , $\sigma_{пр}^0$ и m - постоянные, которые должны определяться из эксперимента.

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

- во-первых, необходимо снижать уровень температурных градиентов и, как следствие, температурных напряжений, определяемых выражением (3.1), поскольку от уровня этих напряжений зависит величина цикловой релаксации напряжений (3.5, 3.8, 3.9) и разницы между суммарными величинами релаксации при нагреве и охлаждении (3.13), что при усталостном режиме работы является одним из факторов, способствующих ускорению разрушения детали (3.14);
- во-вторых, обеспечивать минимальный уровень монтажных напряжений, являющихся одной из составляющих, характеризующих общую напряженность при малоцикловой усталости (выражения 3.13, 3.14);
- в-третьих, повышать качество чугуна, который должен иметь повышенное допускаемое напряжение и низкие релаксационные показатели, зависящие

от уровня температурных перепадов;

- в-четвертых, многие авторы [128,129,130] приходят к единому мнению, что оценка долговечности головок цилиндров невозможна без получения экспериментальных данных по поведению материала при циклическом воздействии температур.

В связи с этим оценка долговечности деталей работающих в термоциклических режимах, определяемая числом циклов до разрушения N , с помощью выражений 3.5-3.17, 3.22-3.24 сопряжена со значительной трудоёмкостью и затруднительна, а для определения долговечности после восстановления требуется новый подход.

Выходом из положения, по нашему мнению, является использование принципа «ограниченной долговечности» при малоцикловом нагружении деталей напряжениями на уровне предела выносливости [131] .

Рассматривая условную логарифмическую кривую усталости (рис. 39), для произвольных точек 1 и 2 её нисходящей ветви, можно записать:

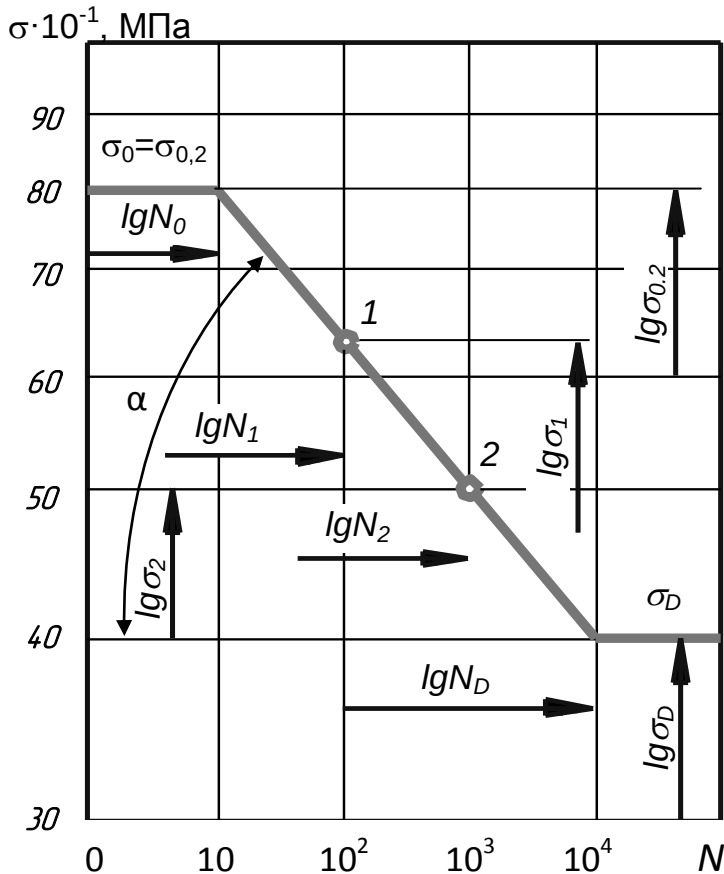


Рисунок 3.3 - Логарифмическая кривая усталости.

$$\frac{\lg N_2 + \lg N_1}{\lg \sigma_1 + \lg \sigma_2} = \frac{\lg \frac{N_2}{N_1}}{\lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}} = \operatorname{ctg} \alpha, \quad (3.25)$$

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.

Обозначая $\operatorname{ctg} \alpha = m$, получим из формулы (3.25)

$$\lg \frac{N_2}{N_1} = m \cdot \lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}, \quad (3.26)$$

$$m = \frac{\lg \frac{N_2}{N_1}}{\lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}} \quad (3.27)$$

Потенцируя, получаем:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right)^m, \quad (3.28)$$

$$N_2 = N_1 / \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right)^m \quad (3.29)$$

Таким образом, для оценки долговечности, при термоусталостном режиме работы деталей определяемой количеством циклов до появления трещин, необходимо определение 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 при испытаниях и условий работы деталей в реальных условиях эксплуатации. После проведения испытаний мы получим кривую термической усталости материала ГЦ аналогичную представленной на рис. 3.3. Полученные экспериментальные зависимости позволят нам, используя формулу (3.27), определить коэффициент m и в дальнейшем используя формулу (3.29) определить долговечность детали, определяемую параметром N_2 , после восстановления.

3.2 Математическое моделирование теплонапряженного состояния головок цилиндров

Существует множество способов определения полей температур, температурных напряжений, среди которых наибольшее распространение получили: экспериментальные исследования на работающих двигателях, физическое моделирование, математическое моделирование (дискретное и аналоговое). Рассмотрим, какими они обладают преимуществами, и какими недостатками.

3.2.1 Выбор метода, системы уравнений и программных средств математического моделирования теплонапряженного состояния

Экспериментальный метод позволяет получить наиболее достоверные данные об исследуемых параметрах в местах установки датчиков (термопар, тензодатчиков), но в то же время является наиболее трудоемким и дорогостоящим для определения уровня тепловой напряженности. При необходимости получить более подробное распределение температур и напряжений установка множества датчиков, требующих выполнения мест в исследуемой детали под их монтаж, может привести к искажению полей температур и напряжений исследуемой детали. В связи с этим, в большинстве случаев, получить реальное распределение исследуемых параметров в детали не представляется возможным. Следует заметить, что при внесении какого-либо конструктивного изменения в детали, необходимо использовать новые экспериментальные образцы, а это связано с дополнительными временными и материальными затратами.

«Физическое моделирование дает возможность изучать на стендах исследуемые явления. На физических моделях может быть решен комплекс задач, связанных с выбором материалов, совершенствованием конструкции деталей и их отдельных элементов. Для реализации данного метода необходимо выполнять следующие условия подобия: геометрическое, условие движения среды, подобие физических параметров в сходственных точках модели и детали, подобие температурных полей на границах и равенство определяющих критериев Re и Gr » [115].

Соблюдение всех этих требований, при моделировании напряженного состояния деталей ЦПГ, приводит к чрезмерному усложнению экспериментальной установки, а пренебрежение каким-либо из них влечет за собой снижение достоверности получаемых результатов.

При исследовании теплонапряженного состояния деталей образующих камеру сгорания ДВС, наибольшее распространение получили дискретные и аналоговые модели. Причем аналоговые в основном применяются для решения задач теплопроводности. Среди них можно выделить метод электротепловой аналогии, основанный на подобии в описании распространения тепла и электричества. При этом используется метод сплошных сред, когда в качестве модели служат или токопроводящие порошковые и коллоидные составы, электролиты, электропроводная бумага и метод сеток, когда моделью является электрическая схема, собранная из резисторов. Кроме того используются и комбинированные методы.

Метод сплошных сред характеризуется нестабильностью и неравномерностью показаний, вызываемых трудностями задания граничных условий из-за неоднородности зоны контакта и низкой стабильности электропроводности смесей, образующих модель. Моделирование в электрической ванне позволяет избежать такого недостатка, присущего методу сплошных сред, как неоднородность и нестабильность. При этом необходимо применять переменный ток частотой 400–600 Гц, что связано с явлением поляризации и электролиза электролита, а это снижает точность измерения.

Модели из электропроводной бумаги. Недостатком этих моделей является то, что они не однородны, нестабильны во времени, а также возникает трудность при подборе бумаги, требуемой проводимости, для реализации различной теплопроводности деталей из различных материалов сложной формы.

Метод резисторных сеток. Этот метод получил наибольшее распространение среди электротепловой аналогии. Ему присущи высокая стабильность элементов модели, возможность измерения в узлах сетки с высокой точностью, маневренность сеточной модели.

Но, не смотря на все достоинства приведенного выше метода, для его реализации необходимо сложное оборудование: электроинтеграторы, делители напряжений, системы автоматического опроса и др. Сложно также осуществить изготовление модели, когда количество элементов может исчисляться тысячами штук.

«Метод математического моделирования. Этот метод обладает более широкими возможностями анализа напряженного состояния деталей образующих ЦПГ. Математические модели предназначены для воспроизведения математических зависимостей между величинами, характеризующими свойства и поведение объекта. В зависимости от формы представления моделируемых величин различают дискретные, непрерывного действия и комбинированные математические модели. Уровень развития современных ЭВМ и численных методов позволяет расширить круг задач, с использованием дискретных математических моделей. Прогресс в двигателестроении уже не мыслим без подробного исследования теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя. Для этого широко используются численные методы анализа, среди которых наибольшее применение нашли метод конечных элементов (МКЭ) и метод конечных разностей (МКР). Применение МКР основано на замене дифференциального уравнения теплопроводности и граничных условий конечно-разностными уравнениями, приводящей к системе линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных дискретных значений искомых функций в узлах сетки, аппроксимирующей заданную область. В настоящее время накоплен большой опыт использования МКР для различных расчетов в двигателестроении» [132,134-136].

«Не смотря на некоторые преимущества метода МКР, заключающиеся в сравнительно невысокой трудоемкости, для расчета теплонапряженного состояния двигателя целесообразно применять МКЭ. Основное преимущество МКЭ заключается в том, что одно и то же дискретно-элементное представление какой-либо детали может быть использовано как для решения задачи о температурном поле, так и для определения напряжений и деформаций, в то время как рассчитать поля напряжений в сложных деталях ДВС с использованием МКР значительно

труднее. Кроме того, МКЭ позволяет анализировать задачу для деталей более сложных форм (с произвольными очертаниями) и более точными граничными условиями» [90,133].

Расчеты с применением МКЭ производились в два этапа. Первый выполнялся по упрощенной расчетной модели с использованием прикладной универсальной программы, разработанной НИИ механики и физики Саратовского государственного университета, и ограничивался расчетом температурных полей в ГЦ.

При выборе программы на втором этапе рассматривались следующие, наиболее популярные средства, реализующие МКЭ:

1. Cosmos/M
2. Зенит 95
3. NASTRAN
4. ABAQUS
5. ANSYS

В качестве критериев оценки качества данных программ использовались такие характеристики, как соответствие международным стандартам, широта функциональных возможностей, удобство пользовательского интерфейса и главное то, чтобы программы позволяли получать температурные напряжения и деформации от воздействия, как силовых факторов, так и тепловых.

Все вышеперечисленные программы являются многоцелевыми конечно-элементными пакетами для проведения инженерного анализа. На выбор используемого пакета оказало также влияние рекомендации и отзывы специалистов, большая популярность среди инженеров, многообразие способов решения задач, а также авторитет фирмы изготовителя.

В нашем случае для расчетов использовалась программа Design Space многоцелевого конечно-элементного пакета Ansys Workbench Suite 7.0 для инженерного анализа, в широком круге инженерных дисциплин (прочность, теплофизика, динамика жидкостей и газов и электромагнетизм), которая широко используется в мировой практике, для решения подобных задач.

Пакет ANSYS предоставляет исчерпывающий инструментарий для углубленного анализа любых конструкций.

Пакет ANSYS предлагает уникальный набор различных решателей к каждому из типов анализа (статика – 6 типов, модальный анализ – 6 типов, и т.д.) с функцией программного автоподбора типа решателя в зависимости от типа и размерности решаемой задачи.

Решение переходных динамических задач проводится методом Ньюмарка. Используется полная и модифицированная процедура Ньютона-Рафсона, а также ARC-LEN(GTH) метод. Связь ANSYS с CAD-системами осуществляется множеством способов, среди которых: прямой доступ к геометрии тяжелых пакетов, импорт множества стандартных форматов, а также обмен данными с CAD-системами при помощи специализированных функций, содержащихся во встроенных в эти системы расчетных модулях ANSYS (например, ANSYS ProFEA, ANSYS for CADDs, и серии программ Design Space). Примером являются такие пакеты как AutoCAD, Solid Works, CADDs, Solid Edge, STEP, Parasolid.

ANSYS сертифицирован в соответствии со следующим стандартом и требованиями:

- The ISO-9000 series, especially ISO 9001 and ISO 9000-3
- Lloyd's Register's software certification.
- NAFEMS QA certification.
- British standard BS 5750.
- The TickIT initiative.
- The SEI Capability Maturity Model (from CMU's Software Engineering Institute).
- The Malcolm Baldrige National Quality Award.

Пакет ANSYS – открытая система, настраиваемая под конкретного пользователя. С использованием внутреннего параметрического языка программирования высокого уровня (APDL) или обычного FORTRAN (Compaq/Digital Visual Fortran 6.0) или C++ компилятора пользователь получает возможность встраивать в ANSYS любые процедуры, элементы, решатели, модифицировать и дополнять

меню, подключать файлы сообщений на любом языке или переделать имеющиеся. Программа в ANSYS может быть подключена как подпрограмма к любой программе пользователя.

Все выше перечисленные факторы свидетельствуют о широком внедрении программы, о ее гибкости, возможности изменять и пополнять существующие базы данных, а также удовлетворяет нашим требованиям, предъявляемым к расчету.

Не смотря на то, что выбранный метод конечных элементов имеет высокую точность сходимости с экспериментальными данными и широко используется в мировой практике, результаты расчетов зависят от ряда факторов, главными среди которых можно считать степень соответствия математической модели и граничных условий реальной детали и условиям ее работы.

3.2.2 Вывод структурной матрицы с учетом связи напряжений с деформациями и тепловым расширением

Формула, обеспечивающая связь напряжений с деформациями (используемая данной программой), приведена ниже:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^{el}\}, \quad (3.30)$$

где $\{\sigma\}$ – вектор напряжения $\begin{bmatrix} \sigma_X & \sigma_Y & \sigma_Z & \sigma_{XY} & \sigma_{YZ} & \sigma_{XZ} \end{bmatrix}^T$ (вывод как S – матрица жесткости напряжений);

$[D]$ – матрица напряжений – деформаций (3.33), для нескольких анизотропных элементов, определенных по полному матричному выражению;

$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\}$ – вектор упругой деформации (следует учесть, что $\{\varepsilon^{el}\}$ – деформация, вызванная напряжениями);

$\{\varepsilon\}$ – тотальный вектор деформации $\begin{bmatrix} \varepsilon_X & \varepsilon_Y & \varepsilon_Z & \varepsilon_{XY} & \varepsilon_{YZ} & \varepsilon_{XZ} \end{bmatrix}^T$;

$\{\varepsilon^{th}\}$ – тепловой вектор деформации (определенный в уравнении 3.32).

Векторы напряжений показаны на рисунке 3.4. Правило знака для напряжений и деформаций, использованных в программе: при растяжении знак положи-

тельный, а при сжатии знак отрицательный. Для сдвига знак положителен, когда плоскости перемещаются по направлению друг к другу.

Уравнение (3.30) может также быть представлено в виде:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^{th}\} + [D]^{-1}\{\sigma\}, \quad (3.31)$$

где

Для 3-х мерного варианта, тепловой вектор деформации $\{\varepsilon^{th}\}$ будет:

$$\{\varepsilon^{th}\} = \Delta T[\alpha_X \alpha_Y \alpha_Z 000]^T, \quad (3.32)$$

где $\alpha_X, \alpha_Y, \alpha_Z$ – тепловой коэффициент расширения вдоль оси X, Y, Z соответственно;

$\Delta T = T - T_{REF}$, T – текущее значение температура в рассматриваемой точке;

T_{REF} – основная температура (температура в зоне свободной от деформаций).

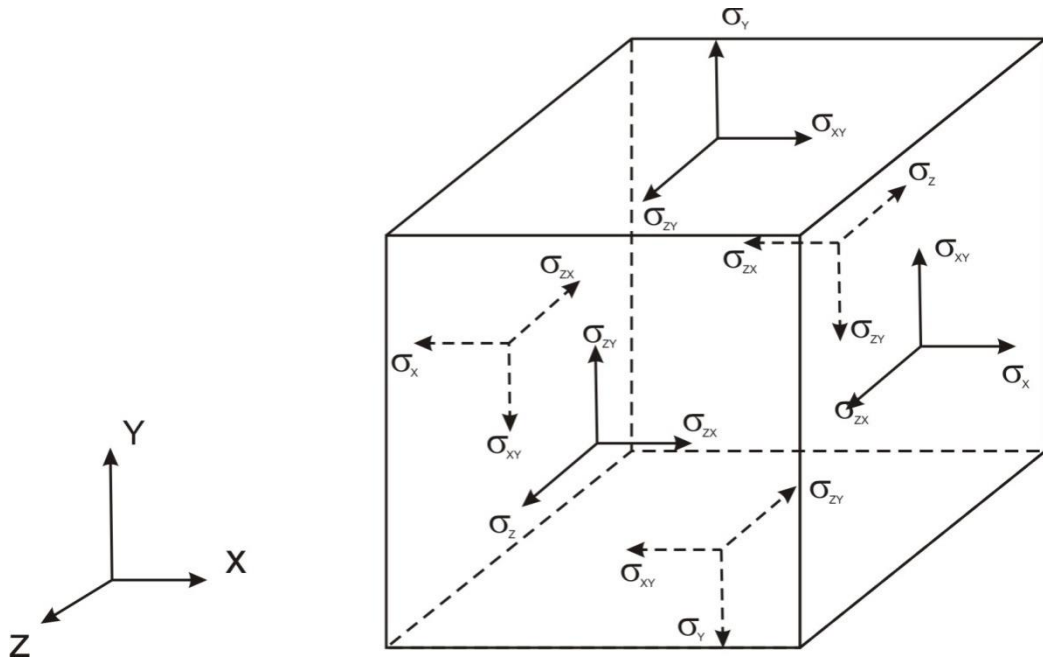


Рисунок 3.4 - Направление вектора напряжения

Гибкость или матрица согласия, $[D]^{-1}$:

$$[D]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/E_X & -\nu_{XY}/E_X & -\nu_{XZ}/E_X & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{YX}/E_Y & 1/E_Y & -\nu_{YZ}/E_Y & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{ZX}/E_Z & -\nu_{ZY}/E_Z & 1/E_Z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{XY} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{YZ} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{XZ} \end{bmatrix}, \quad (3.33)$$

где E_X – модуль продольной упругости по оси x ;

ν_{XY} – «старший» коэффициент Пуассона;

ν_{YX} – «младший» коэффициент Пуассона;

G_{XY} – модуль сдвига в плоскости xy .

Матрица $[D]^{-1}$ является симметричной, так что можно записать:

$$\frac{\nu_{YX}}{E_Y} = \frac{\nu_{XY}}{E_X}, \quad (3.34)$$

$$\frac{\nu_{ZX}}{E_Z} = \frac{\nu_{XZ}}{E_X}, \quad (3.35)$$

$$\frac{\nu_{YZ}}{E_Y} = \frac{\nu_{ZY}}{E_Z} \quad (3.36)$$

С учетом выше приведенных уравнений (3.35 – 3.36) ν_{YX} , ν_{XY} , ν_{ZX} , ν_{XZ} , ν_{YZ} , ν_{ZY} являются независимыми величинами, и поэтому пользователь может вводить любое значение либо ν_{YX} , ν_{ZX} , ν_{YZ} либо ν_{XY} , ν_{XZ} , ν_{ZY} . Учитывая анизотропию чугуна ($E_X = E_Y = E_Z$ и $\nu_{XY} = \nu_{YZ} = \nu_{XZ}$), не имеет особого значения, какой именно коэффициент используется.

Подставим в уравнение (3.31) уравнение (3.32) и распишем его с учетом уравнений (3.35 – 3.36). Запишем полученные уравнения:

$$\varepsilon_X = \alpha_X \Delta T + \frac{\sigma_X}{E_X} - \frac{\nu_{XY} \sigma_Y}{E_X} - \frac{\nu_{XZ} \sigma_Z}{E_X}, \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_Y = \alpha_Y \Delta T - \frac{\nu_{XY} \sigma_X}{E_X} + \frac{\sigma_Y}{E_Y} - \frac{\nu_{YZ} \sigma_Z}{E_Y}, \quad (3.38)$$

$$\varepsilon_z = \alpha_z \Delta T - \frac{\nu_{xz} \sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{yz} \sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z}, \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{G_{xy}}, \quad (3.40)$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{G_{yz}}, \quad (3.41)$$

$$\varepsilon_{xz} = \frac{\sigma_{xz}}{G_{xz}}, \quad (3.42)$$

где ε_x – осевая деформация по оси x ;

σ_x – осевое напряжение по оси x ;

ε_{xy} – деформация сдвига в плоскости xy ;

σ_{xy} – напряжения сдвига в плоскости xy .

Альтернативой предложенному уравнению (3.30) может быть расширенное уравнение. Для этого подставим в уравнение (3.30) матрицу инверсии (3.33), тепловой вектор деформации для 3-х мерной системы (3.32) и систему уравнений (3.35 – 3.36). В результате получим:

$$\sigma_x = \frac{E_x}{h} \left(1 - (\nu_{yz})^2 \frac{E_z}{E_y} \right) \cdot (\varepsilon_x - \alpha_x \Delta T) + \frac{E_y}{h} \left(\nu_{xy} + \nu_{xz} \nu_{yz} \frac{E_z}{E_y} \right) \times \\ \times (\varepsilon_y - \alpha_y \Delta T) + \frac{E_z}{h} (\nu_{xz} + \nu_{yz} \nu_{xy}) \cdot (\varepsilon_z - \alpha_z \Delta T) \quad (3.43)$$

$$\sigma_y = \frac{E_y}{h} \left(\nu_{xy} + \nu_{xz} \nu_{yz} \frac{E_z}{E_y} \right) \cdot (\varepsilon_x - \alpha_x \Delta T) + \frac{E_y}{h} \left(1 - (\nu_{xz})^2 \frac{E_z}{E_x} \right) \times \\ \times (\varepsilon_y - \alpha_y \Delta T) + \frac{E_z}{h} \left(\nu_{yz} + \nu_{xz} \nu_{xy} \frac{E_y}{E_x} \right) \cdot (\varepsilon_z - \alpha_z \Delta T) \quad (3.44)$$

$$\sigma_z = \frac{E_z}{h} (\nu_{xz} + \nu_{yz} \nu_{xy}) \cdot (\varepsilon_x - \alpha_x \Delta T) + \frac{E_z}{h} \left(\nu_{yz} + \nu_{xz} \nu_{xy} \frac{E_y}{E_x} \right) \times \\ \times (\varepsilon_y - \alpha_y \Delta T) + \frac{E_z}{h} \left(1 - (\nu_{xy})^2 \frac{E_y}{E_x} \right) \cdot (\varepsilon_z - \alpha_z \Delta T) \quad (3.45)$$

$$\sigma_{xy} = G_{xy} \varepsilon_{xy}, \quad (3.46)$$

$$\sigma_{YZ} = G_{YZ} \varepsilon_{YZ}, \quad (3.47)$$

$$\sigma_{XZ} = G_{XZ} \varepsilon_{XZ}, \quad (3.48)$$

$$\text{где} \quad h = 1 - (\nu_{XY})^2 \frac{E_Y}{E_X} - (\nu_{YZ})^2 \frac{E_Z}{E_Y} - (\nu_{XZ})^2 \frac{E_Z}{E_X} - 2\nu_{XY}\nu_{YZ}\nu_{XZ} \frac{E_Z}{E_X}. \quad (3.49)$$

Если модули сдвига G_{XY} , G_{YZ} и G_{XZ} не задаются в условиях задачи для изотропных материалов, они вычисляются по формуле:

$$G_{XY} = G_{YZ} = G_{XZ} = \frac{E_X}{2(1 + \nu_{XY})}. \quad (3.50)$$

Матрица $[D]$ должна быть положительно ориентирована. Программа проверяет все свойства материалов, которые используются каждым активным элементом, чтобы убедиться в том, что $[D]$ действительно положительно определена. В случае, когда свойства материала зависят от температуры, расчеты производятся в несколько этапов, постепенно поднимая значение температуры до нужной величины. Материал всегда положительно определен, если материал изотропен или если все значения ν_{XY} , ν_{YZ} , ν_{XZ} равны нулю. При использовании коэффициента Пуассона ν_{XY} , ν_{YZ} , ν_{XZ} , значение h , определенное в уравнении (3.49), должно быть положительным для материала, у которого матрица $[D]$ положительно определена.

Рассматривая зависимость тепловой деформации от коэффициента теплового расширения для типичного узла, тепловая деформация выражается уравнением (3.32). Запишем это уравнение в упрощенной форме:

$$\varepsilon^{th} = \alpha(T - T_{ref}). \quad (3.51)$$

Приведенное выше уравнение предполагает, что α является независимой величиной, и не зависит от температуры. Если α является функцией температуры, уравнение (3.51) примет вид:

$$\varepsilon^{th} = \int_{T_{ref}}^T \alpha_{inst}(T) dT, \quad (3.52)$$

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

Программа использует среднее значение или среднее взвешенное значение α :

$$\varepsilon^{th} = \bar{\alpha}(T)(T - T_{ref}), \quad (3.53)$$

где $\bar{\alpha}(T) = \frac{\int_{T_{ref}}^T \alpha_{inst} dT}{T - T_{ref}}$ – среднее значение коэффициента теплового расширения.

Данные обычно представляются как средняя величина и верно используются программой до тех пор, пока T_{ref} является не только базовой температурой, но и температурой, при которой существуют нулевые деформации. Если это условие не выполняется, то необходимо произвести настройку согласно формуле:

$$\varepsilon_0^{th} = \bar{\alpha}^0(T)(T - T_0) = \int_{T_0}^T \alpha_{inst} dT, \quad (3.54)$$

$$\varepsilon_r^{th} = \bar{\alpha}^r(T)(T - T_{ref}) = \int_{T_{ref}}^T \alpha_{inst} dT. \quad (3.55)$$

Формулы (3.54) и (3.55) представляют термические деформации при температуре T для двух различных точек T_0 и T_{ref} . Пусть T_0 будет температурой, при которой получены данные, а T_{ref} – температурой при которой все деформации равны 0. Таким образом, $\bar{\alpha}^0$ есть конечные данные, а $\bar{\alpha}^r$ данные для ввода в программу.

Правая часть уравнения (3.54) может быть преобразована как:

$$\int_{T_0}^T \alpha_{inst} dT = \int_{T_0}^{T_{ref}} \alpha_{inst} dT + \int_{T_{ref}}^T \alpha_{inst} dT, \quad (3.56)$$

также

$$\int_{T_0}^{T_{ref}} \alpha_{inst} dT = \bar{\alpha}^0(T_{ref}) (T_{ref} - T_0), \quad (3.57)$$

или

$$\int_{T_0}^{T_{ref}} \alpha_{inst} dT = \bar{\alpha}^r(T_0) (T_{ref} - T_0), \quad (3.58)$$

Объединив уравнения (3.54)–(3.57), получим:

$$\bar{\alpha}^t(T) = \bar{\alpha}^0(T) + \frac{T_{ref} - T_0}{T - T_{ref}} \left(\bar{\alpha}^0(T) - \bar{\alpha}^0(T_{ref}) \right). \quad (3.59)$$

Таким образом, при настройке программы необходимо учесть уравнение (3.59) для температуры отличной от температуры в не деформируемой зоне. Это регулирование α может быть произведено автоматически.

Следует отметить, что, если $T_{ref} = T_0$, то уравнение (3.59) тривиально, если $T = T_{ref}$, уравнение (3.59) является неопределенным. Используемые значения T являются температурами, позволяющими определить $\bar{\alpha}$. Таким образом, использование процедуры регулирования $\bar{\alpha}$ позволяет избежать значений T , для которых справедливо равенство $T = T_{ref}$.

Если же $T = T_{ref}$ то:

- значение T известно на обоих концах интервала, и тогда новая α величина такая же, как и α самой ближней точки;
- значение T не известно ни на одном из концов интервала, тогда α вычисляется как среднее между двумя настроечными величинами.

Из принципа внутренней работы следует, что очень малое изменение внутренней энергии при деформации должно быть компенсировано идентичным изменением внешней работы, вызванной применением нагрузок.

$$\delta U = \delta V, \quad (3.60)$$

где U – потенциальная энергия деформируемого тела (внутренняя работа)

$$U = U_1 + U_2;$$

$$V – \text{внешняя работа } V = V_1 + V_2 + V_3;$$

δ – виртуальный оператор.

Действительная потенциальная энергия от деформации:

$$\delta U_1 = \int_{vol} \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} d(vol), \quad (3.61)$$

где $\{\varepsilon\}$ – вектор деформации;

$\{\sigma\}$ – вектор напряжений;

vol – объем элемента.

Продолжая дифференцирование, объединим уравнения (3.61) и (3.60), в результате получим:

$$\delta U_1 = \int_{vol} \left(\{\delta \varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} - \{\delta \varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon^{th}\} \right) d(vol). \quad (3.62)$$

Связь деформации с узловыми перемещениями выражается через уравнение:

$$\{\varepsilon\} = [B] \{u\}, \quad (3.63)$$

где $[B]$ – деформация матрицы перемещения, основанная на элементе, формирующем функцию;

$\{u\}$ – узловой вектор перемещения.

Предположим, что все изменения происходят в глобальной декартовой системе координат. Объединив уравнения (3.63) с уравнением (3.62), и учтем, что $\{u\}$ не изменяется по объему, получим:

$$\delta U_1 = \{\delta u\}^T \int_{vol} [B]^T [D] \cdot [B] d(vol) \{u\} - \{\delta u\}^T \int_{vol} [B]^T [D] \{\varepsilon^{th}\} d(vol). \quad (3.64)$$

Вторая составляющая потенциальной энергии (внутренней работы) – U_2 , для поверхности, перемещающейся против распределенного сопротивления, как в жесткой основе, может быть выражена как:

$$\delta U_2 = \int_{area_f} \{\delta w_n\}^T \{\sigma\} d(area_f), \quad (3.65)$$

где $\{w_n\}$ – нормальное перемещение к поверхности;

$\{\sigma\}$ – поверхностное напряжение;

$area_f$ – область распределенного сопротивления.

Обе величины $\{w_n\}$ и $\{\sigma\}$ будут иметь только один ненулевой узел. Нормальное перемещение связано с узловым следующим выражением:

$$\{w_n\} = [N_n] \{u\}, \quad (3.66)$$

где $[N_n]$ – матрица функций для нормальных перемещений в поверхности.

Напряжение $\{\sigma\}$:

$$\{\sigma\} = k \{w_n\}, \quad (3.67)$$

где k – коэффициент, определяющий запас прочности, Н/м.

Подставим в уравнение (3.65) уравнения (3.66) и (3.67), предполагая, что k является постоянным по площади,

$$\delta U_2 = \{\delta u\}^T k \int_{area_f} [N_n]^T [N_n] d(area_f) \{u\}. \quad (3.68)$$

Теперь рассмотрим внешнюю действительную (элементарную, виртуальную) работу. Сначала изучим инерционные эффекты:

$$\delta V_1 = - \int_{vol} \{\delta w\}^T \frac{\{F_a\}}{vol} d(vol), \quad (3.69)$$

где $\{w\}$ – вектор перемещения общей точки;

$\{F_a\}$ – вектор силы ускорения.

Согласно второму закону Ньютона:

$$\frac{\{F_a\}}{vol} = \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{w\}, \quad (3.70)$$

где ρ – плотность;

t – время.

Связь перемещений в пределах элемента с узловыми перемещениями:

$$\{w\} = [N]\{u\}, \quad (3.71)$$

где $[N]$ – матрица функции формы.

Объединим уравнения (3.69), (3.70), и (3.71) и, предполагая, что ρ является постоянным по объему, получим:

$$\delta V_1 = -\{\delta u\}^T \rho \int_{vol} [N]^T [N] d(vol) \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\}. \quad (3.72)$$

Формулировка вектора силы давления:

$$\delta V_2 = \int_{area_p} \{\delta w_n\}^T \{P\} d(area_p), \quad (3.73)$$

где $\{P\}$ – прикладной вектор давления (обычно содержит только один ненулевой компонент);

$area_p$ – область действия давления.

Объединим уравнения (3.71) и (3.73)

$$\delta V_2 = \{\delta u\}^T \int_{area_p} [N_n]^T \{P\} d(area_p). \quad (3.74)$$

Если направление вектора давления не указано, то давления прикладывают к внешней поверхности каждого элемента и нормально к кривым поверхностям, если это возможно.

Узловые силы, приложенные к элементу, могут быть рассчитаны:

$$\delta V_3 = \{\delta u\}^T \{F_e^{nd}\}, \quad (3.75)$$

где $\{F_e^{nd}\}$ – узловые силы, приложенные к элементу.

Объединим уравнения (3.60), (3.64), (3.68), (3.72), (3.74) и (3.75) и запишем:

$$\begin{aligned}
& \{\delta u\}^T \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol) \{u\} - \{\delta u\}^T \int_{vol} [B]^T [D] [\varepsilon^{th}] d(vol) + \\
& + \{\delta u\}^T k \int_{area_f} [N_n]^T [N] d(area_f) \{u\} = \\
& = -\{\delta u\}^T \rho \int_{vol} [N_n]^T [N] d(vol) \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} + \{\delta u\}^T \int_{area_p} [N_n]^T \{P\} d(area_p) + \{\delta u\}^T \{F_e^{nd}\}.
\end{aligned} \tag{3.76}$$

Заметим, что вектор $\{\delta u\}^T$ является набором произвольных бесконечно малых перемещений, обобщим приведенные выше понятия, сохранив при этом требуемое уравнением(3.76) условие. В результате получим:

$$\left([K_e] + [K_e^f] \right) \{u\} - \{F_e^{th}\} = [M_e] \{\ddot{u}\} + \{F_e^{pr}\} + \{F_e^{nd}\} \tag{3.77}$$

где $[K_e] = \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol)$ – матрица жесткости элемента;

$[K_e^f] = k \int_{area_f} [N_n]^T [N] d(area_f)$ – матрица жесткости основы элемента;

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

$[M_e] = \rho \int_{vol} [N_n]^T [N] d(vol)$ – 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.

Уравнение(3.77) представляет уравнение равновесия для одного базисного элемента.

3.2.3 Математическая модель теплонапряженности огневого днища головки цилиндров

Головка цилиндров является сложной пространственной конструкцией, поэтому одним из основных вопросов, возникающих при расчетной оценке ее напряженного состояния, является создание упрощенной расчетной схемы. Установлено, что наиболее теплонапряженным, лимитирующим срок службы головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания, конструктивным элементом является тепловоспринимающая поверхность – огневое днище. Огневое днище головки цилиндров представляет собой трехмерный элемент конструкции, имеющий несимметричную, в пределах одного цилиндра форму.

«Следует отметить, что идентичность теплового нагружения в каждом цилиндре обычных головок позволяет рассматривать при расчетах лишь одну секцию – огневое днище над одним из цилиндров. Причем если рассматривать секцию прямоугольной формы, ширина которой равна расстоянию между осями цилиндров, то необходимо отметить, что периферийная часть секции, находящаяся за пределами цилиндра, участвует только в процессе отвода тепла в окружающую среду. Рядом исследователей установлено, что тепловые потоки в днищах головок близки к одномерным – номинальным плоскости днища» [86, 137]. «Следует также отметить, что в периферийной зоне днища плотности тепловых потоков в плоскости днища намного ниже по толщине днища в центральной зоне. Поэтому при реализации пространственных задач теплопроводности днищ головок цилиндров обычно пренебрегают тепловыми потоками в плоскости днища» [79, 138]. «Исходя из этого, для дальнейшего упрощения расчетной схемы и сокращения объема подготовки информации допустимо выделение из первоначальной прямоугольной области более локализованного участка, например, в форме диска с диаметром ($D=150 \cdot 10^{-3}$ м), равным ширине области с отсутствием теплообмена на боковой его поверхности. В работах, посвященных расчетам температурного поля головок блоков цилиндра, огневое днище рассматривается, как плоский диск,

нагреваемый с одной стороны и охлаждаемый с другой, и имеющий в центральной части прилив под установку форсунки» [111, 139].

В полости охлаждения огневого днища для дальнейшего упрощения расчетной модели можно выделить элементы, активно участвующие в рабочем процессе, подверженные как тепловому, так и механическому нагружению. Так же можно выделить и элементы, которые не оказывают значительного влияния. К первым можно отнести элементы установочного узла форсунки: стакан форсунки, бобышку стакана уплотнительную шайбу, основания патрубков каналов газораспределения, каналы. Часть стакана форсунки, расположенная в верхнем посадочном гнезде головки цилиндра, практически не участвует в отводе тепла и может быть исключена из схемы. При этом должно выполняться условие, что давление, оказываемое на форсуночный стакан от затяжки шайбы, сохранено.

Для наших расчетов использовались в первом случае упрощенная трехмерная модель огневого днища представляющая собой диск с отверстиями под седла клапанов (впускной и выпускной), а также отверстие под форсунку. В центральной части модели находится бобышка под форсуночный стакан, который также входит в предлагаемую модель. На рисунках 3.5(а) и 3.5(б) представлены изометрический вид и сечение трехмерной расчетной модели, используемой в первом случае расчета температурных полей ГЦ.

Оптимизированная модель, отличается тем, что в нее добавлены патрубки к впускному и выпускному клапану, учтены большая часть фасок и галтелей с учетом ранее принятых изменений и допущений. На рис. 3.6, 3.7, 3.8 представлена геометрическая форма трехмерной модели огневого днища головки цилиндров двигателя ЯМЗ-240Б, используемая на втором этапе расчетов.

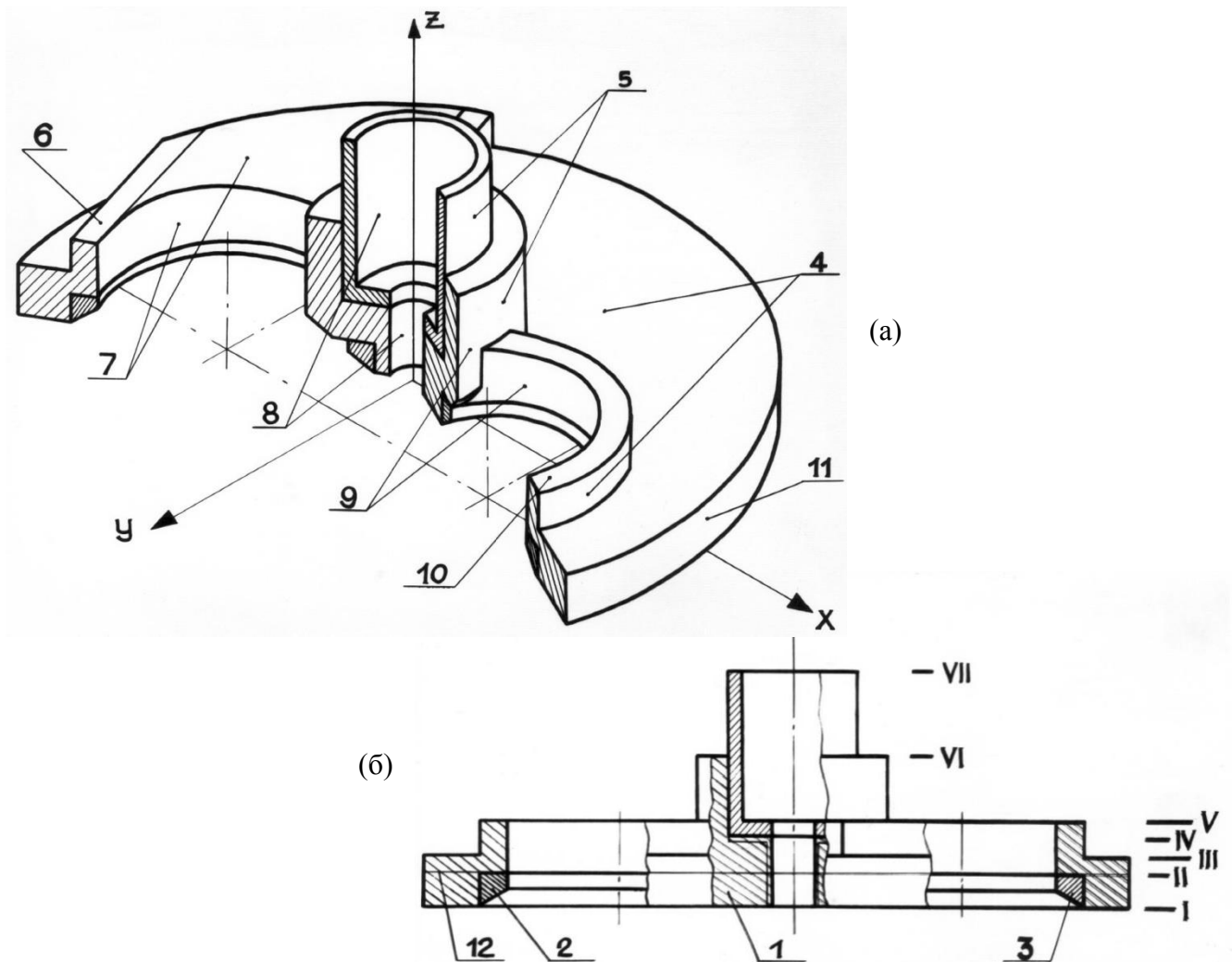


Рисунок 3.5 – Расчетная модель огневого днища головки цилиндров двигателя ЯМЗ-238НБ: 1...12 – поверхности на которых определялись граничные условия; I...VII–сечения расчетной модели в горизонтальной плоскости.

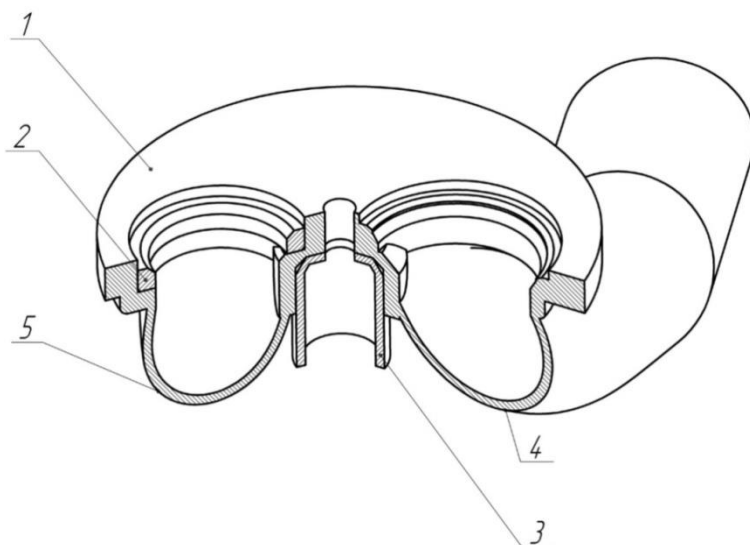


Рисунок 3.6 - Геометрия математической модели в сечении по линиям, соединяющим центры форсуночного и клапанных отверстий: 1 – тепловоспринимающая поверхность; 2 – седло клапана; 3 – форсуночный стакан; 4 – патрубок впускного клапана; 5 – патрубок выпускного клапана

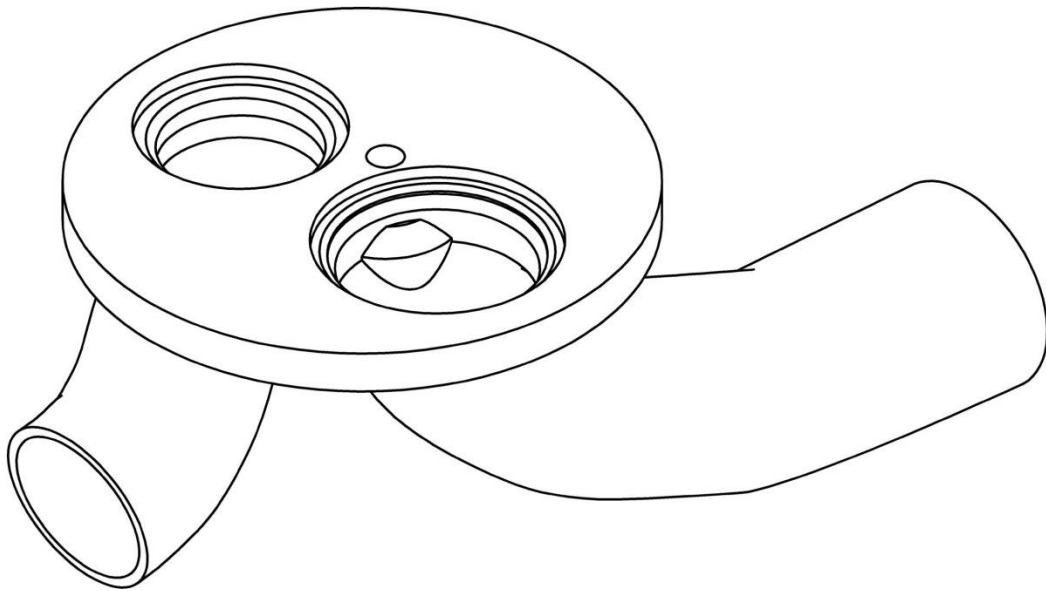


Рисунок 3.7 - Общий вид геометрии математической модели

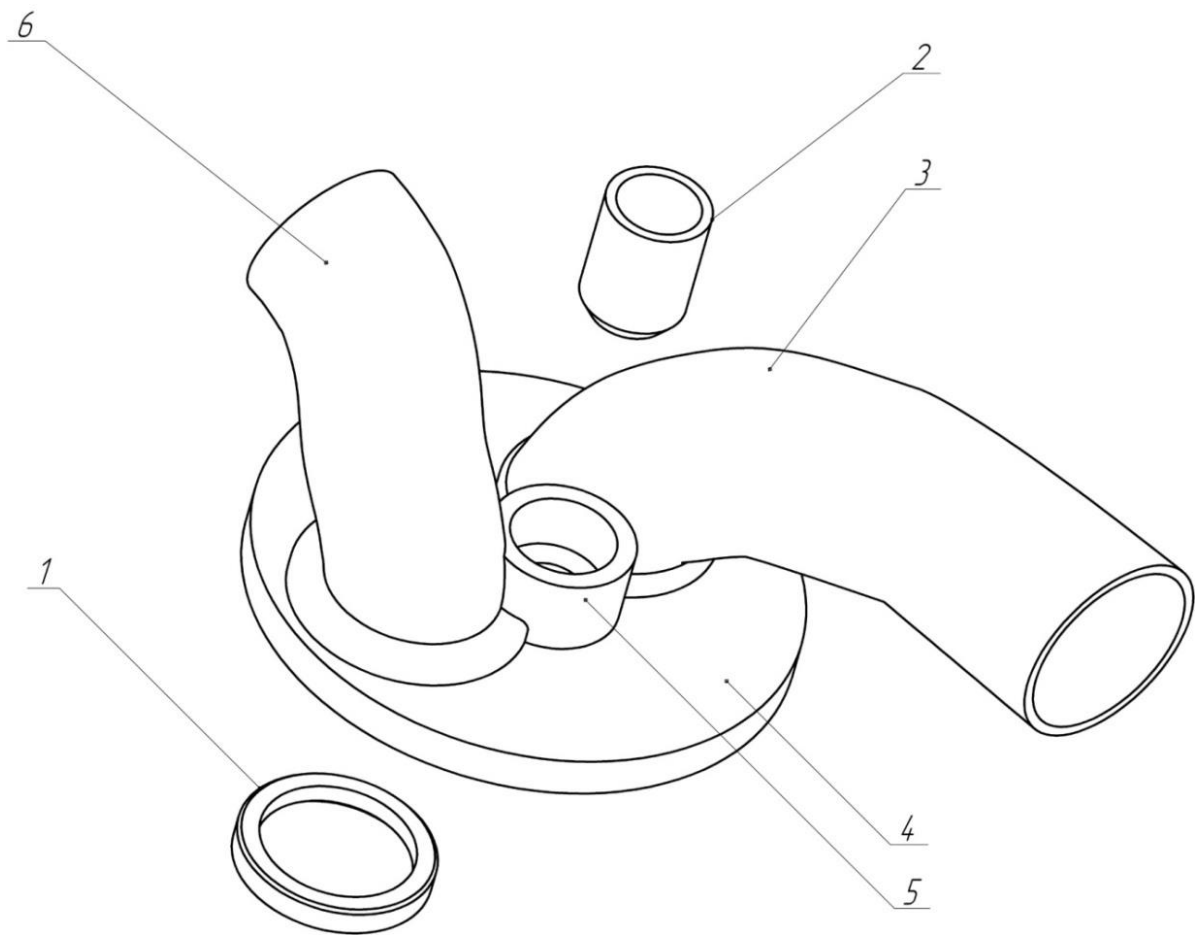


Рисунок 3.8 - Элементы, входящие в математическую модель:

- 1 – седло клапана; 2 – форсуночный стакан; 3 – патрубок впускного клапана;
 4 – тепловоспринимающая поверхность; 5 – бобышка под форсуночный стакан;
 6 – патрубок выпускного клапана.

При создании математической модели использованы допущения об идеальном контакте между сопряженными поверхностями стакана форсунки и бобышки днища, а также вставными гнездами клапанов газораспределения и днищем. Это позволило значительно упростить полученную расчетную модель.

Разбиение на конечные элементы производилось с учетом всех тех параметров, которые были описаны выше, а также с учетом задания метода разбиения на конечные элементы и их количества.

В первом случае сетка разбиения насчитывала 1428 узлов (1632 – для экспериментального варианта со вставным днищем) и 1056 (1232) конечных макроэлементов. Схема разбиения на конечные элементы тепловоспринимающей и охлаждаемой поверхностей огневого днища представлены на рис 3.9, 3.10.

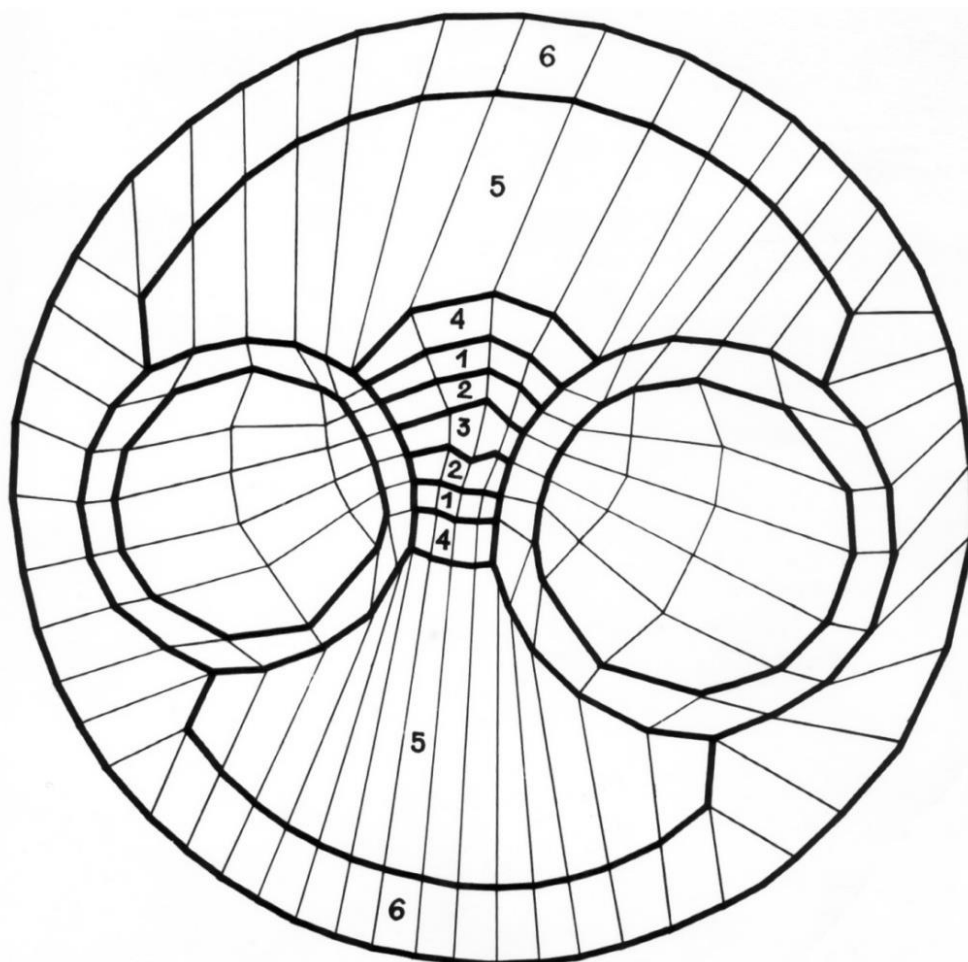


Рисунок 3.9 - Разбиение на конечные элементы тепловоспринимающей поверхности огневого днища

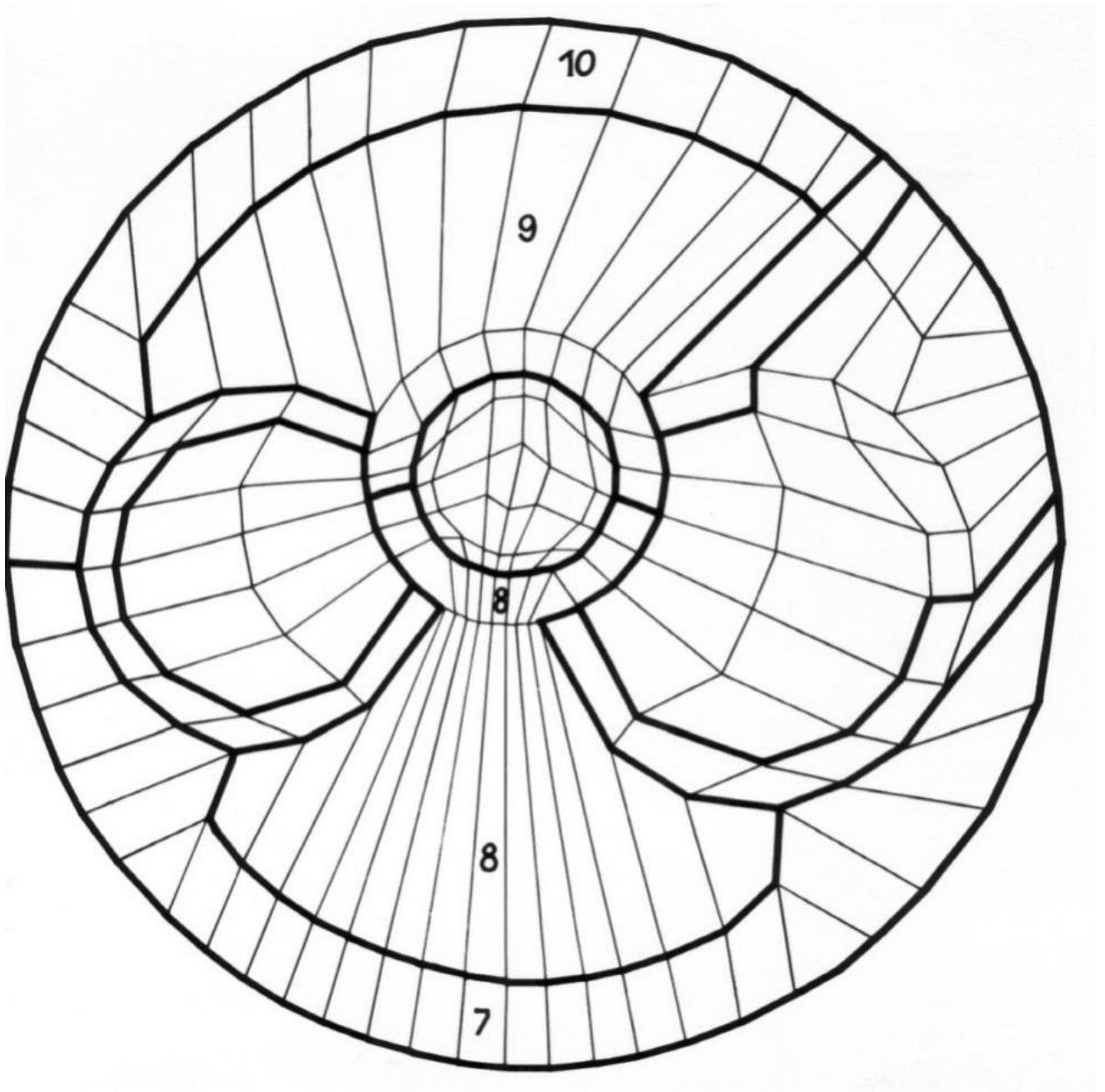


Рисунок 3.10 - Разбиение на конечные элементы охлаждаемой поверхности
огневого днища.

«Для второго случая расчета в местах галтелей, скруглений и переходов, производился дополнительный пересчет и уплотнение сетки для наиболее точного отображения теплонапряженности ГЦ. Сетка конечных элементов в межклапанной перемычке дополнительно уплотнялась с той же целью. Расчет, производимый программой, проходил в 2 этапа: 1-й – черновой – с грубой разбивкой математической модели на конечные элементы (количество элементов – 14136; уз-

лов конечных элементов – 25241) и 2-й – результирующий, с уплотнением сетки конечных элементов в местах повышенной концентрации напряжений и температур (количество элементов – 20288; узлов конечных элементов – 36070). Схему разбиения на конечные элементы математической модели можно видеть на рис. 3.11, 3.12. Следует отметить, что каждому из объектов соответствует материал с определенными механическими и теплофизическими свойствами» [88, 140, 141].

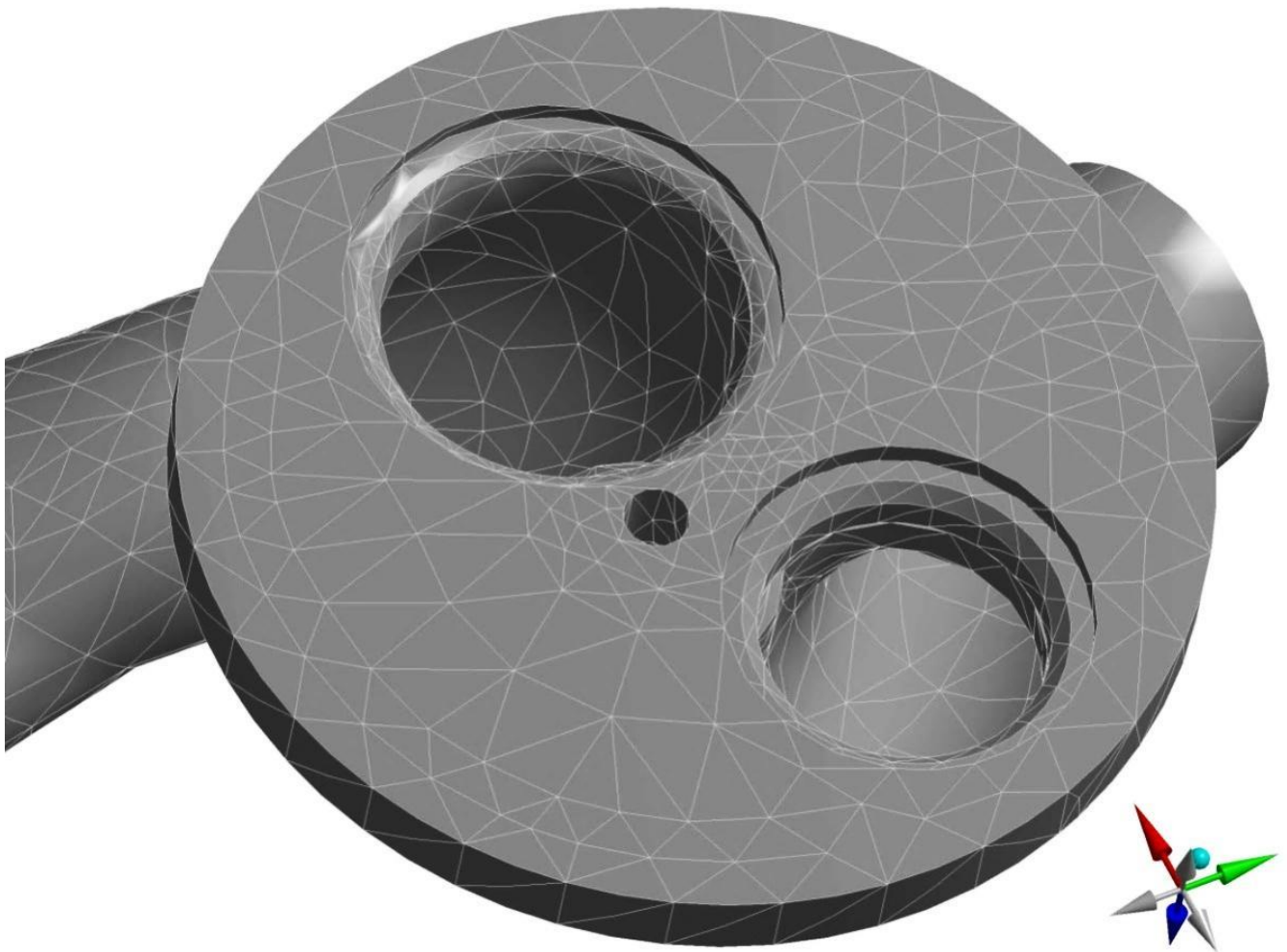


Рисунок 3.11 - Разбивка на конечные элементы
(вид со стороны тепловоспринимающей поверхности)

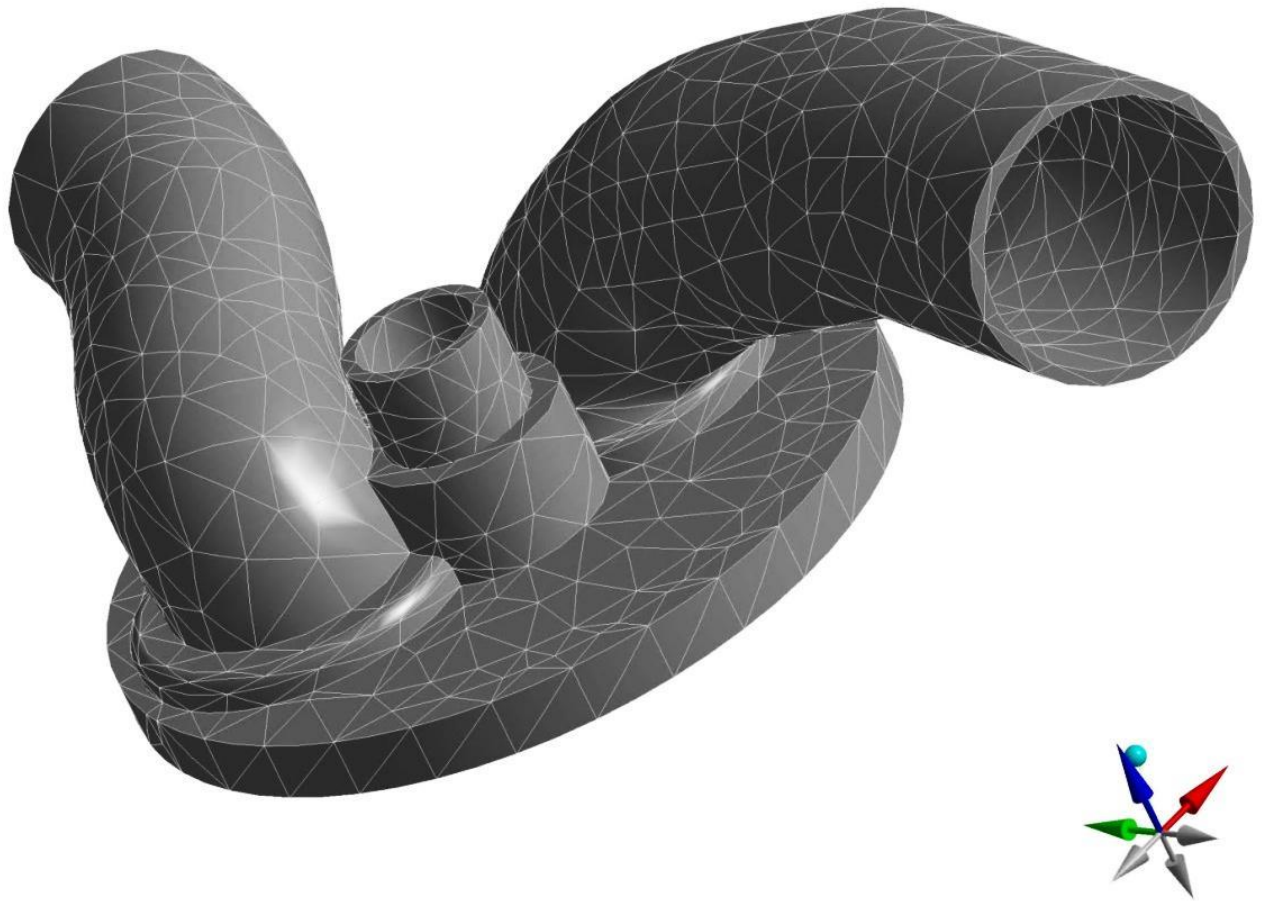


Рисунок 3.12 - Разбивка на конечные элементы (вид со стороны охлаждаемой поверхности)

Огневое днище изготовлено из чугуна СЧ-25, форсуночный стакан – из латуни ЛС-59, клапанное седло – из хромистого жаропрочного чугуна. Свойства материалов, используемых в расчете, представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2 - Свойства материалов используемых в расчете

Свойства	Латунь ЛС-59	Чугун СЧ-25	Хромистый чугун
Структурные свойства			
Модуль Юнга	$1,029 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	$1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$	$1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
Коэффициент Пуансона	0,37	0,28	0,28
Плотность	$8,5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$	$7,23 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$	$7,4 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$

Продолжение таблицы 3.2 - Свойства материалов используемых в расчете

Свойства	Латунь ЛС-59	Чугун СЧ-25	Хромистый чугун
Коэффициент линейного теплового расширения	$1,825 \cdot 10^{-5} 1/^{\circ}\text{C}$	$1,1 \cdot 10^{-5} 1/^{\circ}\text{C}$	$1 \cdot 10^{-5} 1/^{\circ}\text{C}$
Пределы напряжений			
Предел текучести при растяжении	140 МПа	150 МПа	-
Предел текучести при сжатии	140 МПа	712 МПа	180 МПа
Предел прочности при растяжении	400 МПа	210 МПа	-
Предел прочности при сжатии	400 МПа	950 МПа	250 МПа
Термические свойства			
Удельная теплоемкость	$376,8 \text{ Дж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$	586 $\text{Дж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$	500 $\text{Дж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$

3.2.4 Определение граничных условий на рабочих поверхностях расчетных моделей при определении температурных полей

«Установлено, что в современных методах и средствах решения краевых задач, к которым относятся поставленные нами задачи (теплопроводности и напряженного состояния), точность решения определяется в основном точностью задания граничных условий. Анализ способов задания граничных условий позволил выбрать наиболее оптимальный вариант расчета граничных условий на поверхностях расчетной модели с учетом условий организации рабочего процесса, охлаждения и других параметров, характерных для дизеля ЯМЗ-240Б» [78,139, 142]..

Граничные условия для рассматриваемой задачи могут быть заданы различными способами. Различают граничные условия 1-го, 2-го, 3-го и 4-го рода:

- *граничное условие первого рода*, когда задается распределение температуры на поверхности тела в любой момент времени, т.е.,

$$t_n(\tau) = f(x, y, z, \tau), \quad (3.78)$$

где $t_n(\tau)$ – температура на поверхности в момент времени;

n – внешняя нормаль к поверхности тела.

- *граничное условие второго рода*, когда задается плотность теплового потока через каждый элемент поверхности тела как функции времени:

$$q_n(\tau) = -\lambda(t) \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n, \quad (3.79)$$

где $q_n(\tau)$ – плотность теплового потока по поверхности тела;

λ – коэффициент теплопроводности тела.

- *граничное условие третьего рода*, когда задается температура окружающей среды и закон теплообмена между поверхностями тела и окружающей средой:

$$\alpha_\Sigma(\tau)[t_n(\tau) - t_c(\tau)] = -\lambda(t) \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n, \quad (3.80)$$

где $\alpha_\Sigma = \alpha_K + \alpha_L$ – коэффициент сложной теплоотдачи;

α_K – коэффициент конвекционной теплоотдачи;

α_L – коэффициент радиационной теплоотдачи;

t_c – температура окружающей среды.

- *граничное условие четвертого рода*, соответствующее условиям теплообмена поверхности тела с окружающей средой или теплообмену между двумя соприкасающимися телами, когда температура соприкасающихся поверхностей одинакова $t_{1n}(\tau) = t_{2n}(\tau)$:

$$\lambda_1 \left(\frac{\partial t_1}{\partial n} \right)_n = \lambda_2 \left(\frac{\partial t_2}{\partial n} \right)_n, \quad (3.81)$$

где λ_1 и λ_2 – коэффициент теплопроводности соприкасающихся тел.

«Для выбранной нами расчетной модели тепловоспринимающего днища головки цилиндров определен следующий состав поверхностей, на которых задавались граничные условия:

- тепловоспринимающая поверхность днища и поверхность днища, расположенная над буртом гильзы цилиндров;

- охлаждаема поверхность днища и боковые поверхности оснований патрубков газораспределения, сами патрубки и бобышка форсуночного стакана;
- боковая охлаждаемая поверхность стакана форсунки;
- поверхность горловин бобышки форсуночного стакана, «омываемые» впускными и выпускными газами;
- поверхности фасок вставных гнезд впускного и выпускного клапанов;
- основание патрубков газораспределение и сами каналы;
- поверхность нижней стенки патрубка впускного клапана, «омываемого» воздухом;
- внутренние поверхности форсуночного стакана и отверстие под носок форсунки;
- боковая торцовая поверхность на периферии днища.

Зоны задания граничных условий на расчетной модели представлены на рисунках 3.13, 3.14. Кроме того, некоторые из вышеперечисленных поверхностей разбиваются на участки, так как граничные условия на них имеют локальный характер, и критерии для их определения могут значительно отличаться друг от друга [168]. Величина коэффициента теплоотдачи и температур окружающей среды для выше перечисленных поверхностей расчетной модели приводятся в таблицах 3.3, 3.4.

«Эксперименты по определению температурного состояния отдельных деталей ЦПГ двигателей различных типов и назначений показали, что для большей части деталей, и, в первую очередь, для головки цилиндра, тепловое состояние при установившихся режимах работы двигателя меняется незначительно. Так амплитуда цикловых колебаний температуры на поверхности стенок камеры сгорания малооборотных двигателей составляет 30–50К высокооборотных – 10–15К. При этом колебания температур быстро затухают с удалением от тепловоспринимающей поверхности» [113, 78].

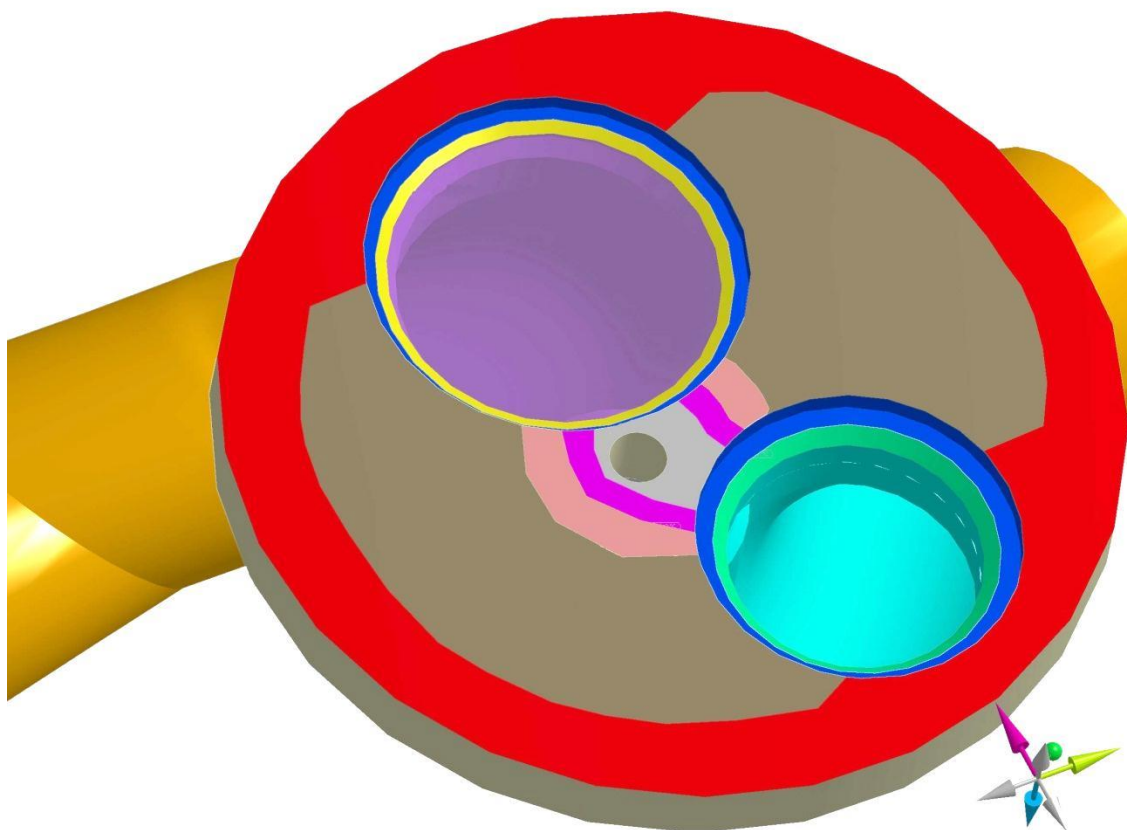


Рисунок 3.13 - Зоны задания граничных условий со стороны тепловоспринимающей поверхности

Таблица 3.3 – Параметры, определяющие граничные условия со стороны тепловоспринимающей поверхности

	α_{Σ} , Вт/м ² К	T, К		α_{Σ} , Вт/м ² К	T, К
Тепловоспринимающая поверхность			Впускной клапан, канал		
	300	1 062		700	1 062
	700	1 062		12730	531
	970	1 062		414	353
	900	1 062	Выпускной клапан, канал		
	800	1 062		700	1 062
				2800	808
				935	783

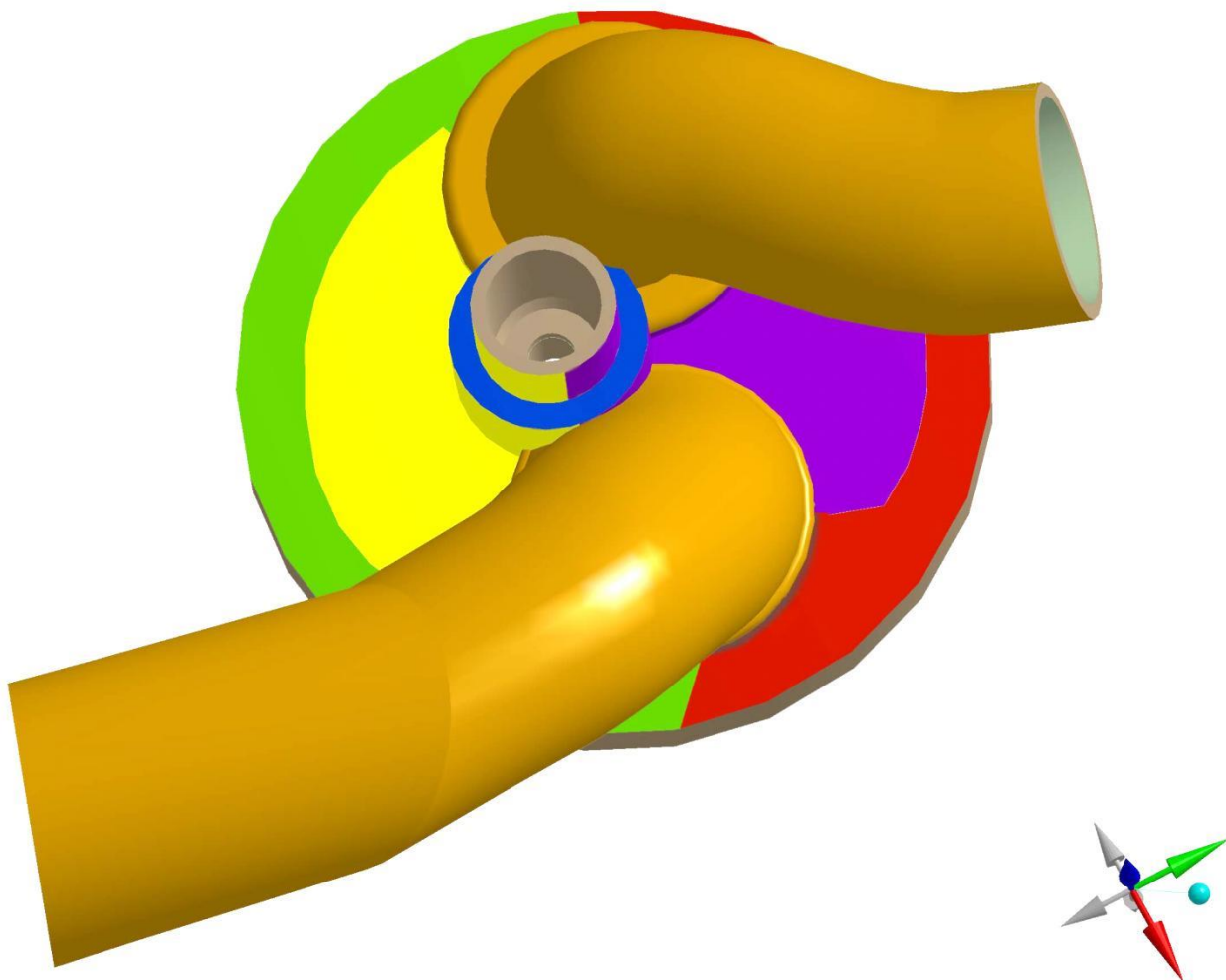


Рисунок 3.14 - Зоны задания граничных условий со стороны охлаждаемой поверхности

Таблица 3.4 – Параметры, определяющие граничные условия со стороны охлаждаемой поверхности

Охлаждаемая поверхность		
	α_{Σ} , Вт/м ² К	T, К
	4617	353
	6600	353
	414	353
	5800	353
	4973	353
	3492	353

С учетом этого, при определении граничных условий на тепловоспринимающей поверхности и внутренней поверхности клапанов газораспределения будем считать, что процесс теплообмена является условно постоянным.

При решении задач по определению стационарных температурных полей в тепловоспринимающих стенках камеры сгорания дизелей на установившемся режиме работы в основном задают средний по времени коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\Sigma_{cp}} = \frac{1}{\tau_0} \int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) d\tau, \quad (3.82)$$

и среднюю результирующую по теплоотдаче температуру газа [142]

$$t_{рез} = \frac{\int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) t_{г}(\tau) d\tau}{\int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) d\tau}. \quad (3.83)$$

«Значение средней результирующей температуры оказывается значительно выше значений средней температуры цикла в связи с тем, что коэффициент теплоотдачи от газов к стенке существенно понижается в области высоких значений давления и температуры газов в цилиндре. Ряд исследователей предлагают использовать в качестве параметров, характеризующих тепловое нагружение, локальные квазистационарные тепловые потоки (граничные условия второго рода)» [78, 85]. Определяющее выражение для этого случая запишется следующим образом [142]:

$$q_{cp} = \frac{1}{\tau_0} \int_{\tau_0} \alpha_{\Sigma}(\tau) [t_{г}(\tau) - t_{cm}] d\tau = \alpha_{\Sigma_{cp}} (t_{рез} - t_{cm}) \quad (3.84)$$

где $\alpha_{\Sigma_{cp}}$ и $t_{рез}$ – определяются по формулам (94) и (95) и обозначают средний по времени коэффициент теплоотдачи и некоторую условную температуру газа.

Проведя анализ условий теплообмена в цилиндре двигателя внутреннего сгорания, приведенные рядом авторов [82,138,142-145], по нашему мнению,

наиболее оптимальными и универсальными являются критериальные зависимости
Г. Б. Резенблита: для тактов наполнения, сжатия и выпуска

$$N_H = C \cdot Pe^{0.5}, \quad (3.85)$$

для тактов сгорания и расширения при определяющей температуре

$$N_H = C_1 \cdot Pe^{0.5} (1 + C_2 K_B), \quad (3.86)$$

где N_H – критерий Нусельта

$N_H = \frac{\alpha \cdot D_0}{\lambda}$ – критерий или безразмерный коэффициент теплоотдачи, характеризующий теплообмен на границе стенка-газ (жидкость) [146];

Pe – критерий Пекле $Pe = \frac{\varpi \cdot \tau \cdot D_0}{a}$, безразмерный комплекс определяет долю теплоты переносимую конвекцией или теплопроводностью [142,146];

$a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ – коэффициент температуропроводности;

K_B – критерий Кубанского, $K_B = \frac{C_{3B} \varpi_{3K}}{\varpi_\tau^2}$ – критерий, позволяющий учиты-

вать влияние возникающих в процессе сгорания звуковых колебаний газа на интенсивность теплоотдачи [142];

c, c_1, c_2 – постоянные коэффициенты, которые для дизелей с непосредственным впрыском топлива равны $c = 8,35$, $c_1 = 4,34$, $c_2 = 2,19 \cdot 10^{-4}$

Подставляя в уравнение (3.86) значение критериев, а также учитывая теплоотдачу радиацией, получим формулу для определения коэффициента сложного теплообмена [142]:

$$\alpha_\Sigma = c_1 \sqrt{\frac{\varpi_\tau}{D_0}} \sqrt{\rho_m \lambda_m c_{pm}} \left(1 + c_2 \frac{C_{3B} \varpi_{3K}}{\varpi_\tau^2} \right) + \varepsilon_\Sigma \sigma_0 \frac{T_{пл}^4 - T_{СТ}^4}{T_\Gamma - T_{СТ}}, \quad (3.87)$$

где ϖ_τ – тангенциальная составляющая скорости воздушного заряда в цилиндре;

D_0 – диаметр цилиндра;

$\sqrt{\rho_m \lambda_m c_{pm}}$ – так называемый коэффициент проникновения тепла, включающий в себя плотность, теплопроводность и теплоемкость при постоянном

давлении, которые находятся при конкретных значениях определяющей температуры;

c_{3B} – скорость распространения звуковой волны;

ϖ_{3K} – действительная скорость звуковых колебаний;

ε_{Σ} – эффективная степень черноты излучателя, $\sigma_0 = 5,76 \frac{Bm}{(m^2 K^4)}$

σ_0 – константа излучения абсолютно черного тела;

$T_{пл}, T_{г}, T_{ст}$ – температура пламени, газа и стенки соответственно.

«Универсальность формулы (3.87) главным образом определяется тем, что в нее входят компоненты, учитывающие специфические условия теплообмена конкретного типа дизеля. Кроме того, имеется возможность определять местные значения α_{Σ} за счет того, что тангенциальная составляющая скорости газа зависит от текущего радиуса цилиндра и определяется дифференцированно для различных участков тепловоспринимающей поверхности» [142].

Вместе с тем, значительную сложность представляет количественная оценка тангенциальной составляющей скорости вихревого движения газов в цилиндре в зависимости от текущего радиуса и угла поворота коленчатого вала. В работе [78] указывается, что для двигателей с камерой в поршне скорости вихревого движения достигают максимальных значений на кромках камеры, и средняя ее величина на номинальных оборотах коленчатого вала ($n=1700 \text{ мин}^{-1}$) находится в пределах 20–24 м/с. При определении $\alpha_{\Sigma_{cp}}$ автором вычислены средние значения коэффициентов теплоотдачи непосредственно для периода видимого горения топлива α_{CP1} – по формуле (3.87) и для остальных циклов α_{CP2} – по формуле (3.85).

В дальнейшем средний суммарный коэффициент теплоотдачи определяется из выражения [142]:

$$\alpha_{\Sigma_{cp1}} = \alpha_{CP1} \frac{\varphi_{гор}}{\varphi_{\psi}} + \alpha_{CP2} \frac{\varphi_{\psi} - \varphi_{гор}}{\varphi_{\psi}}, \quad (3.88)$$

где φ_{ψ} – угол поворота коленчатого вала за период одного полного цикла;

$\varphi_{\text{зоп}}$ – угол поворота коленчатого вала за период видимого сгорания топлива.

«Кроме того, сложности в определении локальных значений скорости вихревого движения газов, а также значительный объем вычислений теплофизических параметров газа в цилиндре привели автора к решению об использовании для учета локальности коэффициента теплоотдачи аппроксимирующей зависимости, полученной на основании расчетно-экспериментальных данных исследований локальных значений граничных условий» [142].

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_{\max}} = A + (B - A) \frac{X}{R} + \left[1 - A - (B - A) \frac{X}{R} \right] \cdot \left\{ 4 \left[\left(\frac{X}{R} \right)^n - \left(\frac{X}{R} \right)^{2n} \right] \right\}, \quad (3.89)$$

где

$$A = \frac{\alpha_{\text{Ц}}}{\alpha_{\max}}; \quad B = \frac{\alpha_{\text{ПЕР}}}{\alpha_{\max}} - \text{относительные значения коэффициентов теплоотдачи}$$

чи в центре и на периферии днища головки цилиндра;

$\alpha_x, \alpha_{\text{Ц}}, \alpha_{\text{ПЕР}}, \alpha_{\max}$ – коэффициенты теплоотдачи, текущей на расстоянии x от оси цилиндра, в центре, на периферии днища и максимальное значение соответственно;

R – радиус цилиндра;

n и k – показатели степени.

В работе [78] приводятся значения коэффициентов, входящих в формулу (3.89). Учитывая изложенное, вычислены максимальные коэффициенты теплоотдачи (по максимальному значению скорости вихря) для соответствующих периодов цикла. По формуле (100) определялся суммарный максимальный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Sigma \max}$. По известному значению $\alpha_{\Sigma \max}$ выражения (101) находился $\alpha_{x_{\text{ср}}}$ на расстоянии x от оси цилиндра. На рис 3.15 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи от текущего радиуса.

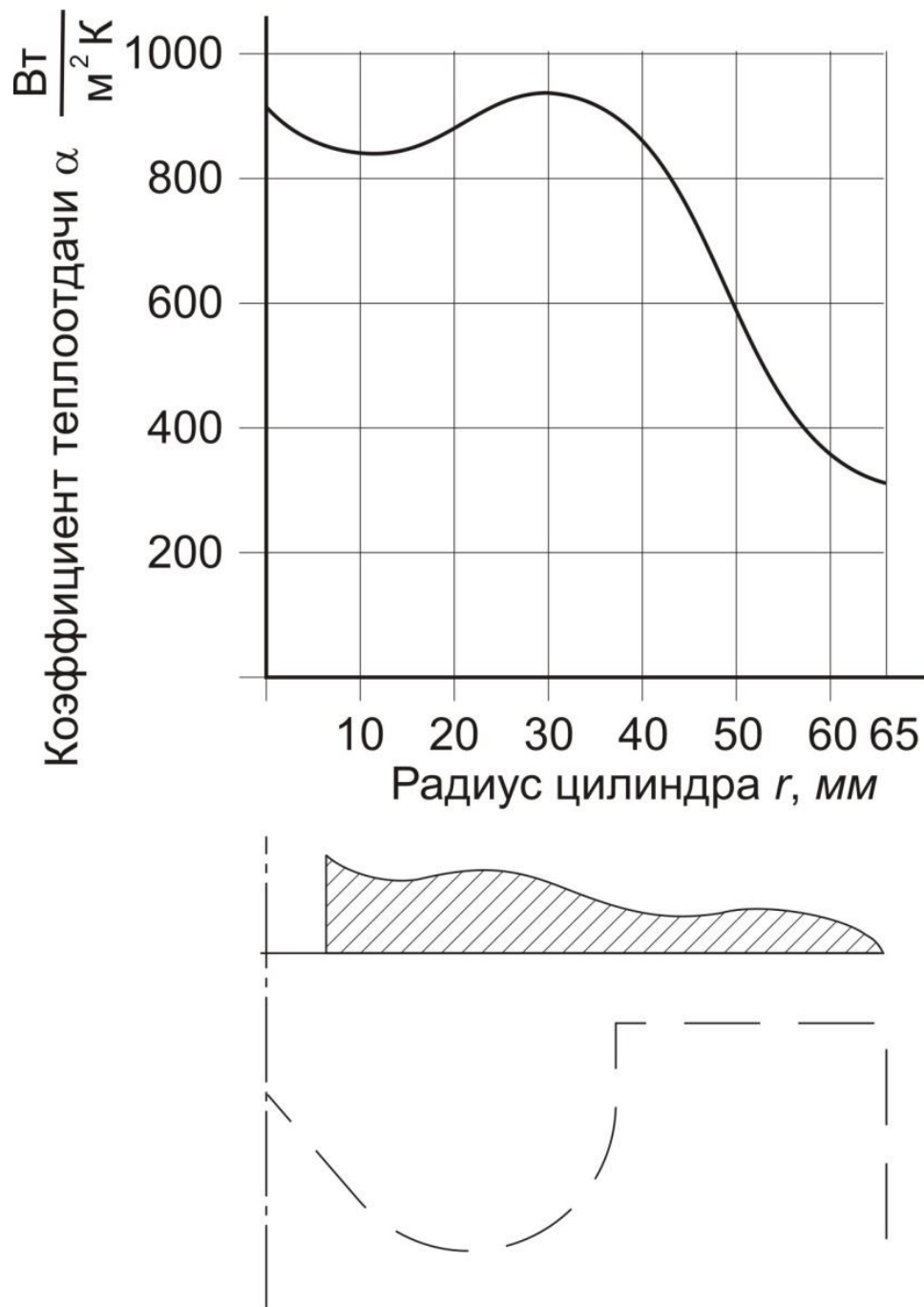


Рисунок 3.15 - Распределение суммарного коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра

«Определение среднего за цикл значения температуры газов в цилиндре проводилось по индикаторной диаграмме двигателя при его работе на номинальном режиме ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 158 \text{ кВт}$). На участках сжатия-расширения тем-

пературы определялись из выражений политропы сжатия и расширения. На участке видимого сгорания топлива учитывался подвод теплоты при горении. При расчетах использовалась методика обработки индикаторных диаграмм, изложенная в работе» [139]. На рисунке 3.16 представлены индикаторная диаграмма и кривая температур газов в цилиндре двигателя ЯМЗ-238НБ в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Из этих кривых по выражению:

$$T_{Гср} = \frac{1}{\varphi_0} \int T_G(\varphi) d\varphi \quad (3.90)$$

находим среднее значение температуры газов в цилиндре, которое составляет

$$T_{Гср} = 766 \text{ К}$$

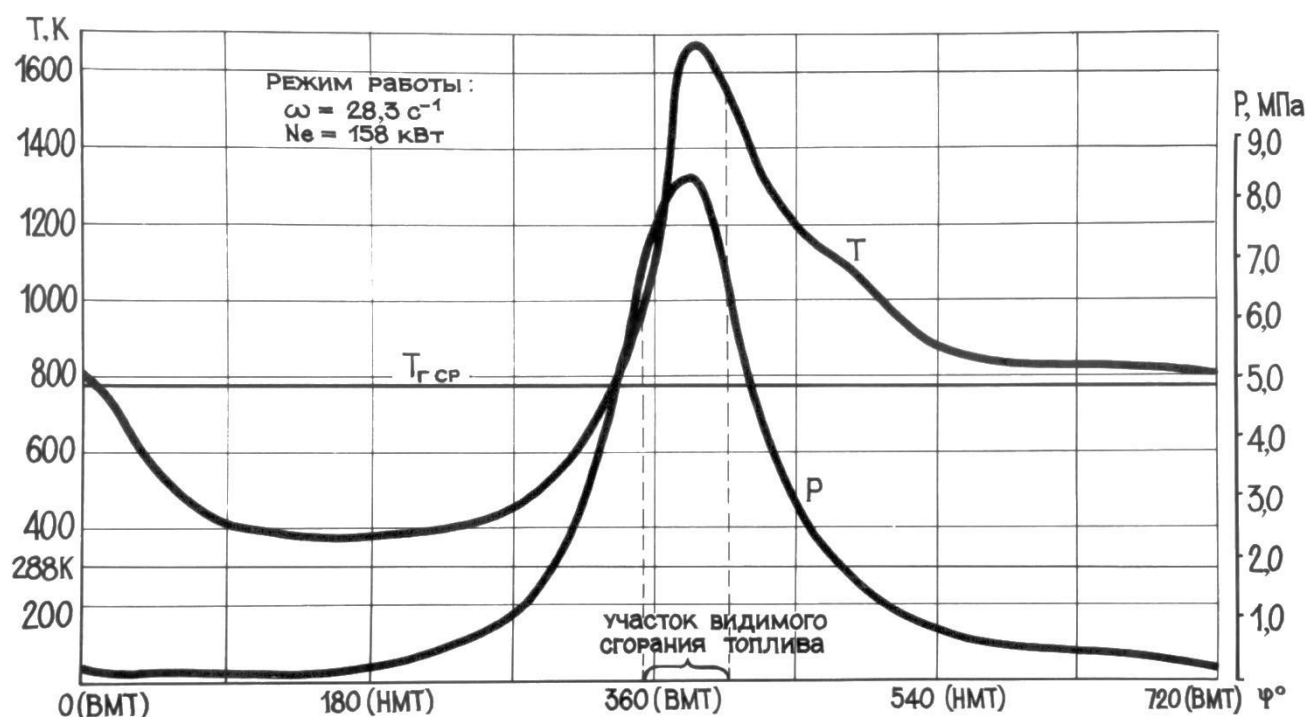


Рисунок 3.16 – Индикаторная диаграмма двигателя ЯМЗ-238НБ и температура газов в цилиндре на номинальном режиме работы.

Значение средней результирующей по теплоотдаче температуры газов значительно превосходит среднее значение, определяемое формулой (99). Так в ра-

боте [78] для четырех клапанных дизелей $T_{Грез} \approx T_{Гср} + (0,6 \div 0,8) \cdot (T_{Гср} - 273)$

, причем с увеличением нагрузки и частоты вращения отношение

$\frac{T_{Грез}}{T_{Гср}}$ уменьшается. Учитывая это, средняя результирующая температура газов в цилиндре нами определяется из соотношения:

$$T_{Грез} \approx T_{Гср} + 0,6(T_{Гср} - 273) \text{ и составляет } 1062\text{К}$$

Охлаждение головки цилиндров форсированных дизелей, по мнению авторов [85,142] осуществляется в большинстве случаев в режиме вынужденной конвекции и поверхностного кипения. Данный режим характерен тем, что температура теплоотдающей поверхности превышает температуру насыщения жидкости при данном давлении в контуре охлаждения, а температура ядра потока нагрета ниже температуры насыщения.

Расчетные формулы для определения локальных коэффициентов теплоотдачи на теплоотдающих поверхностях днища головки цилиндров для указанного режима носят критериальный характер и имеют следующий вид [85]:

$$Nu_f = C_G \cdot Re_f^{0.23} \cdot Pe_K^{0.5} \cdot Pr_f^{0.43} \cdot K_\Phi^{0.3} \cdot \left(\frac{P}{P_B}\right)^{0.15} \cdot \left(\frac{\gamma''}{\gamma'}\right)^{0.5}, \quad (3.91)$$

где C_G – постоянный коэффициент;

$C_G = 18,6$ – для непосредственно омываемых зон головки с хорошо организованной циркуляцией охлаждающей жидкости;

$C_G = 14,2$ – для теневых зон в случае неупорядоченного движения теплоносителя.

Уравнение (3.91) действительно при:

$$7 \cdot 10^3 \leq Re_f \leq 2.5 \cdot 10^3; \quad 1.5 \leq Pr_f \leq 20; \quad 1 \leq p \leq 25,5 \text{ МПа} \quad ;$$

$$0.75 \cdot 10^{-3} \leq \frac{\gamma''}{\gamma'} \leq 1.4 \cdot 10^{-3}; \quad \text{и} \quad q \leq 581500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

В этом выражении критерий Нуссельта:

$$Nu_f = \frac{\alpha_B d_\varnothing}{\lambda} \text{ при } d_\varnothing = \frac{2HD}{H+D},$$

где α_B – коэффициент теплоотдачи в охлаждающую жидкость;
 λ – коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости;
 $d_{\text{э}}$ – эквивалент диаметра;
 H – высота полости охлаждения;
 D – диаметр цилиндра.

Критерий Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{\varpi_B d_{\text{э}}}{\nu},$$

где ϖ_B – скорость потока в контуре охлаждения;
 ν – кинематическая вязкость охлаждающей жидкости.

Критерий Пекле:

$$Pe_K^{0.5} = \frac{ql_0}{r_B \gamma'' a_{cp}},$$

где l_0 – величина, характеризующая размеры пузырьков пара;
 r_B – скрытая теплота парообразования;
 q – тепловой поток;
 γ'' – удельный вес насыщенного пара;
 a_{cp} – температуропроводимость охлаждающей жидкости.

Критерий фазового превращения:

$$K_{\phi} = \frac{r_B}{c_P \Delta t_H},$$

где c_P – теплоемкость жидкости;
 $\Delta t_H = t_S - t_B$ – перепад температур между стенкой и охлаждающей жидкостью.

Принимая температуру воды $t_B = 353K$, давление в контуре охлаждения $P = 0,15 \text{ МПа}$ при базовом давлении $P_B = 0,1 \text{ МПа}$, а остальные теплофизические параметры по [90]. В итоге выражение принимает вид, предложенный в работе [46].

$$\alpha_B = Aq^{0.5}, \quad (3.92)$$

где A – постоянная, определяемая диапазоном применения коэффициента C_r в формуле (103);

$A = 8.22$ – для теневых зон;

$A = 10.77$ – для непосредственно омываемых.

Таким образом, зная в первом приближении температуры огневого днища из данных работы [145] и газов в цилиндре, а также коэффициент теплоотдачи на тепловоспринимающей поверхности $\alpha_{хср}$, можно оценить локальные значения тепловых потоков и, непосредственно используя формулу (3.92), коэффициент теплоотдачи на поверхностях охлаждения днища головки цилиндров.

Схему омывания форсуночного стакана можно представить, как поперечное обтекание жидкостью одиночного цилиндра. При этом средний по окружности коэффициент в работе [138] описывается уравнением:

$$Nu = 1,14C \cdot Pr^{0.4} \cdot Re^m, \quad (3.93)$$

где $Re = \frac{\varpi d}{\nu}$ – критерий Рейнольдса;

ϖ – скорость омывания;

d – диаметр цилиндра;

ν – коэффициент кинематической вязкости;

C и m – коэффициенты, зависящие от числа Re .

«При вычислениях так же следует учитывать, что наличие направленного струйного охлаждения зоны межклапанных перемычек приводит к отклонению потока охлаждающей жидкости от оси нормали к поверхности стакана. Направление потока в данном случае характеризуется углом атаки» [146]. Так, при угле атаки порядка 35–40° поправка составляет 0,7–0,76 [147].

В газораспределительных каналах коэффициенты конвективной теплоотдачи от воздуха и выпускных газов стенкам каналов при условии стационарности [148] определяются из следующих выражений:

-для выпускного клапана:

$$Nu = 0.209 Re^{0.68} (1 - 0.765 A \Phi), \quad (3.94)$$

-для впускного клапана:

$$Nu = 2.69 Re^{0.5} (1 - 0.797 A \Phi), \quad (3.95)$$

где $A = \frac{h_{\max}}{D}$

D – максимальный диаметр посадочного пояса;

$h_{\max}$ – максимальный ход клапана;

Φ – относительное проходное сечение, $\Phi = \frac{f}{f_{\max}}$

f и $f_{\max}$ – текущее и максимальное значение проходного сечения.

$$f_{\max} = \pi d_n h_{\max} \cos \Theta$$

d_n – средний диаметр посадочной поверхности клапана;

Θ – угол фаски клапана.

Температура в выпускном канале определяется по среднему значению за такт выпуска исходя из закономерности, полученной при обработке индикаторной диаграммы. В выпускном канале температура принималась равной температуре окружающей среды с учетом температуры от разогрева воздуха и стенки патрубков в корпусе турбокомпрессора.

Необходимо отметить, что значения α_B и t приняты среднецикловыми, т.е.

$$\alpha_B = \frac{\alpha_G (\varphi_{II} - \varphi_K)}{\varphi_K}, \text{ т.к. при закрытом клапане коэффициент теплоотдачи } - \alpha \text{ в}$$

горловине близок к нулю.

На фасках клапанов газораспределения задавались граничные условия третьего рода: среднеинтегральные за цикл значения теплоотдачи от клапанов α_{KL} и температуры в проходных сечениях, эквивалентные теплоотдаче t_{KL}

$$\alpha_{KL} = \frac{\bar{\alpha}_{KT}\varphi_K + \alpha_B(\varphi_{II} - \varphi_K)}{\varphi_{II}}, t_{KL} = \frac{\bar{t}_{KT}\varphi_K + t_B(\varphi_{II} - \varphi_K)}{\varphi_{II}}, \quad (3.96)$$

где $\bar{\alpha}_{KT}$ и $\bar{t}_{KT}$ – средние за время контакта коэффициент контактного теплообмена от фаски клапана, температура фаски клапана;

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

φ_K и φ_{II} – углы поворота коленчатого вала соответственно за время контакта клапана с седлом и общее время цикла.

Расчетная зависимость для определения $\bar{\alpha}_{KT}$ приведена в [149]

$$\bar{\alpha}_{KT} = \frac{c \left(\frac{P_K}{\sigma_B} \right)^{0.8} \left(\frac{\tau_K}{\tau_{II}} \right)^{0.3} \lambda_{CP}}{\left(h_1 + h_2 \right) \left(1 - 0.343 \sqrt{\frac{P_K}{\sigma_B}} \right)}, \quad (3.97)$$

где $c = 17100 \frac{\lambda_{CP}}{\lambda_{II}} - 6,1$ – для впускного клапана

$c = 9200 \frac{\lambda_{CP}}{\lambda_{II}} - 78,7$ – для выпускного клапана;

λ_{CP} – коэффициент теплопроводности среды в межконтактном зазоре;

λ_{II} – приведенный коэффициент теплопроводности;

P_K – контактное давление;

σ_B – предел прочности менее пластичного материала контактной пары;

τ_K – длительность контакта;

τ_{II} – длительность цикла;

$$\lambda_{II} = \frac{h_1 + h_2 + h_{nl}}{\frac{h_1}{\lambda_1} + \frac{h_2}{\lambda_2} + \frac{h_{nl}}{\lambda_{nl}}}$$

h_1, h_2, h_{nl} – высота микронеровностей на поверхностях контактной пары и толщины пленки осевших продуктов сгорания (пленки);

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_{nl}$ – коэффициенты теплопроводности соответственно клапана, седла и пленки.

$$P_K = \frac{2 \cos \alpha}{\pi h (d_1 + d_2)} \left[\frac{\pi}{4} d_G^2 P_G + P_{3.ПР} - \frac{\pi}{4} (d_r^2 - d_c^2) P_T \right],$$

α – угол фаски клапана;

h – длина фаски;

P_G – давление газов в цилиндре;

d_G, d_c, d_r – диаметры тарелки, стержня и малый диаметр конуса клапана соответственно;

$P_{3.ПР}$ – предварительное усилие затяжки пружины;

P_T – давление газов на клапан.

«На остальных поверхностях расчетной модели, таких как периферийная торцевая поверхность непосредственно днища головки и внутренней поверхности стакана форсунки и форсуночного отверстия в днище, заданы граничные условия второго рода, при этом плотность тепловых потоков принята равной нулю. Объясняется это тем, что на этих поверхностях по данным работы» [30] градиенты температур близки к нулевым значениям.

«В процессе работы на огневое днище воздействуют не только температурные факторы, но и силовые воздействия. Совокупность всех этих факторов и приводит к появлению коробления, а впоследствии и к развитию и росту трещин. Среди силовых факторов следует отметить давление форсунки и форсуночного стакана в совокупности составляющее 97 Мпа. Оно носит локализованный характер на площади математической модели и приложено в точке контакта форсунки и форсуночного стакана. Давление рабочих газов также является одним из факторов в формировании напряженного состояния головки блока цилиндров. Но в пределах одного цилиндра оно равномерно распределяется по всей его площади и для заданной математической модели не учитывалось» [108].

3.2.5 Расчет температур, температурных напряжений и деформаций в серийной головке цилиндров

В результате проведенных работ по обоснованию и определению граничных условий на основных поверхностях расчетной модели нами был подготовлен пакет входных данных для реализации программы расчета объемных полей температур и температурных напряжений головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, и ЯМЗ-240Б на ЭВМ.

«Основные параметры теплообмена на поверхностях модели представлены в таблицах 10 и 11. Физико-механические характеристики материалов модели приведены в таблице 9. Коэффициенты теплопроводности материалов, входящих в расчетную модель, определялись из справочных данных, при этом учитывались средние температуры, которые возникают в деталях при работе двигателя. Так для материала головки цилиндров коэффициент теплопроводности принят равным 39 Вт/мК при средней температуре 520-570К, для материала вставных клапанных седел 33 Вт/мК при температуре 520-700К, для латунного стакана форсунки – 105 Вт/мК при температуре 353К» [142, стр. 212]. Граничные условия на некоторых поверхностях газораспределительных каналов, омываемых и остальных поверхностях представлены в таблице 3.5.

В результате расчетов проведенных на ЭВМ, получены данные, которые, для наибольшей наглядности и возможности последующего анализа напряженного состояния головки цилиндров, представлены в виде полей напряжений и температур. Совокупность полей нанесенных на рассматриваемую математическую модель дает наглядное представление о местах локализации максимальных температур и напряжений, как на поверхности, так и внутри рассматриваемого объекта. На рисунках 3.17, 3.18 представлены поля температур на тепловоспринимающей поверхности и в сечении огневого днища серийной ГЦ дизеля ЯМЗ-238НБ по линии, соединяющей центры гнезд клапанов и форсуночного отверстия, полученные в результате первого этапа расчетов.

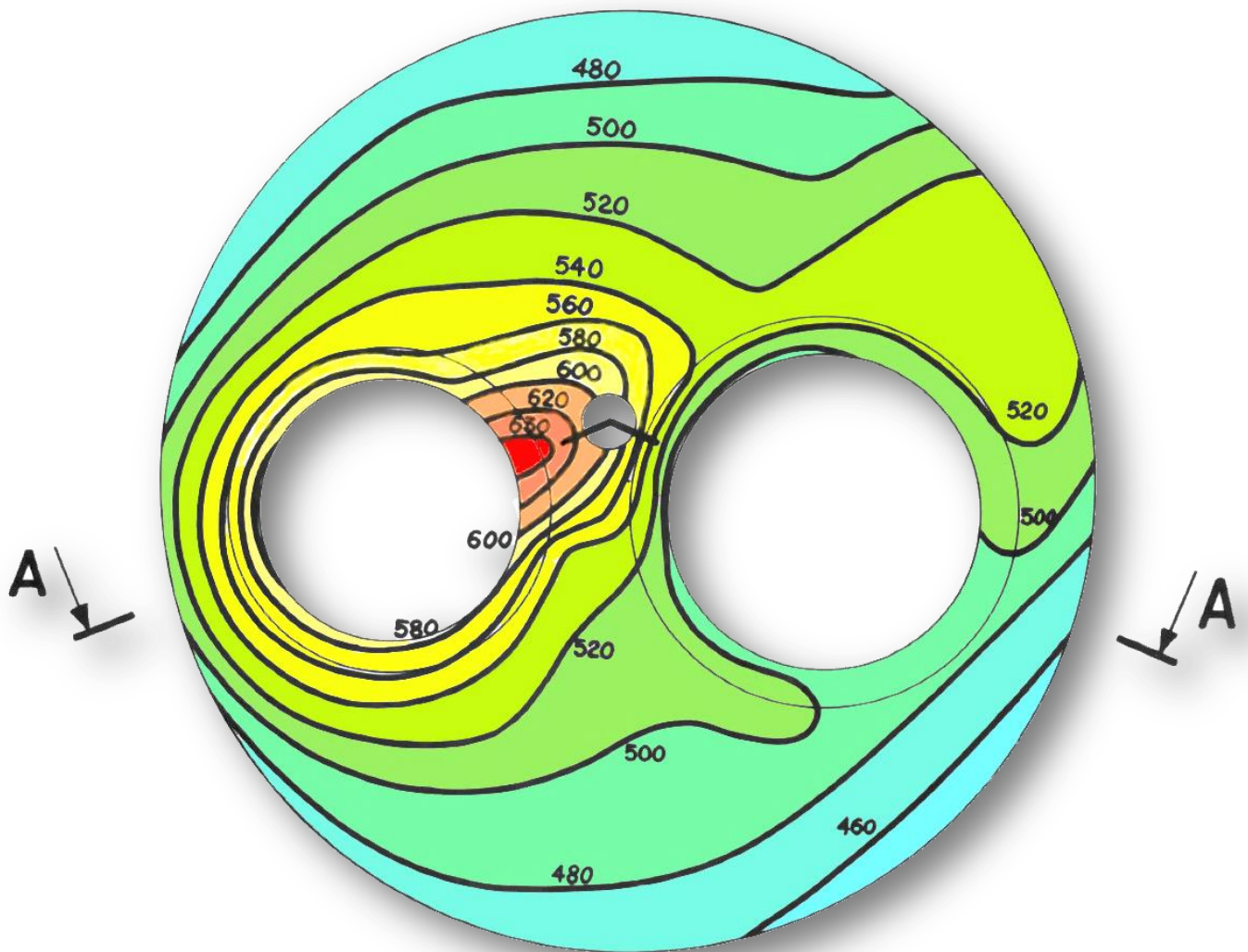


Рисунок 3.17 - Поля температур на тепловоспринимающей поверхности серийной ГЦ дизеля ЯМЗ-238НБ, полученные в результате первого этапа расчетов

Таблица 3.5 - Граничные условия на некоторых не рассмотренных поверхностях модели

Основание патрубков каналов		Омываемая поверхность форсуночного стакана		Остальные поверхности
впускной	выпускной			
$q,$ $Вт/м^2$	$q,$ $Вт/м^2$	$\alpha,$ $Вт/м^2 \cdot ^\circ K$	$T,$ K	$q,$ $Вт/м^2$
0	$2 \cdot 10^5$	4000	353	0

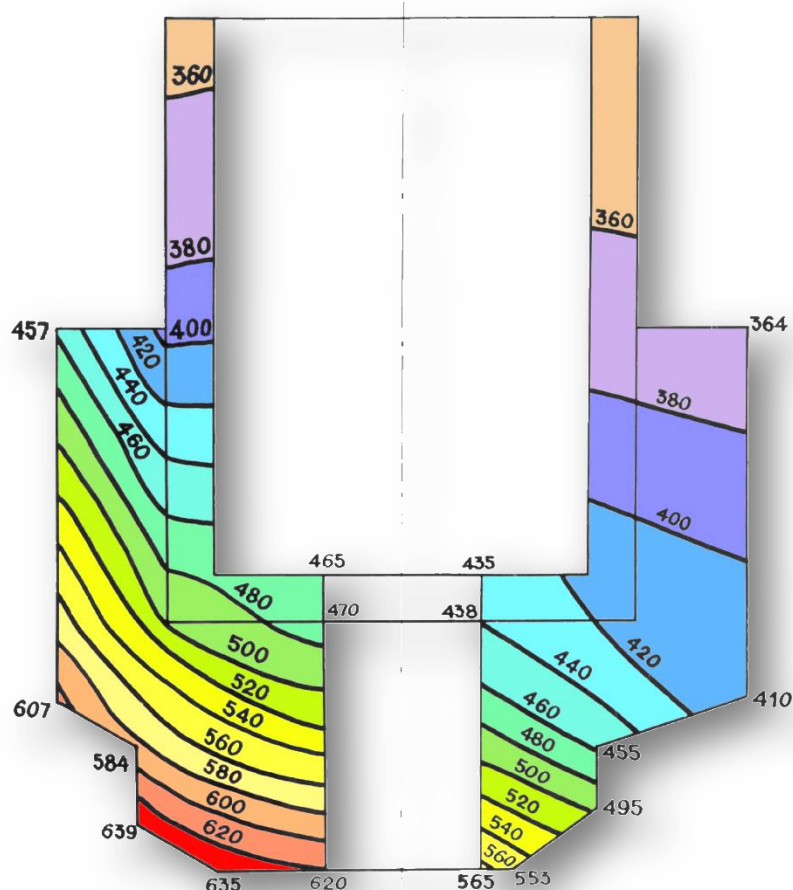


Рисунок 3.18 - Поля температур серийной ГЦ дизеля ЯМЗ-238НБ в сечении по линии, соединяющей центры гнезд клапанов и форсуночного отверстия

На рисунках 3.19 и 3.20 представлены температурные поля и температурные напряжения на тепловоспринимающей поверхности огневого днища головки цилиндров дизеля ЯМЗ-240Б, полученные на втором этапе моделирования и расчетов.

Анализируя температурные поля в ГЦ при работе двигателя ЯМЗ-240Б на номинальном режиме можно отметить, что максимальные температуры 650-660К находятся в перемычке между гнездом выпускного клапана и форсуночным отверстием. Температурные перепады по поверхности огневого днища составили 200-210К (с 440К до 650К), причем с удалением от центра к периферии и в глубину от тепловоспринимающей поверхности перепады снижаются.

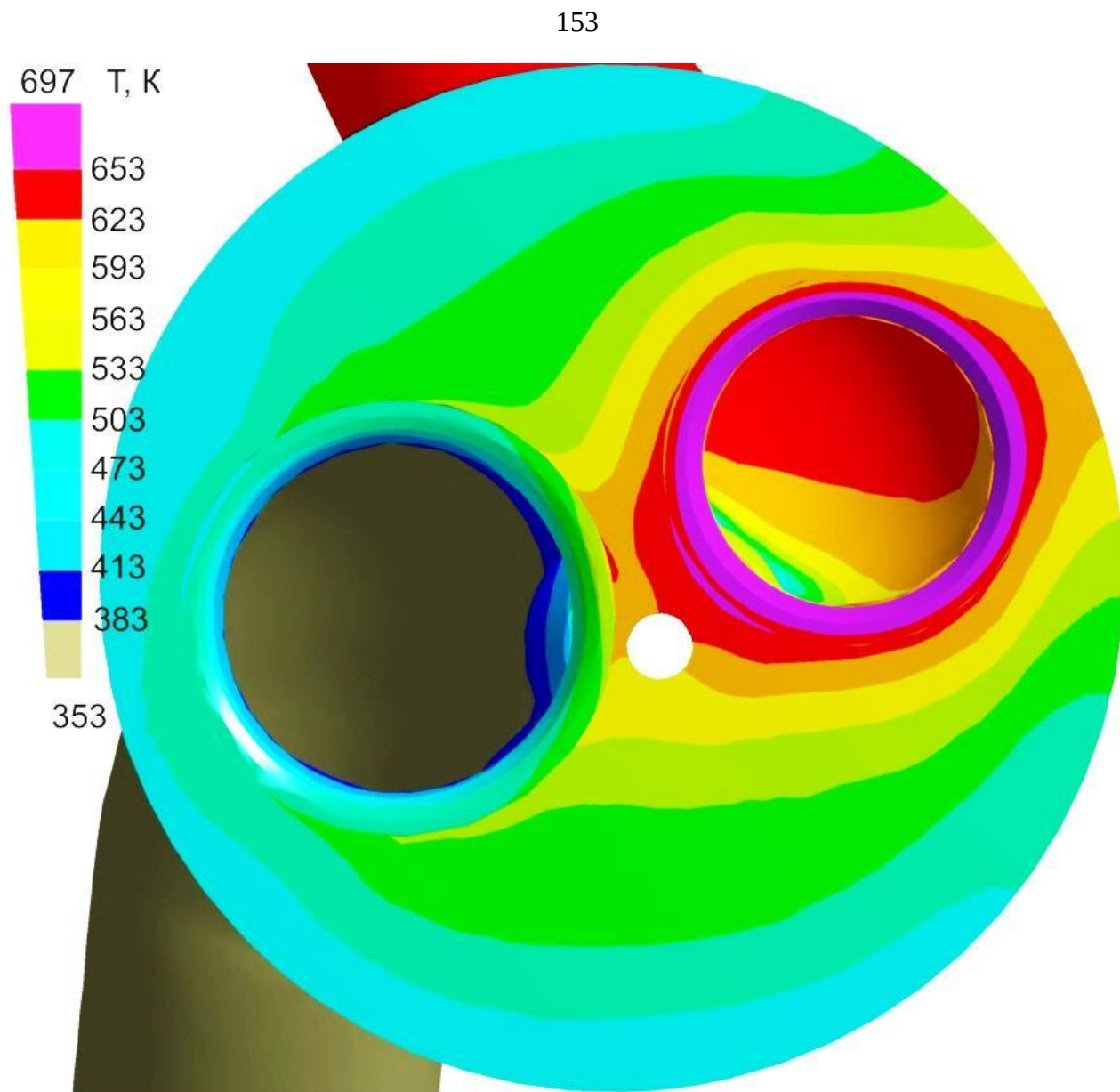


Рисунок 3.19 - Температурные поля на тепловоспринимающей поверхности
огневого днища головки цилиндров дизеля ЯМЗ-240Б, полученные на втором
этапе моделирования

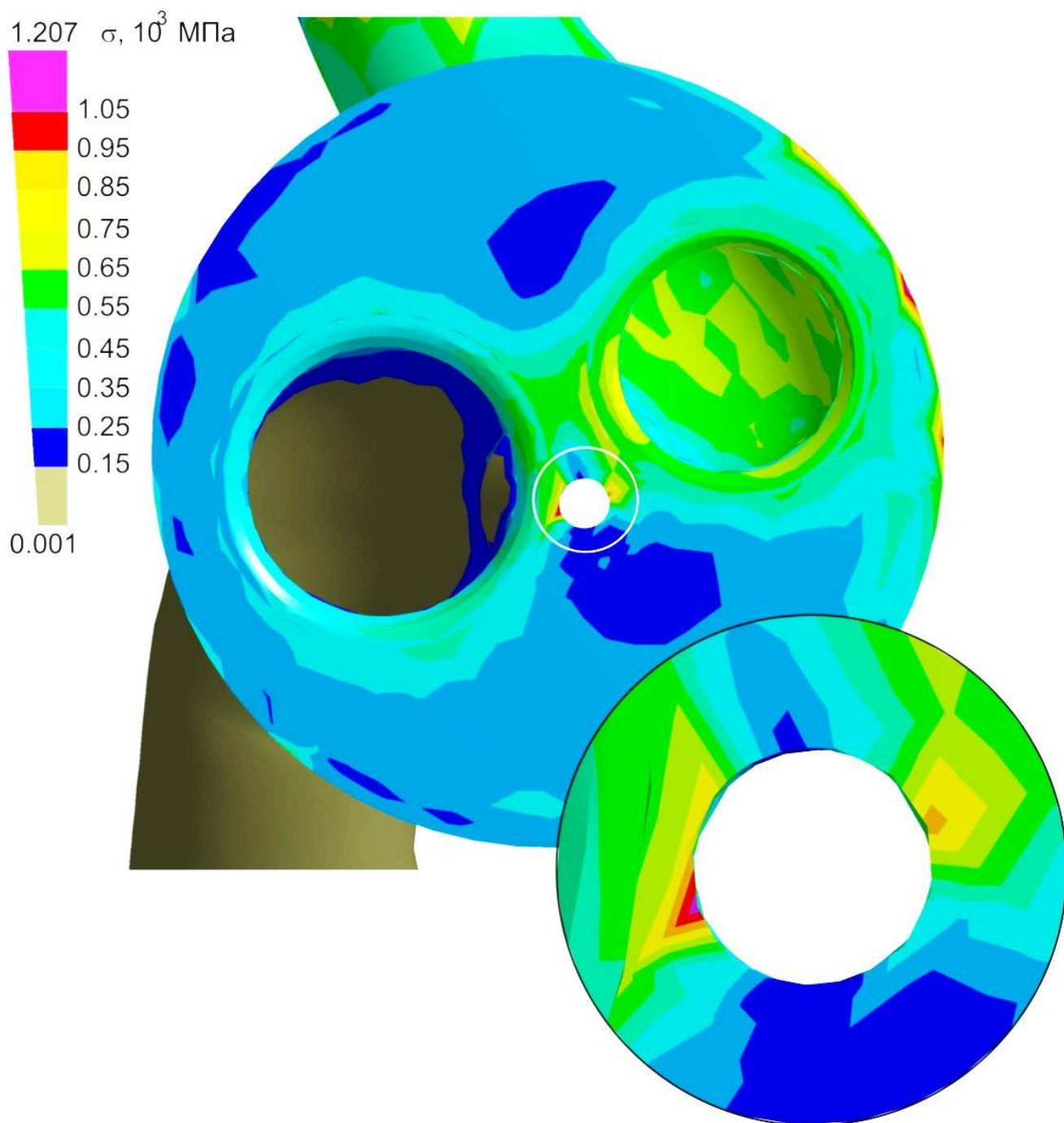


Рисунок 3.20 - Поля напряжений тепловоспринимающей поверхности огневого днища головки цилиндров дизеля ЯМЗ-240Б, полученные на втором этапе моделирования

3.3 Анализ результатов расчетно-экспериментального определения температур и напряжений серийной головки цилиндров

Для более детального анализа исследованы поля температур и напряжений в сечениях:

- по линии, соединяющей центры форсуночного и клапанных отверстий А-А;
- по прямым, перпендикулярным линиям, соединяющим центры форсуночного и клапанных отверстий Б-Б и В-В (рис. 3.20).

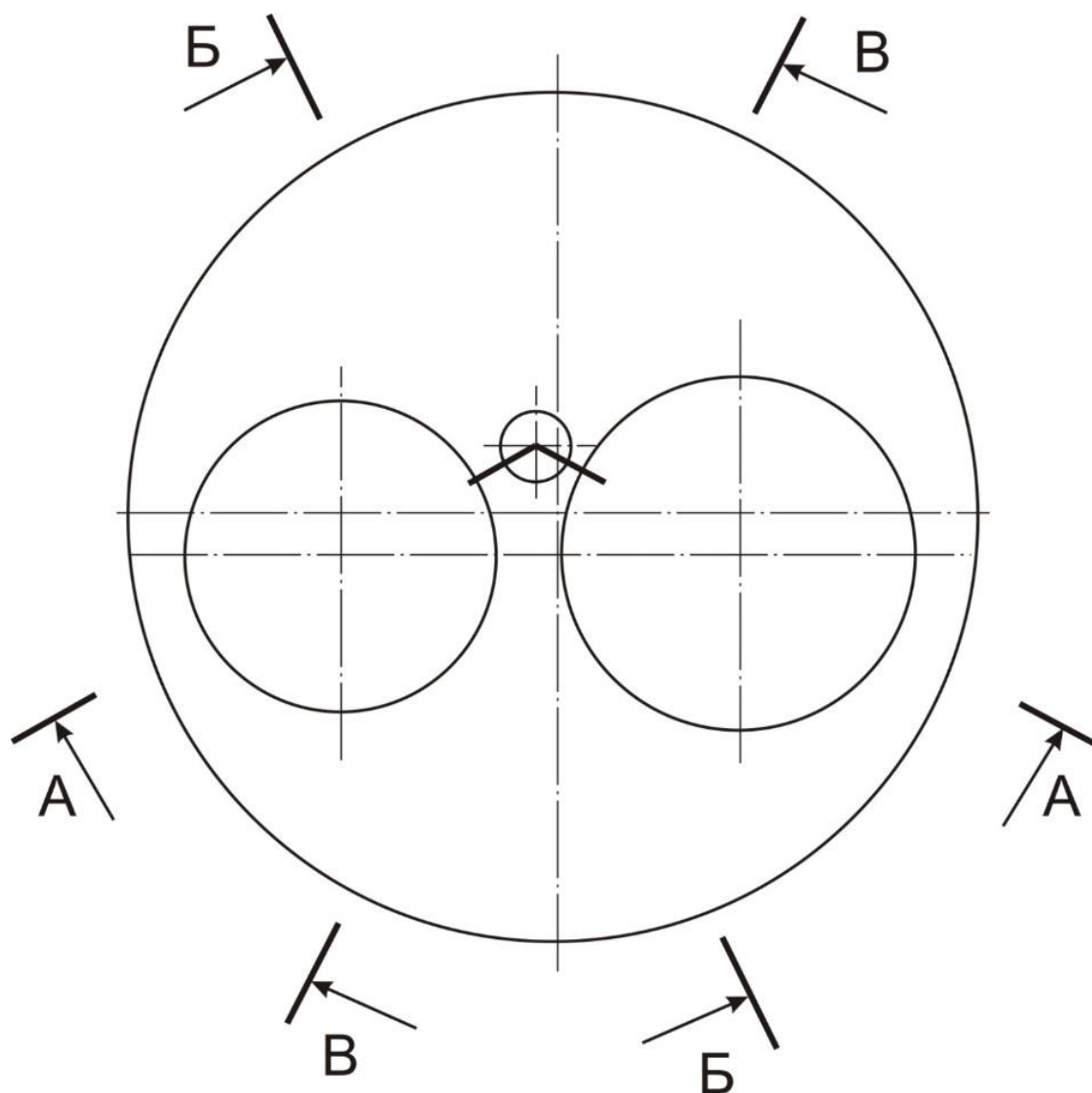


Рисунок 3.21 - Схема сечений дополнительных видов

Анализируя изотермические линии температур, рассчитанные на первом этапе и представленные на рисунке 3.17 можно видеть, что максимальные темпе-

ратуры (620-630K) на тепловоспринимающей поверхности ГЦ находятся в центральной части, в зоне перемычки между форсуночным отверстием и гнездом выпускного клапана. Рассматривая температурные поля в сечениях модели (рис. 3.19, 3.22-3.24), можно отметить, что максимальных значений температуры достигают в местах наиболее вероятного появления трещин термической усталости при эксплуатации.

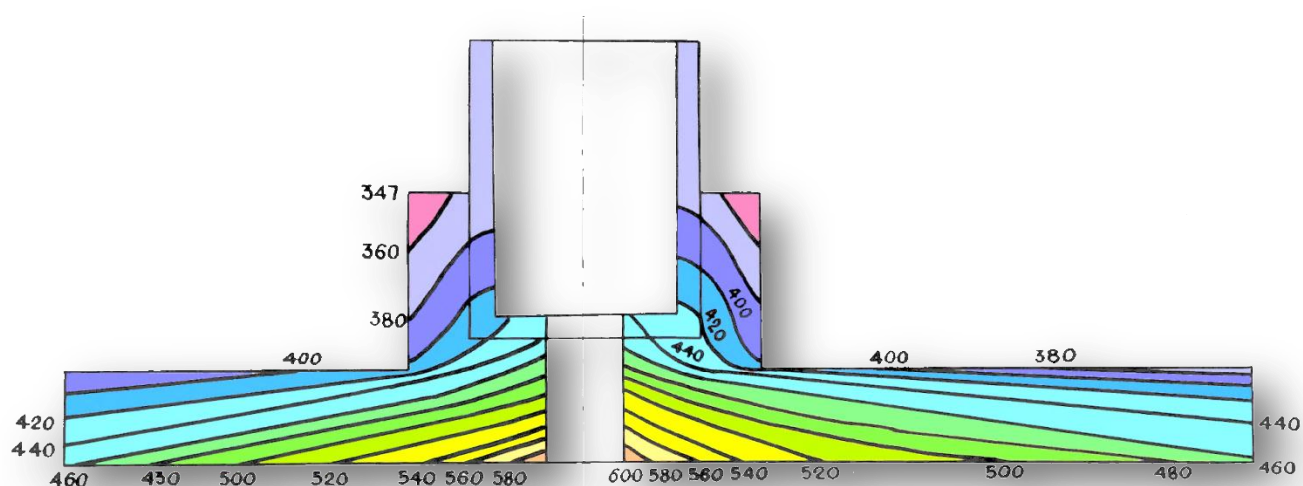


Рисунок 3.22 – Изотермы в сечении А-А серийной ГЦ двигателя ЯМЗ-238НБ

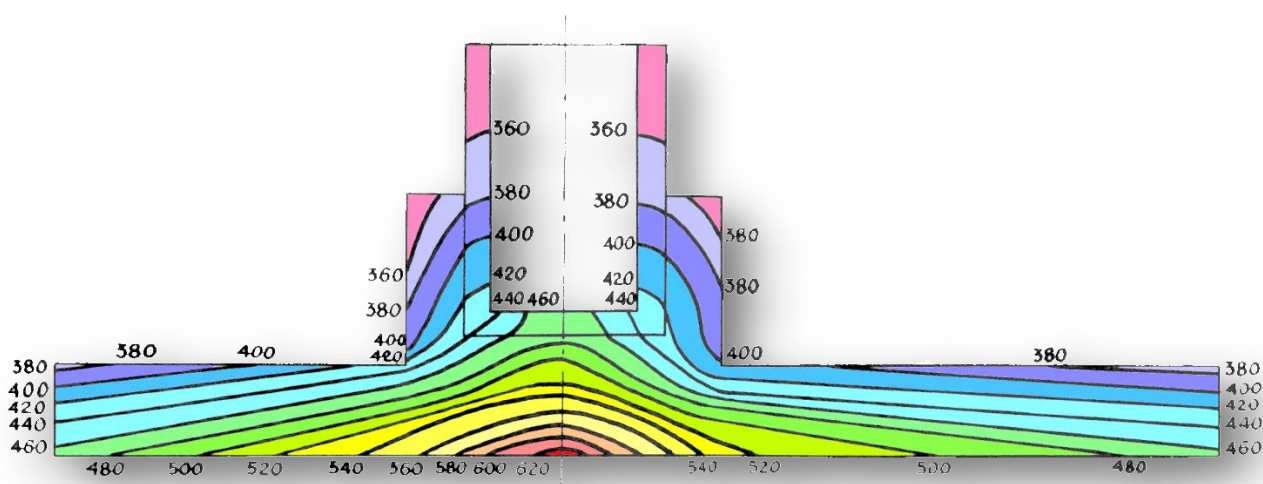


Рисунок 3.23 – Изотермы в сечении Б-Б серийной ГЦ двигателя ЯМЗ-238НБ

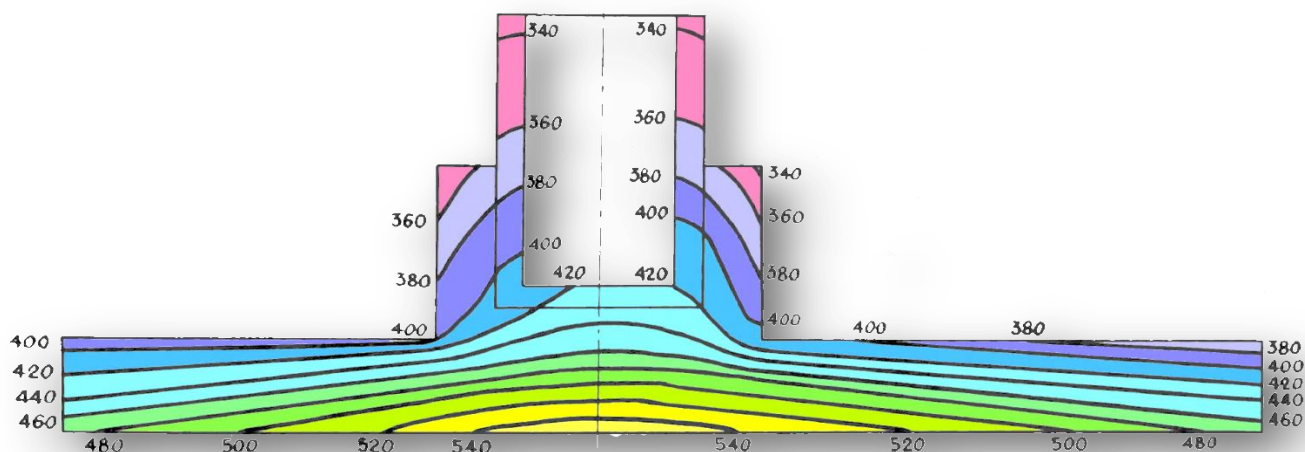


Рисунок 3.24 – Изотермы в сечении В-В серийной ГЦ двигателя ЯМЗ-238НБ

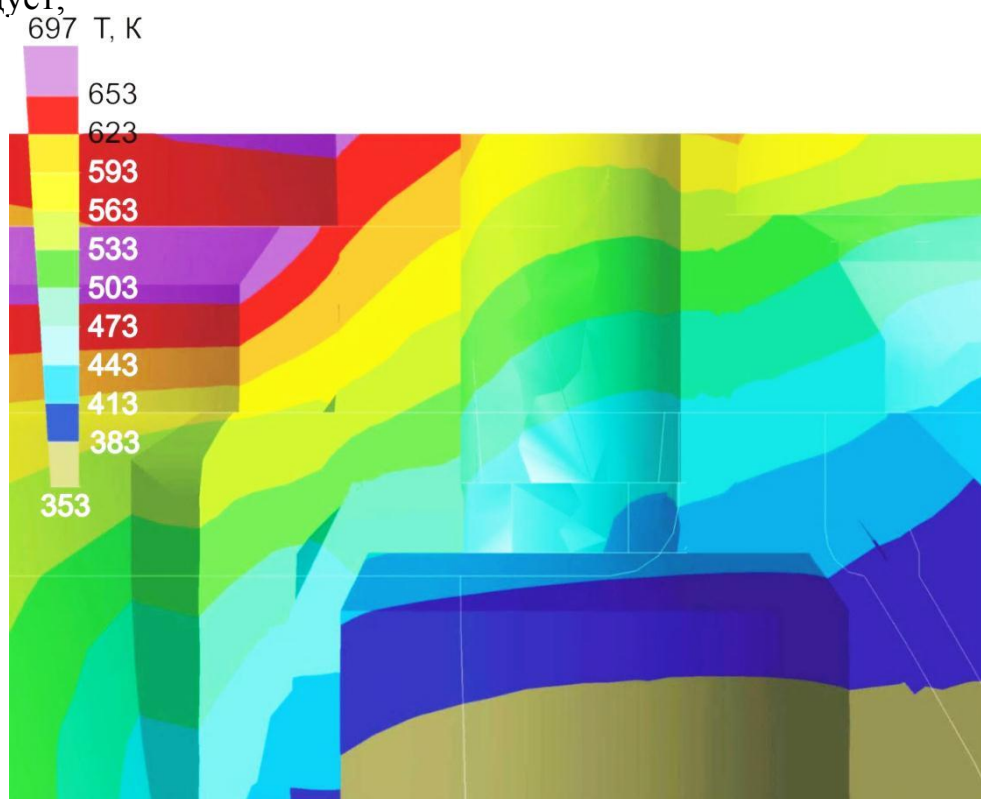
Расстояние между изотермами определяет перепады температур - температурные градиенты в рассматриваемой области, а, следовательно, и уровень температурных напряжений. На рисунке 3.17 видно, что наиболее плотно изотермические линии также как и в предыдущих случаях располагаются в центральной части огневого днища. Высоких значений перепады температур достигают вблизи гнезда выпускного клапана.

В сечениях модели (рис.3.22-3.24) видно, что распределение температурных перепадов по толщине огневого днища носят неравномерный характер. На расстоянии $2 \cdot 10^{-3}$ м от оси форсуночного отверстия температурные градиенты максимальны и составляют $10 \cdot 10^{-3}$ - $12 \cdot 10^{-3}$ К/м. Это объясняется наличием бобышки для установки форсунки, значительно ухудшающей условия теплоотвода из этой зоны, а также тем, что в центральной части величина тепловых потоков достигает своих максимальных значений. На периферии днища величина температурных перепадов значительно ниже и составляет $6 \cdot 10^{-3}$ - $6,5 \cdot 10^{-3}$ К/м.

Установлено также, что перепады температур по глубине в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов снижаются с удалением от тепловоспринимающей поверхности огневого днища ГЦ. Вблизи тепловоспринимающей поверхности температурные градиенты составили $9,5 \cdot 10^{-3}$ - $10 \cdot 10^{-3}$ К/м, на глубине $7 \cdot 10^{-3}$ - $8 \cdot 10^{-3}$ м. их величина уже равна $7 \cdot 10^{-3}$ - $7,5 \cdot 10^{-3}$ К/м, а у опорной поверхности под форсуночный стакан - $5 \cdot 10^{-3}$ - $5,5 \cdot 10^{-3}$ К/м.

Из материалов анализа данных второго этапа моделирования (рис. 3.25-3.30) следует,

а)



б)

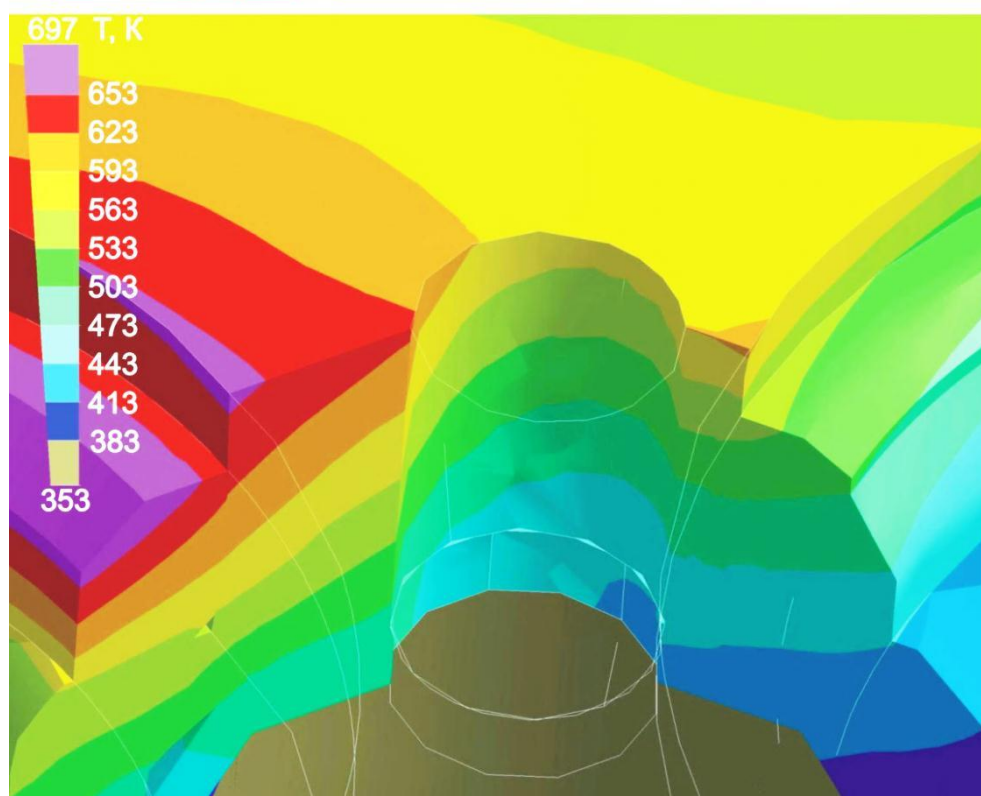


Рисунок 3.25 - Поля температур второго этапа моделирования: а – вид по сечению А-А; б – сечение А-А в перспективе

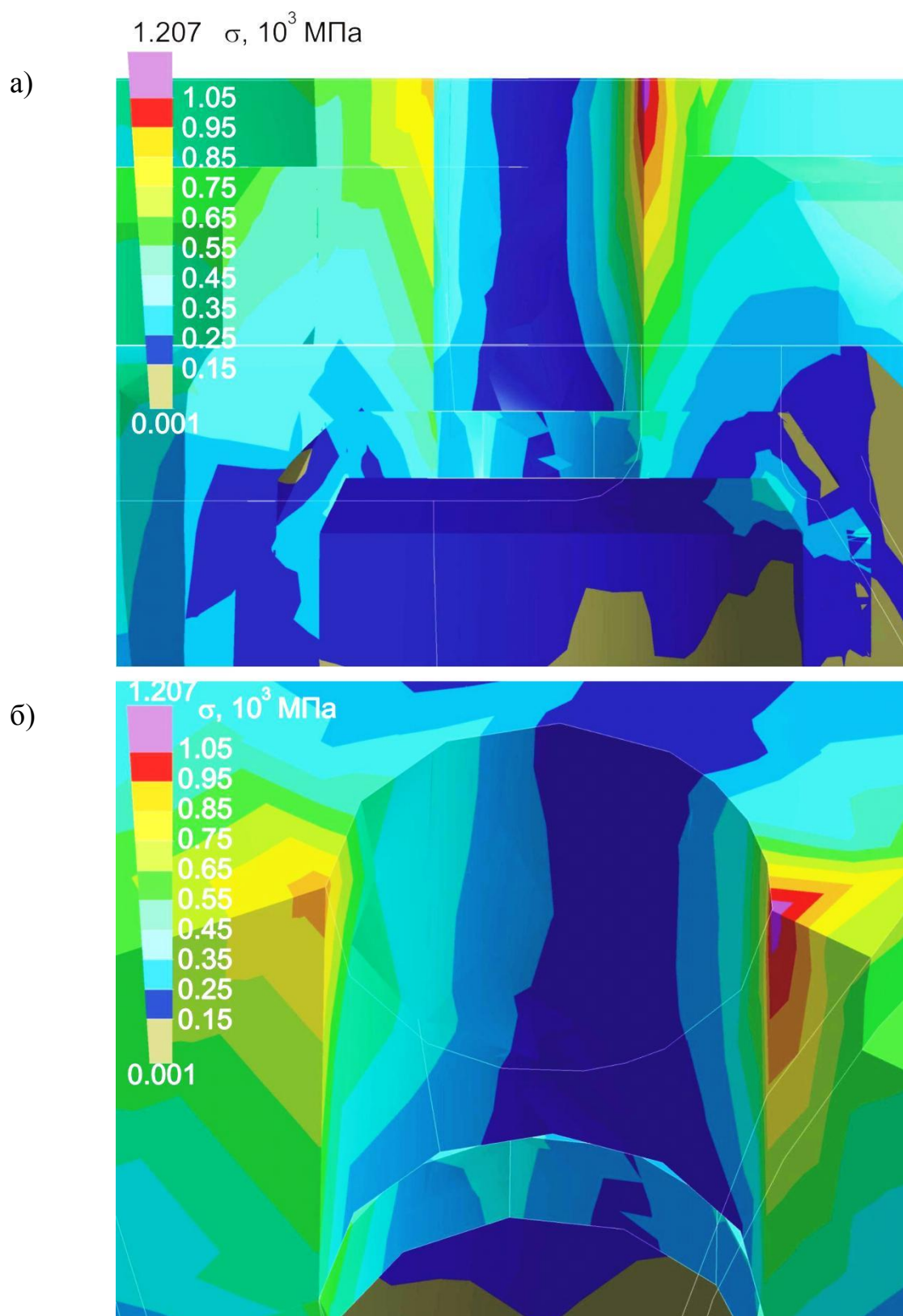


Рисунок 3.26 - Поля напряжений второго этапа моделирования: а – вид по сечению А-А; б – сечение А-А в перспективе

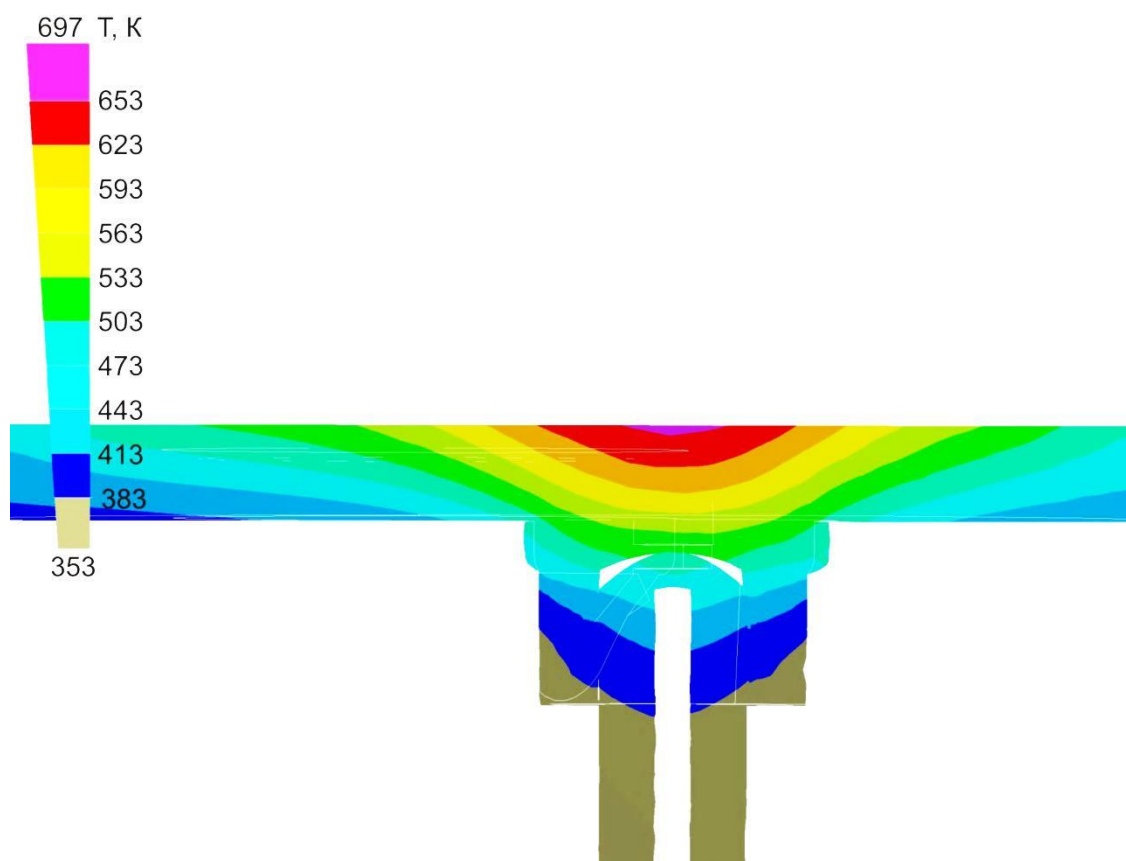


Рисунок 3.27 - Поля температур в сечении Б-Б для второго этапа моделирования

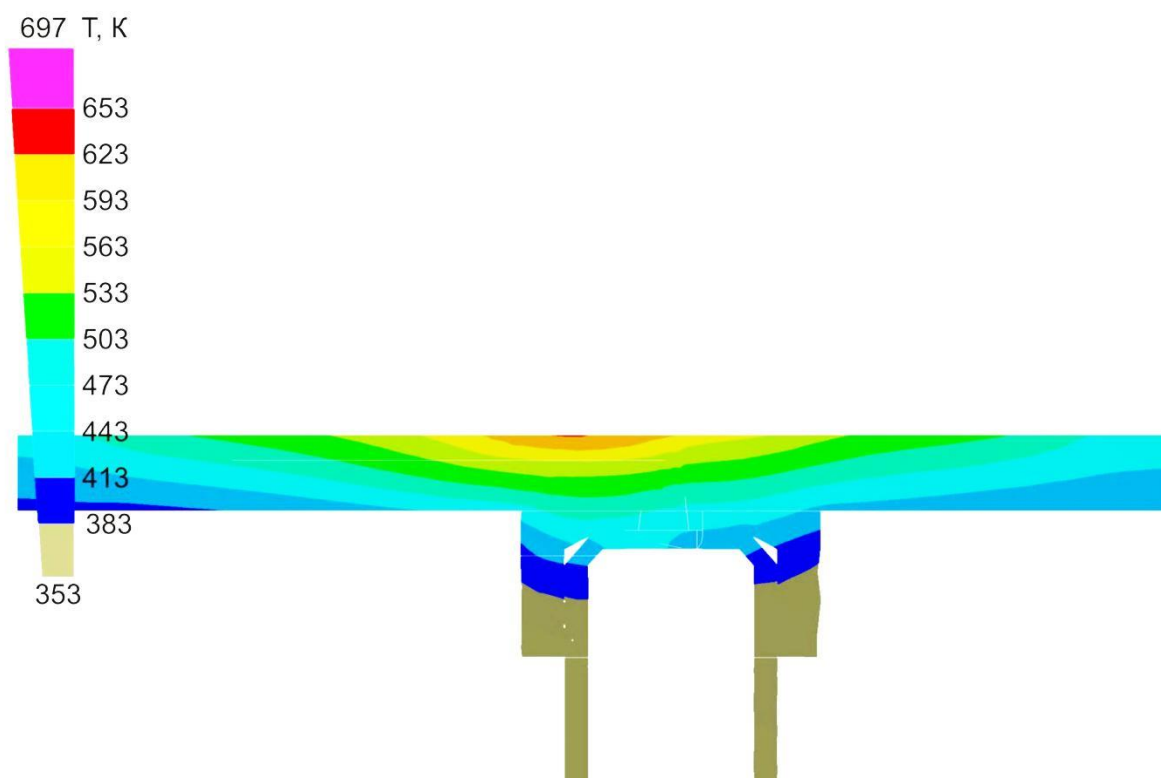


Рисунок 3.28 - Поля температур в сечении В-В для второго этапа моделирования

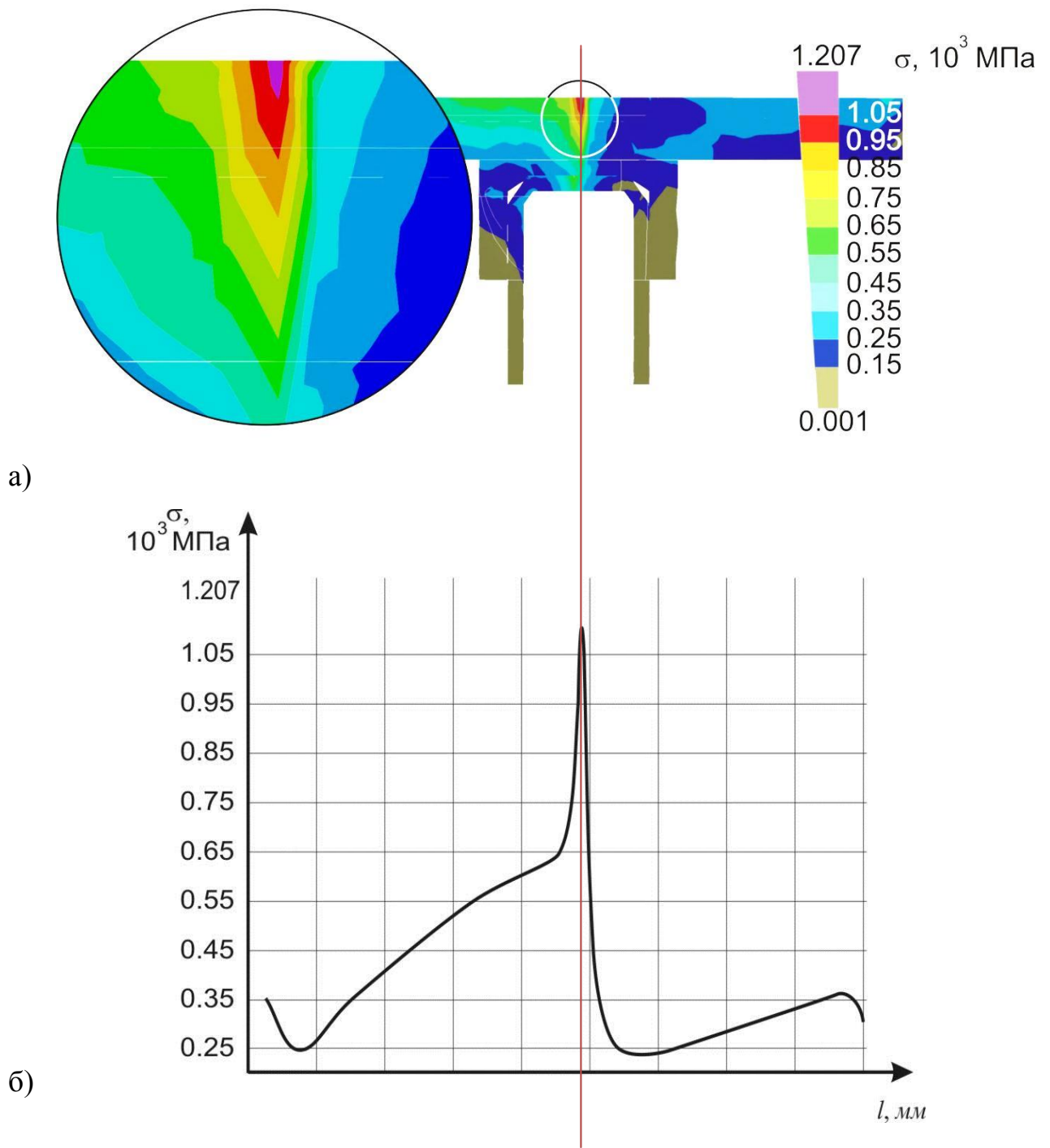


Рисунок 3.29 - Напряжения в сечении Б-Б для второго этапа моделирования:
 а) - поля напряжений; б) - распределение напряжений по тепловоспринимающей поверхности

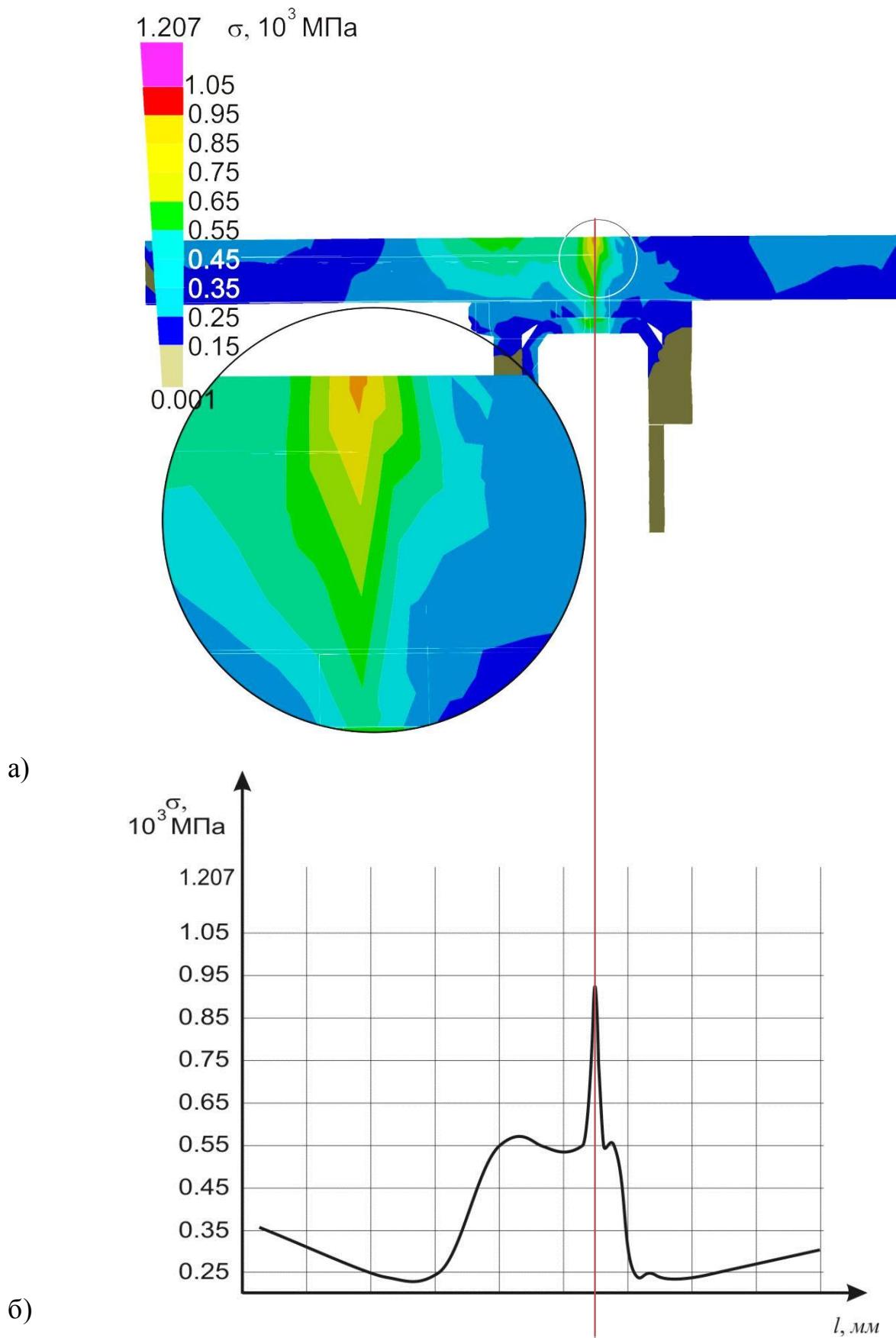


Рисунок 3.30 - Напряжения в сечении В-В для второго этапа моделирования:

а) - поля напряжений; б) - распределение напряжений по тепло-
воспринимающей поверхности

что изотермические линии, соответствующие максимальным температурам на тепловоспринимающей поверхности, проходят в центральной части огневого днища, что находится в зоне перемычки между форсуночным отверстием и гнездом выпускного клапана и достигают максимального значения на кромках выпускного клапана. Анализируя поля напряжений, можно отметить, что максимального значения напряжения достигают в области межклапанной перемычки, а именно в перемычках между форсуночным отверстием и впускным клапаном и форсуночным отверстием и выпускным клапаном и располагаются на кромках форсуночного отверстия. Максимальное значение напряжений совпадает с точками зарождения термоусталостных трещин.

Установлено также, что перепады температур и напряжений в перемычках между форсуночным отверстием и отверстиями под седла клапанов, рассмотренные по глубине, снижаются по мере удаления от тепловоспринимающей поверхности огневого днища ГЦ. Особенно этот эффект ярко проявляется в зоне перемычек между форсуночным отверстием и гнездом выпускного клапана (для температур) и для перемычек между форсуночным отверстием и гнездом впускного клапана (для напряжений).

В результате реализации второго этапа математического моделирования тепловой напряженности ГЦ двигателя ЯМЗ-240Б можно сделать следующие выводы:

1. В головках цилиндров при работе двигателя ЯМЗ-240Б 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.

2. Максимальные температуры 650-660K 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 назвать эти зоны эпицентрами температур и напряжений.

3. Интенсивность изменения напряжений по площади (по радиусу огневого дна) выше, чем у температур и носит более и выраженный характер.

Представленные выводы свидетельствуют о том, что, не смотря на то, что напряжения являются одним из следствий воздействия температурных градиентов, оценку усталостного состояния головки цилиндров целесообразно проводить по напряжениям, а не по температурам. Эпицентр напряжений совпадает с точкой вероятностного возникновения термоусталостных трещин. Следует также отметить, что температуры в цилиндре, вызывающие критические напряжения, в камере сгорания снизить невозможно, не нарушив баланса в распределении теплоты, между ГЦ, гильзой и поршнем, сохранив при этом мощностные показатели двигателя. Отсюда следует вывод о целесообразности введения компенсаторов, способных перераспределять поля напряжений снижая напряженное состояние в зонах ГЦ, наиболее подверженных усталостным разрушениям.

Для оценки адекватности задания граничных условий и погрешности расчетов, проведенных с помощью ЭВМ, были проведены исследования по термометрированию ГЦ.

Суть исследований заключается в определении температур в контрольных точках (рис. 2.10) согласно методике, представленной в подразделе 2.3. Значения температур в контрольных точках, полученные экспериментальным путем (термометрирование серийной ГЦ при работе двигателя на номинальном режиме работы) сравнивались со значениями температур в этих же точках, полученными расчетным путем (рис. 3.31).

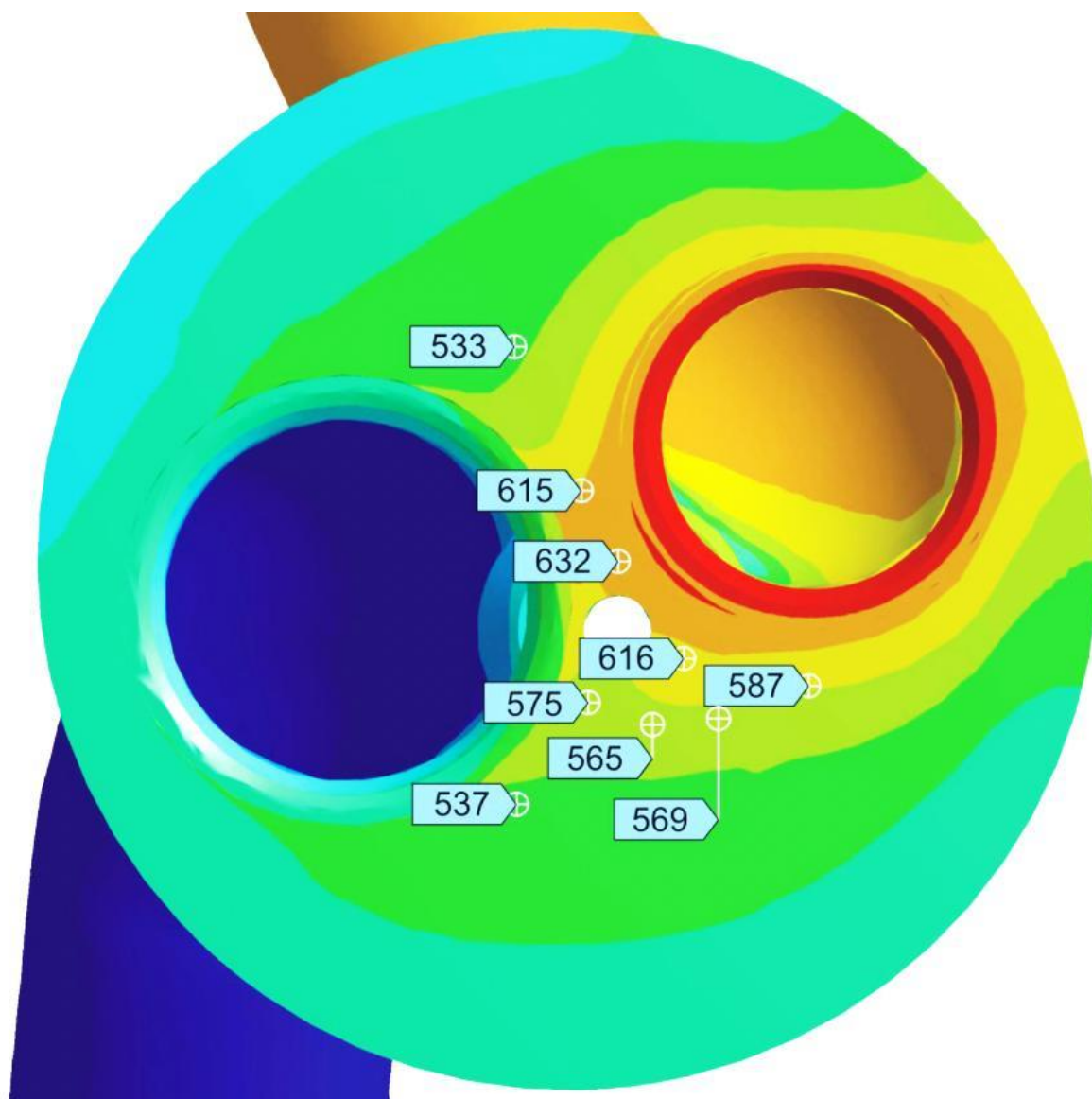


Рисунок 3.31 - Температура в контрольных точках, определенная с помощью математического моделирования теплонапряженности ГЦ

При анализе результатов расчета температур в головке цилиндров дизеля ЯМЗ-240Б выявлено, что максимальное их значение находится в области перемычек между гнездами клапанов и форсуночным отверстием, а максимальная погрешность результатов расчета, по сравнению с экспериментальными и литературными данными, составляет соответственно 9,34% и 6,17% (см. табл. 3.6 подчеркнутые цифры). Полученный результат свидетельствует об адекватности принятых допущений и методики задания граничных условий, а также высокой схо-

димости выбранного метода математического моделирования теплонапряженного состояния ГЦ с экспериментально измеренными значениями температур.

Таблица 3.6 - Сходимость расчетных температур на тепловоспринимающей поверхности ГЦ с экспериментальными и литературными данными [112]

№ п/п	Температуры в контрольных точках, полученные:				
	математическим моделированием (на первом этапе), К	эксперимен- тально, К	Относительная погрешность (для первого этапа), %	из литературных источников, К	Относительная погрешность (для первого этапа), %
1	533(515)	528	0,94(2,46)	543	1,88(5,44)
2	615(564)	568	7,64(0,70)	578	6,02(2,48)
3	632(610)	573	9,34(6,46)	610	3,48(0)
4	616(595)	598	2,92(0,50)	578	6,17(2,94)
5	575(565)	573	0,35(5,40)	553	3,83(2,17)
6	537(520)	543	1,12(4,24)	535	0,37(2,89)
7	587(545)	563	4,09(3,20)	-	-
8	565(533)	543	3,90(1,84)	-	-
9	569(538)	550	3,34(2,18)	-	-

3.4 Теоретическое обоснование метода замены огневого днища и введения деконцентраторов напряжений при восстановлении головок цилиндров

«Для определения напряжений рассмотрена тепловоспринимающая поверхность огневого днища. Схематически оно представляет собой окружность, ограниченную внутренним диаметром гильзы цилиндра, поля температур (изотермы) которого на тепловоспринимающей поверхности представлены на рисунке 3.31. Как следует из рисунка, температура распределяется по поверхности огневого днища неравномерно, имеет максимальное значение в области межклапанной перемычки и постепенно снижается к периферии. В области межклапанной перемычки наблюдается наибольшая деформация головки блока цилиндров от действия термических факторов, а на периферии же, напротив, минимальная. При определении внутренних усилий, напряжений и деформаций в таком днище необходимо учесть, что задача считается статически неопределимой, так как сумма ко-

личества неизвестных реакций больше чем число уравнений статики для плоской системы» [169. 170].

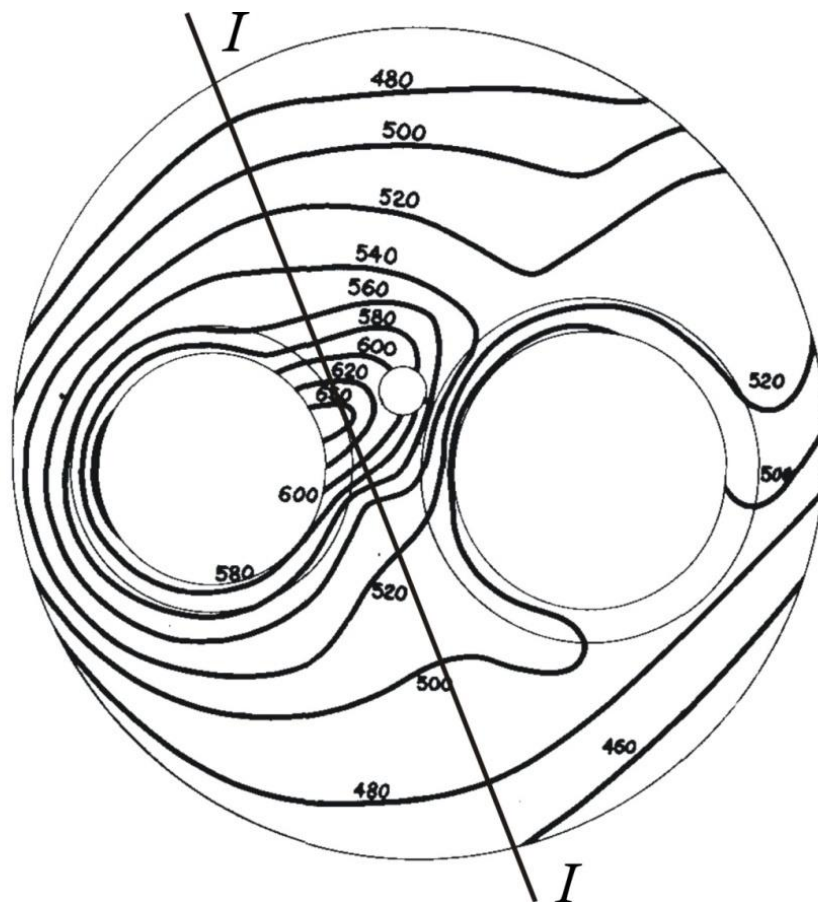


Рисунок 3.32 - Изотермы тепловоспринимающей поверхности огневого днища головки цилиндров

«Для расчета воспользуемся рядом допущений. Рассмотрим наиболее теплонапряженный участок огневого днища – сечение I–I. Вырежем по этому сечению стержень с бесконечно малым поперечным сечением dA таким, что изменение температуры (Δt) как по высоте рассматриваемого стержня, так и по ширине равно нулю ($\Delta t_h=0$, $\Delta t_b=0$). Длина стержня – прямолинейный участок огневого днища, взятый по наиболее нагретой области огневого днища со стороны тепловоспринимающей поверхности (рис. 3.32). Таким образом, температура изменяется только по длине рассматриваемого стержня (см. рис. 3.33). Отметим, что рас-

пределение температуры по стержню не хаотично, а носит вполне упорядоченный характер. Температура достигает некоторой критической максимальной величины в центральной части стержня и снижается по мере удаления к периферии. Представим распределение температуры по длине стержня некоторой функцией – $f(l)$ [169].

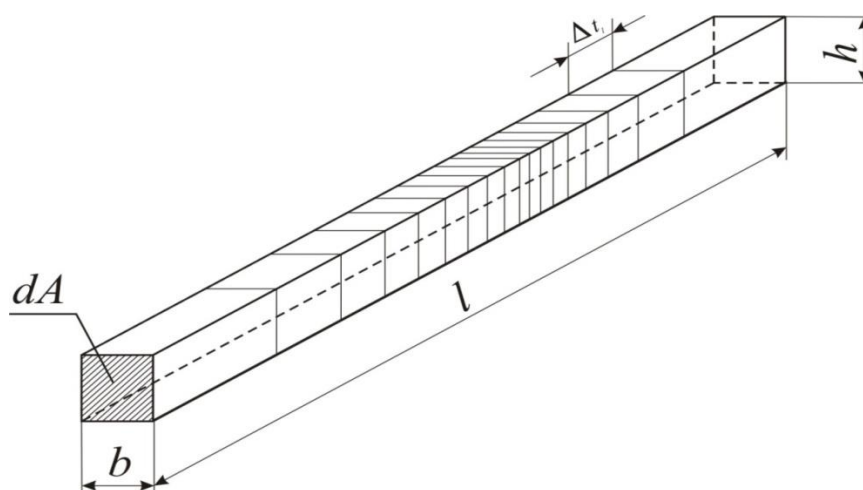


Рисунок 3.33 - Стержень, вырезанный из огневого днища по сечению 1-1 (рис. 3.32) с нанесенными изотермами

«Определим силы, действующие на стержень от температурных градиентов. С повышением температуры стержень стремится удлиниться и воздействует на опоры жесткой заделки A и B . Со стороны жесткой заделки на стержень действуют реакции, направление которых показано на рисунке 3.33. Эти силы вызывают сжатие стержня. Рассмотрим деформацию стержня. При нагреве на точку C , с левой стороны (участок 1), действует определенная сила от теплового расширения, т.к. точка A жестко закреплена. С другой стороны (участок 2), по аналогии с первым участком, на точку C действует сила от теплового расширения второго участка. Величины усилий теплового расширения на этих двух участках соизмеримы. В результате, как допущение, можно сделать вывод, что на т. C с обеих сторон действуют силы, равные по модулю и противоположные по направлению и, следова-

тельно, т. С не перемещается. В этой точке с максимальной температурой деформация достигает своего максимално значения» [169, 170].

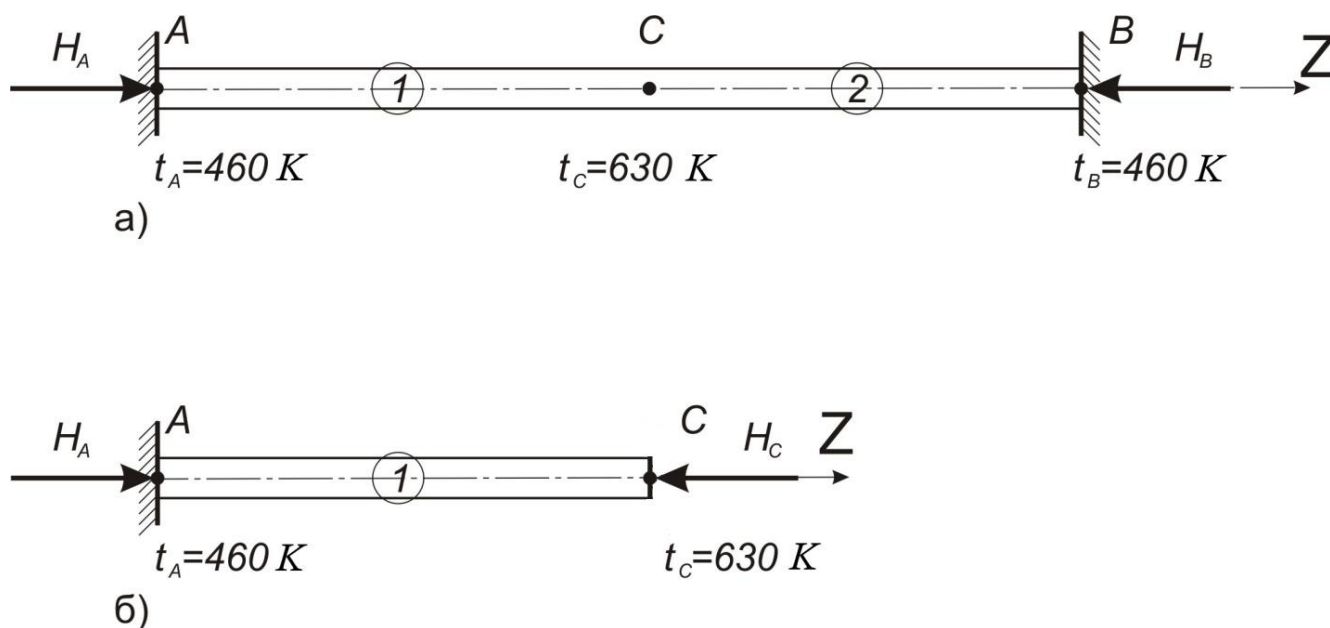


Рисунок 3.34 - Схема сил, действующих на стержень, вырезанный из огневого дна: а) - схема сил действующих по всей длине стержня; б) - схема сил действующих на первую половину стержня.

«С учетом принятых допущений рассмотрим следующую задачу. Отбросим 1-й или 2-й участок рассматриваемого стержня, и, поставив в т. С жесткую заделку, решим задачу, как статически неопределимую при тепловом расширении, используя в решении оставшийся участок (часть) стержня» [150, 105].

Для системы сил, направленных по одной прямой, можно составить одно уравнение равновесия. Определим неизвестные реакции, спроецировав все действующие силы на ось Z

$$\sum Z = 0; \quad H_A - H_C = 0;$$

$$H_A = H_C = H. \quad (3.98)$$

Определим степень статической неопределимости данной системы:

$$S = \sum R - n = 2 - 1 = 1, \quad (3.99)$$

где R - количество неизвестных усилий;

n - количество уравнений статики.

Из выражения (3.99) следует, что система один раз статически неопределима и для ее решения необходимо одно дополнительное уравнение совместности деформаций. Так как стержень жестко закреплен с двух концов, то в процессе нагревания его длина изменяться не может. Все возможные перемещения точек стержня будут происходить внутри отрезка AB (внутри его длины l , при этом $l = const$). Уравнение совместности деформации можно записать следующим образом:

$$\Delta l = 0. \quad (3.100)$$

Распишем уравнение (3.100). Укорочение стержня, вызываемое силами реакций $H(\Delta l_H)$, равно по абсолютной величине тому температурному удлинению Δl_t , которое стержень получил бы, если бы опора A осталась на месте, а конец стержня C был бы свободен и мог перемещаться при нагревании. Отсюда следует, что:

$$\Delta l_H - \Delta l_t = 0, \quad (3.101)$$

где Δl_t - деформация стержня от действия термических нагрузок;

Δl_H - деформация стержня от действия реакций заделки.

Определим методом сечений внутреннюю силу $N=H$. В соответствии с законом Гука:

$$\Delta l_H = \frac{H \cdot l}{E \cdot A}, \quad (3.102)$$

где A - площадь поперечного сечения, в нашем случае $A = dA, m^2$;

E - модуль упругости Юнга, $МПа$;

l - длина стержня, $м$.

Известно, что деформация от действия температуры будет равна:

$$\Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot (t_2 - t_1), \quad (3.103)$$

где α - коэффициент теплового расширения;

t_1 - температура в т. A ;

t_2 - температура в т. C .

Выражения (3.102) и (3.103) подставим в уравнение (3.101) и получим:

$$\frac{H}{E \cdot A} = \alpha \cdot (t_2 - t_1).$$

Выразим реакцию H формулой:

$$H = \alpha \cdot E \cdot A \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.104)$$

Для бесконечно малой площади поперечного сечения стержня:

$$H = \alpha \cdot E \cdot dA \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.105)$$

Из формулы (3.104) следует, что сила H зависит от градиента температур и площади поперечного сечения, но так как площадь поперечного сечения для заданного стержня не меняется по его длине, то величина силы будет зависеть только от градиента температур $\Delta T = (t_2 - t_1)$, который изменяется по длине стержня (см. выше). Следовательно, в точке C сила будет иметь максимальное значение. Учитывая, что напряжения в стержне определяются как:

$$\sigma = \frac{H}{A}, \quad (3.106)$$

подставив выражение (3.105) в (3.106) получим формулу для определения напряжения в стержне от градиента температур (3.107)

Учитывая, что коэффициент теплового расширения и модуль упругости для данной задачи – величины постоянные, можно сделать вывод, что чем больше градиент температур между центральной частью и периферией, тем больше напряжения в точке C .

Для снижения напряжения необходимо уменьшить воздействие силы H на точку C . Это можно реализовать, введя звено, имеющее возможность компенсировать температурные деформации (а как следствие и напряжения), 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 (рис. 3.35).

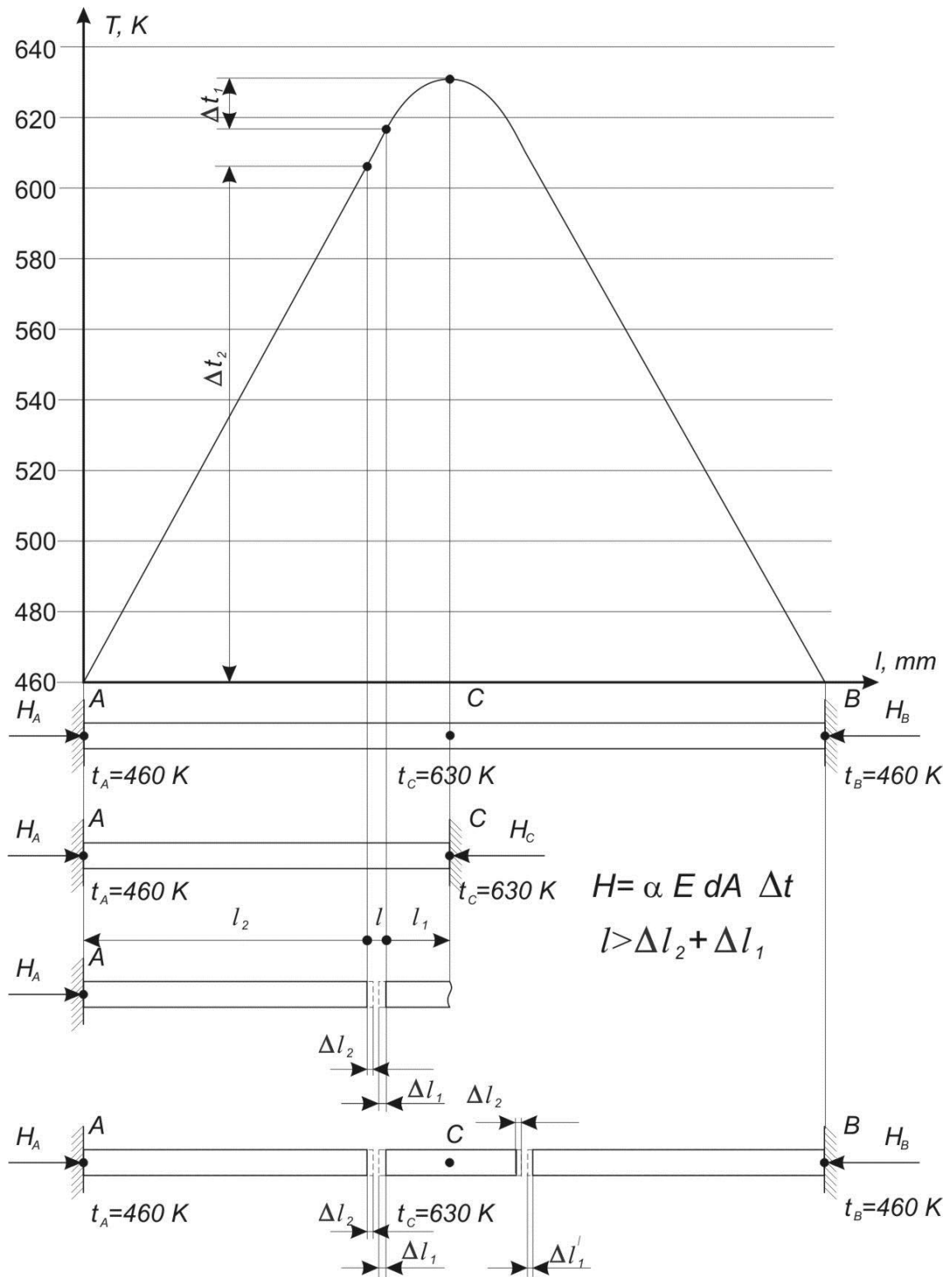


Рисунок 3.35 - Зависимость температуры от длины стержня, вырезанного из
огневого днища ГЦ по сечению 1-1

$$\sigma = \alpha \cdot E \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.107)$$

Из формулы (3.107) следует, что напряжение, как и сила H , зависит только от градиента температур.

$$l' > \Delta l' = \Delta l_1 + \Delta l_2. \quad (3.108)$$

«В результате получим систему из двух независимых друг от друга стержней, внутренние силы в которых будут определяться по формулам, описанным выше. Как уже упоминалось, левая часть не будет оказывать механического воздействия на правую и препятствовать ее свободному расширению, снижая при этом напряжения в центральной части. Учитывая, что вводимые прорезы предположительно будут приводить к снижению концентрации напряжений в месте их расположения в дальнейшем будем их называть «деконцентраторами напряжений» [169, 170].

Аналогичный подход можно реализовать для сечения огневого днища головки цилиндров в нормальном направлении (рисунок 3.36).

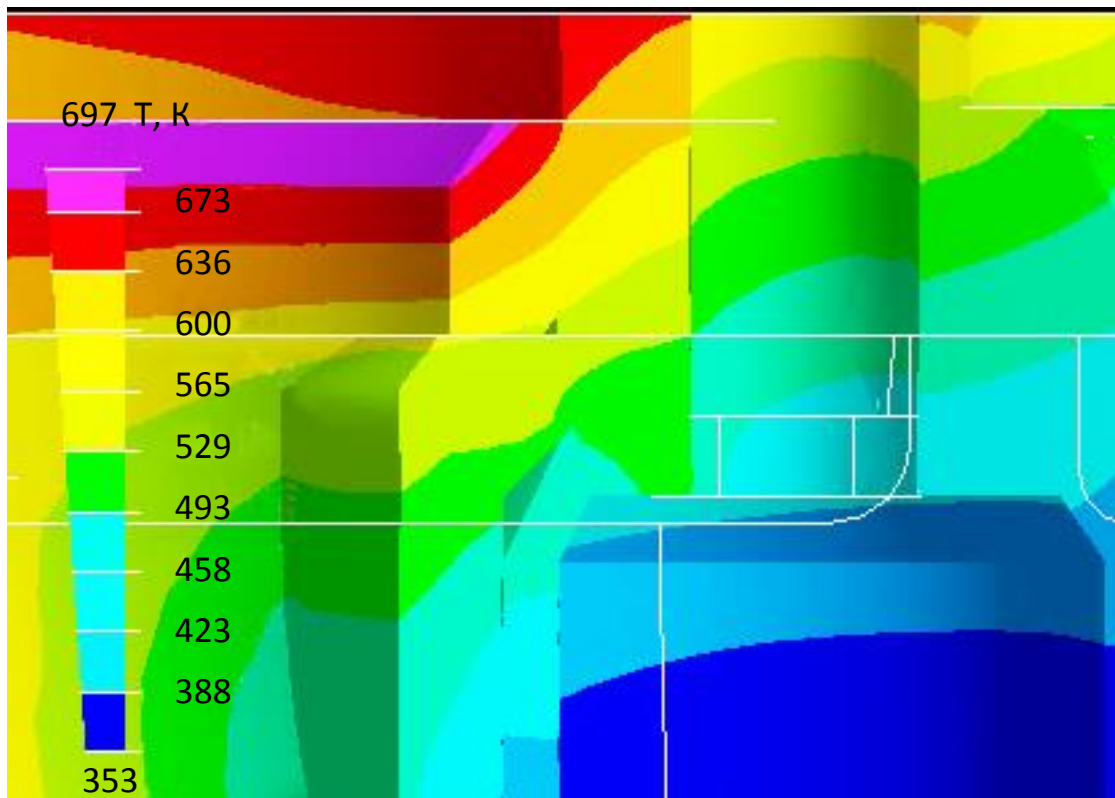


Рисунок 3.36- Сечение по нормали к тепловоспринимающей поверхности

В этом случае расчетная схема будет выглядеть следующим образом (см. рис. 3.37 а)). Снизить напряжения и уменьшить воздействие силы H на точку C можно введя звено, имеющее возможность компенсировать температурные деформации между точками C и A , т.е. сделав огневое днище составным по нормали к тепловоспринимающей поверхности (рис 3.37 б)). Тогда, если предположить размещение зоны разъема на расстоянии $2/3$ от толщины огневого днища ($12 \cdot 10^{-3}$ м), то за счет снижения перепада в оставшейся части пропорционально температурным перепадам уменьшатся и напряжения в соответствии с выражением (3.107).

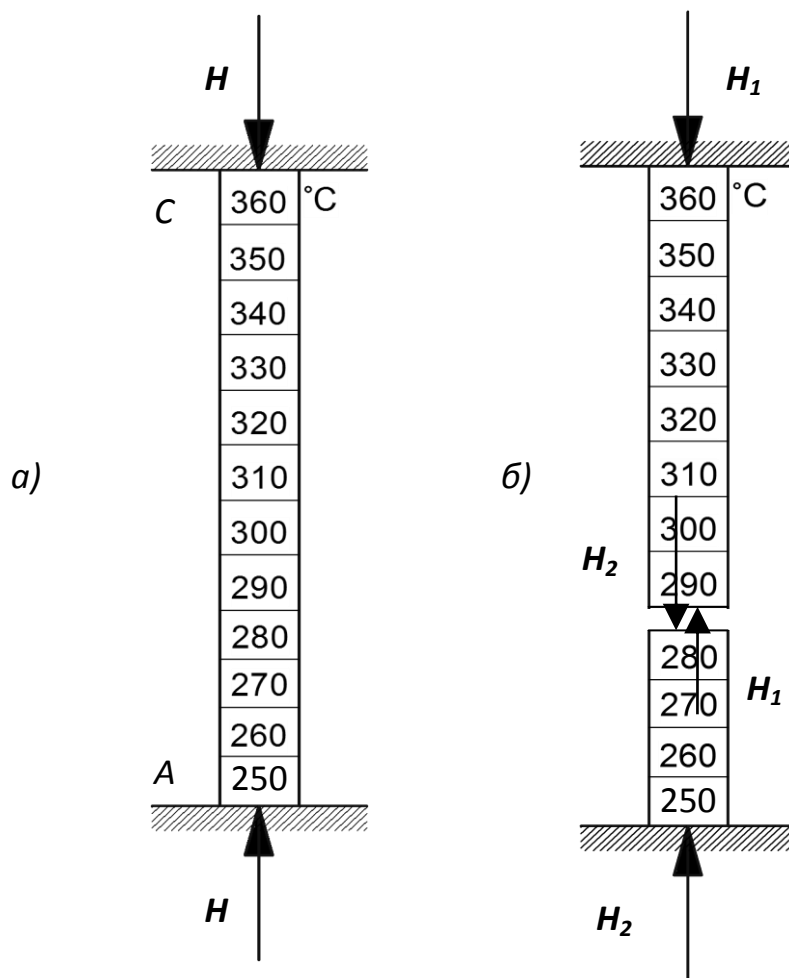


Рисунок 3.37 - Распределение температуры тепловоспринимающей поверхности ГЦ по нормали: а) вариант серийной ГЦ; б) ГЦ со вставным днищем.

3.5 Выводы по разделу

Обобщая результаты исследований, проведенные в данной главе, можно сделать следующие выводы:

1. Рассмотрены и проанализированы теоретические аспекты релаксации напряжений при термоусталостном режиме работы корпусных деталей ДВС. Уточнены теоретические зависимости (3.1-3.12), позволяющие описывать диаграмму гистерезиса при термоциклическом нагружении деталей. На основании выше изложенного сформулирована модель накопления напряжений при термоциклировании и предложено аналитическое выражение (3.13), позволяющее оценить предельный уровень достигнутых напряжений (3.14).
2. Предложено для оценки долговечности при термоусталостном режиме работы деталей, определяемой количеством циклов до появления трещин, определять напряженное состояние деталей до и после восстановления (σ_1 и σ_2), а также экспериментально определять термостойкость образцов из материала восстанавливаемых деталей N_1 во взаимосвязи с уровнем напряжений. При этом важно соблюдение аналогии условий испытания образцов и условий работы деталей в реальных условиях эксплуатации. Из полученных кривых усталости, используя формулу (3.27), определять коэффициент m и в дальнейшем, используя формулу (3.29), определять долговечность детали, определяемую параметром N_2 , после восстановления.
3. Разработана поэтапная математическая модель оценки теплового состояния и теплонапряженности ГЦ, расчетные модели и 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.
4. Сходимость температур ГЦ, полученных расчетным способом, и результатов экспериментального измерения температур в одинаково расположенных точках головки составила 0,94-9,34% при сравнении данных из литературных источников

0,37-6,17%. Данное обстоятельство свидетельствует о том, что основные принципы математического моделирования соблюдены, разработанная модель в целом достоверна и может использоваться в дальнейших исследованиях.

5. Полученные результаты расчетов теплового состояния и теплонапряженности серийных ГЦ, показали, что максимальные температуры при работе наблюдаются на тепловоспринимающей поверхности головок в перемычках между гнездом выпускного клапана и форсуночным отверстием и составляют 620-635 К (347-362°C) на первом этапе расчетов для дизеля ЯМЗ-238НБ и 650-660 К (377-387°C) на втором этапе для дизеля ЯМЗ-240Б. На втором этапе расчетов также были получены напряжения, максимальные значения которых зафиксированы на кромке форсуночного отверстия и тепловоспринимающей поверхности ГЦ, причем максимальные их значения составили 1105 МПа и 940 МПа. На этом основании можно сделать вывод о том, что необходимо снижать температурные перепады с уровня $9-10 \cdot 10^{-3}$ К/м как по поверхности огневого днища так и по его глубине.
6. Установлено, что место расположения и максимальных температур и максимальных напряжений совпадает с местом возникновения термоусталостных трещин в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов по линии, соединяющей их центры (сечение А-А рис. 3.20), что говорит о целесообразности разгрузки, введении компенсаторов напряжений, способных снизить уровень тепловой напряженности в этих местах.
7. На основе анализа расчетных данных температурных полей и напряжений, полученных математическим моделированием теплового состояния и теплонапряженности ГЦ, теоретически обоснованы два способа восстановления головок цилиндров: с помощью введения компенсаторов напряжений в виде вставного огневого днища (расслоение по нормали к тепловоспринимающей поверхности) и в виде деконцентраторов напряжений (прорезей в радиальном направлении).

4 Экспериментальные исследования и обоснование способов восстановления головок цилиндров

4.1 Результаты исследования образования и развития термоусталостных трещин в головках цилиндров

Исследования образования и развития термоусталостных трещин головок цилиндров проводились на Энгельсском авторемонтном заводе Саратовской области и Сергиевском ремонтно-механическом заводе Куйбышевской области. Всего было обследовано 300 ГЦ дизеля ЯМЗ-238НБ и 140 головок цилиндров дизеля А-41.

При статистическом анализе установлено, что распределение глубины термоусталостных трещин в межклапанных перемычках головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и А-41 удовлетворительно согласуются с распределением Вейбулла [151].

Функция распределения вероятности появления трещины определенной глубины имеет следующий вид [152]:

$$f(x_i) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{x_i}{a}\right)^{b-1} \exp - \left(\frac{x_i}{a}\right)^b, \quad (4.1)$$

накопленная вероятность:

$$F(x_i) = 1 - \exp - \left(\frac{x_i}{a}\right)^b, \quad (4.2)$$

где (x_i) – значение случайной величины (глубины трещин) в i -том интервале;
 $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – номер интервала;
 n – общее количество интервалов;
 a, b – постоянные параметры распределения, которые определяются из статистических таблиц по соответствующим значениям коэффициента вариации V_x , $a = \bar{x} / k_b$.

Коэффициент вариации равен:

$$V_x = \frac{S_x}{\bar{x}}, \quad (4.3)$$

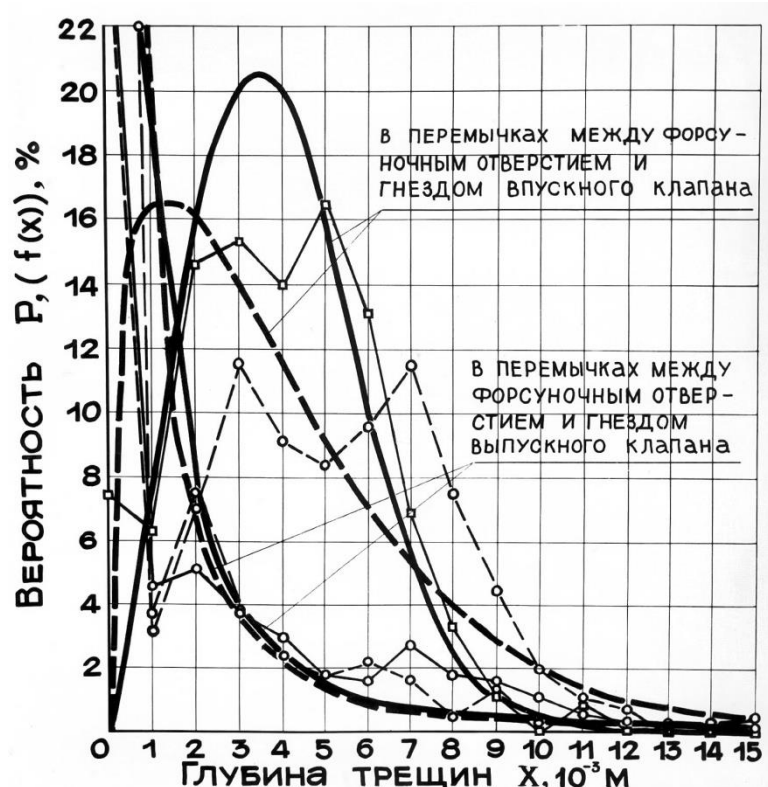
где $\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$ – среднее значение случайной величины (глубины трещины);

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2 m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} - \bar{x}^2} \text{ – дисперсия эмпирического распределения.}$$

Значения параметров распределения глубины термоусталостных трещин в головках цилиндров представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры эмпирического распределения глубины термоусталостных трещин в головках цилиндров

Головка цилиндров двигателя	В перемычках между форсуночным отверстием и гнездом впускного клапана						В перемычках между форсуночным отверстием и гнездом выпускного клапана					
	$\bar{x}$	S_x	V_x	b	k_b	a	$\bar{x}$	S_x	V_x	b	k_b	a
ЯМЗ-238НБ	4,12	3,23	0,78	1,29	0,93	4,45	1,21	2,68	2,21	0,5	1,97	0,61
А-41	3,95	1,83	0,48	2,22	0,89	4,46	1,07	2,51	2,35	0,48	2,14	0,5



Для соответствующих значений параметров распределения по результатам обследования ГЦ, поступивших на капитальный ремонт, построены теоретические кривые вероятности и накопленной вероятности появления трещин определенной величины, представленные на рисунках 4.1, 4.2.

Рисунок 4.1 – Дифференциальные кривые вероятности появления трещин в межклапанных перемычках ГЦ дизелей:

———— А-41;
 - - - - ЯМЗ-238НБ.

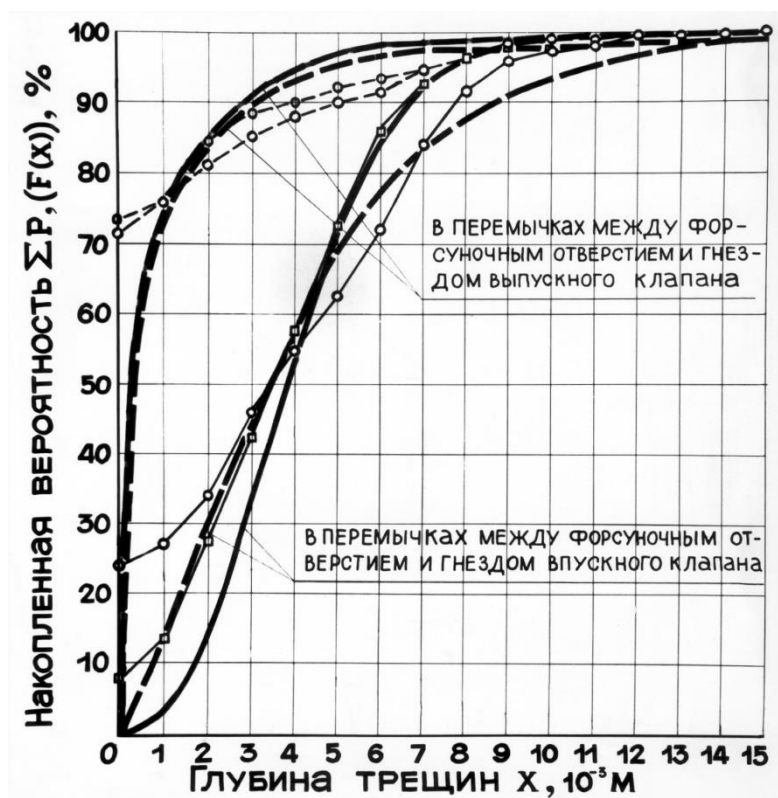


Рисунок 4.2 – Интегральные кривые вероятности появления трещин в межклапанных перемычках ГЦ дизелей:

— А-41;
 - - - ЯМЗ-238НБ.

Анализируя кривые распределения вероятности (рис. 4.1), можно сделать следующие выводы:

- Пик появления трещин в перемычках между форсунным отверстием и гнездом выпускного клапана для ГЦ двигателя ЯМЗ-238НБ приходится на глубину $1,5 \cdot 10^{-3}$ м и составляет около 16,5%, для ГЦ двигателя А-41 максимум составляет около 21% при глубине трещин $3,5 \cdot 10^{-3}$ м.
- Характер распределения трещин в перемычках в сторону выпускного гнезда более пологий (экспоненциальный) с явным максимумом в зоне трещин с минимальной глубиной, причем, для обоих двигателей характер кривых практически одинаков.
- Снижение количества ГЦ с трещинами большей глубины можно объяснить тем, что в перемычках, как показали исследования характера распространения, трещина начинает развитие с кромки форсунного отверстия и в первоначальный мо-

мент фронт ее распространения расположен под прямым углом к биссектрисе угла между тепловоспринимающей поверхностью ГЦ и стенкой форсуночного отверстия (см. рис. 2.6). Кроме того, как отмечалось ранее, в перемычках наиболее ярко выражены неравномерности температур с удалением от тепловоспринимающей поверхности в глубину.

- Следует отметить также, что при ГЦ с трещинами глубиной $7 \cdot 10^{-3}$ - $8 \cdot 10^{-3}$ м процент их существенно уменьшается. Характерно, что на этой же глубине происходит заметное снижение градиентов температур (рис. 3.21, 3.24).
- Интегральные кривые накопленных вероятностей (рис. 4.2) показывают суммарное количество ГЦ с трещинами в любом интервале их глубины.

Так, например головок цилиндров с трещинами глубиной более $5 \cdot 10^{-3}$ м наблюдается около 25-30% от числа поступающих в ремонт, для перемычек в сторону впускного гнезда и лишь 4-5% для перемычек в сторону выпускного гнезда. В интервале глубины трещин $5 \cdot 10^{-3}$ - $8 \cdot 10^{-3}$ м головок цилиндров дизеля насчитывается 17-18%, а дизеля А-41 – 23-25% от общего числа.

Аналогичные исследования термоусталостных трещин в головках цилиндров дизелей ЯМЗ-236, 238, 240 различных модификаций производились на предприятии ООО «Транспортные технологии» г. Санкт Петербург. В период с 2010 по 2015 гг. было обследовано 110 ГЦ, поступающих в ремонт. Установлено что из них 19% имели термоусталостные трещины в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов глубиной до $8 \cdot 10^{-3}$ м.

Из эмпирических данных было установлено, что лишь в 8% головок цилиндров двигателей А-41 и 15% - ЯМЗ-238НБ не было обнаружено термоусталостных трещин. Этот факт говорит о том, что применение электропотенциального или вихретокового дефектоскопов позволяет наиболее достоверно оценить состояние ремонтного фонда с трещинами, выявить характер и особенности их развития с целью обоснования способов восстановления головок цилиндров с этим дефектом.

4.2 Оптимизация конструктивно-технологических параметров способов восстановления головок цилиндров

4.2.1 Способ восстановления головок цилиндров установкой вставного огневого днища

Анализируя результаты проведенных исследований математического моделирования теплового и напряженного состояния ГЦ следует отметить:

- наибольшие температурные перепады и градиенты температуры наблюдаются в поверхностных слоях огневого днища ГЦ, что приводит к возникновению значительных термических напряжений при работе двигателя на номинальном режиме;
- до 18...23% головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, А-41 из числа поступающих в капитальный ремонт, имеют термоусталостные трещины 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, можно предположить, 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. Применяя способ замены монолитного днища на составное при восстановлении головок цилиндров необходимо учитывать, что введение 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 де-

талей ЦПГ. Это определяет необходимость применения материалов для изготовления вставного огневого днища с коэффициентом теплопроводности близким коэффициенту теплопроводности материала головки цилиндров. Кроме того коэффициент температурного расширения вставного днища также должен быть не выше чем коэффициент температурного расширения материала головки.

При определении геометрических параметров восстанавливаемых головок цилиндров следует учитывать, 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 $0,6 \dots 0,65$ от толщины тепловоспринимающей стенки ГЦ, т.е. $8 \cdot 10^{-3}$ 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 должен быть больше диаметра выступающего бурта гильзы цилиндра. В этом случае, при установке ГЦ на блок цилиндров, вставное огневое днище надежно прижимается затяжкой силовых шпилек.

Для оценки теплового состояния ГЦ, восстановленной 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 контакта:

$$\lambda_k = \alpha_k \cdot \delta, \quad (4.4)$$

где λ_k – коэффициент теплопроводности зоны контакта, Вт/м·К;
 α_k – тепловая проводимость зоны контакта, Вт/м²·К;
 δ – толщина зоны контакта (прокладки), м.

Следует отметить, что в качестве материала вставного огневого днища при расчетах был принят серый чугун СЧ25, как наиболее близкий по теплофизическим свойствам к соответствующим параметрам материала ГЦ. Для повышения тепловой проводимости зоны контакта в качестве материала была выбрана медная прокладка в зоне разъема ГЦ и вставного огневого днища.

Толщина прокладки определялась из условий обеспечения минимального теплового сопротивления при максимально возможном эффекте выравнивания температур по радиусу.

В случае применения тонких прокладок выражение для определения тепловой проводимости имеет следующий вид [153]:

$$\alpha_k = \frac{1}{R_k} = \frac{1}{R_\Gamma} + \frac{1}{R_M} + \frac{1}{R_{пл}}, \quad (4.5)$$

где R_k – тепловое сопротивление зоны контакта;
 R_Γ – тепловое сопротивление газовой прослойки;
 R_M – тепловое сопротивление зоны металлического контакта;
 $R_{пл}$ – тепловое сопротивление пластины.

В развернутом виде выражение (129) записывается следующим образом:

$$\alpha_k = \frac{2\lambda_c}{h'_{ср1} + h'_{ср2}} + \frac{2\lambda_c}{h''_{ср1} + h''_{ср2}} + \frac{P\bar{\lambda}}{1.8\sigma_B\varphi} \cdot 10^4 + \frac{\lambda_{пл}\eta}{\Psi\delta_{пл}}, \quad (4.6)$$

где Ψ – коэффициент стягивания линий тока теплового потока к пятнам контакта;
 $\lambda_{пл}$ – коэффициент теплопроводности пластины, Вт/м·К;
 η – относительная площадь фактического контакта $\eta = P/3\sigma$;
 $\delta_{пл}$ – толщина пластины;
 $h'_{ср1}, h'_{ср2}, h''_{ср1}, h''_{ср2}$ – высота микронеровностей контактируемых поверхностей с одной и с другой стороны прокладки, м;

λ_c – теплопроводность газовой среды, Вт/м·К;

P – усилие на контактируемые поверхности, Н;

σ_b – предел прочности более мягкого материала, Па;

$\bar{\lambda}$ – приведенный коэффициент теплопроводности гетерогенных структур, Вт/м·К;

ϕ – номинальная (геометрическая) площадь контакта, м²

Зона контакта с прокладкой может быть представлена в общем виде на рисунке 4.3.

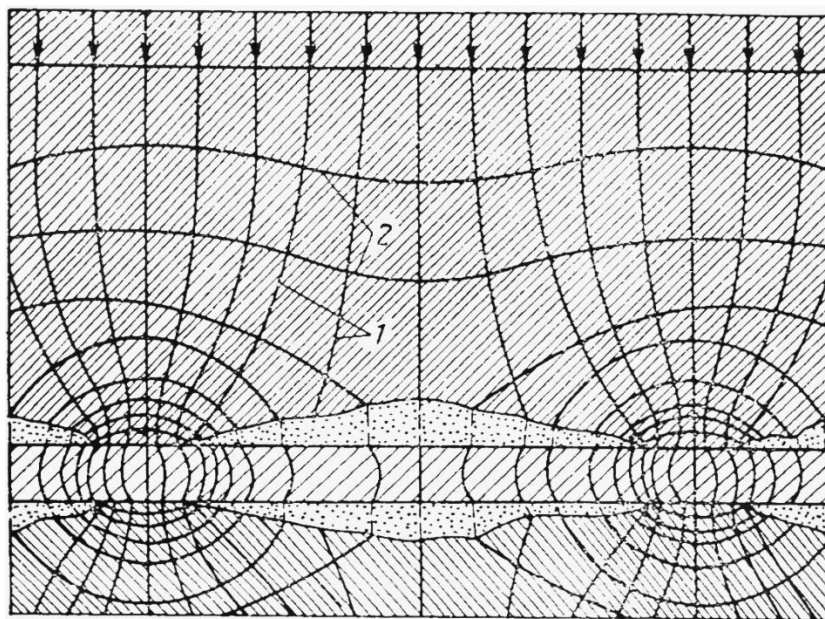


Рисунок 4.3 – Линии тока и изотермы при контактировании тел через пластину:

1-линии тока, 2-изотермы

В [153] приводится зависимость, полученная на аналоговой машине для коэффициента стягивания линий теплового потока:

$$\Psi = 0,915 \exp\left(-0.63 \frac{\delta}{2a}\right) + 0.06 \exp\left[-0.1 \left(\frac{\delta}{2a} - 5\right)^2\right] + 0.085, \quad (4.7)$$

где δ – толщина прокладки, м;

a – размер пятна контакта, м

Критерий Фурье вместе с критерием Био являются определяющими при решении задач нестационарной теплопроводности, описываемых уравнением теп-

лопроводности. Определяемым критерием в таких задачах является безразмерная температура или коэффициент неравномерности температур пластины:

$$\Theta = \frac{t - t_{\text{ср}}}{t_0 - t_{\text{ср}}} \quad (4.8)$$

$$\Theta = \exp(-Bi \cdot Fo), \quad (4.9)$$

где Bi – критерий подобия стационарного теплообмена между нагретым или охлажденным твёрдым телом и окружающей средой, $Bi = \delta \cdot \alpha / \lambda$;

α – коэффициент теплоотдачи от поверхности тела к окружающей среде

Fo – число Фурье, характеризует соотношение между скоростью изменения тепловых условий в окружающей среде и скоростью перестройки поля температуры внутри рассматриваемой системы. $Fo = a \cdot \tau / \delta^2$;

a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$ (в нашем случае $a = 9,92 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$);

τ – временной интервал ($1 \cdot 10^{-2} \text{ с}$);

λ – коэффициент теплопроводности ($380 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$);

Для оценки влияния рассмотренных факторов и выбора наиболее рационального значения толщины прокладки на рисунке 4.4 представлены кривые тепловой проводимости $1/R_{\text{пл}}$ (4.6), коэффициента стягивания линий теплового потока Ψ (4.7) и коэффициента неравномерности температур пластины Θ (4.9).

Из полученных кривых следует, что при толщине прокладки $\delta = (3,3 \cdot 10^{-4} \dots 4,8 \cdot 10^{-4}) \text{ м}$ наблюдается наилучшее сочетание между тепловой проводимостью зоны контакта и выравниванием температур по радиусу при наименьшем показателе искажения линий тока.

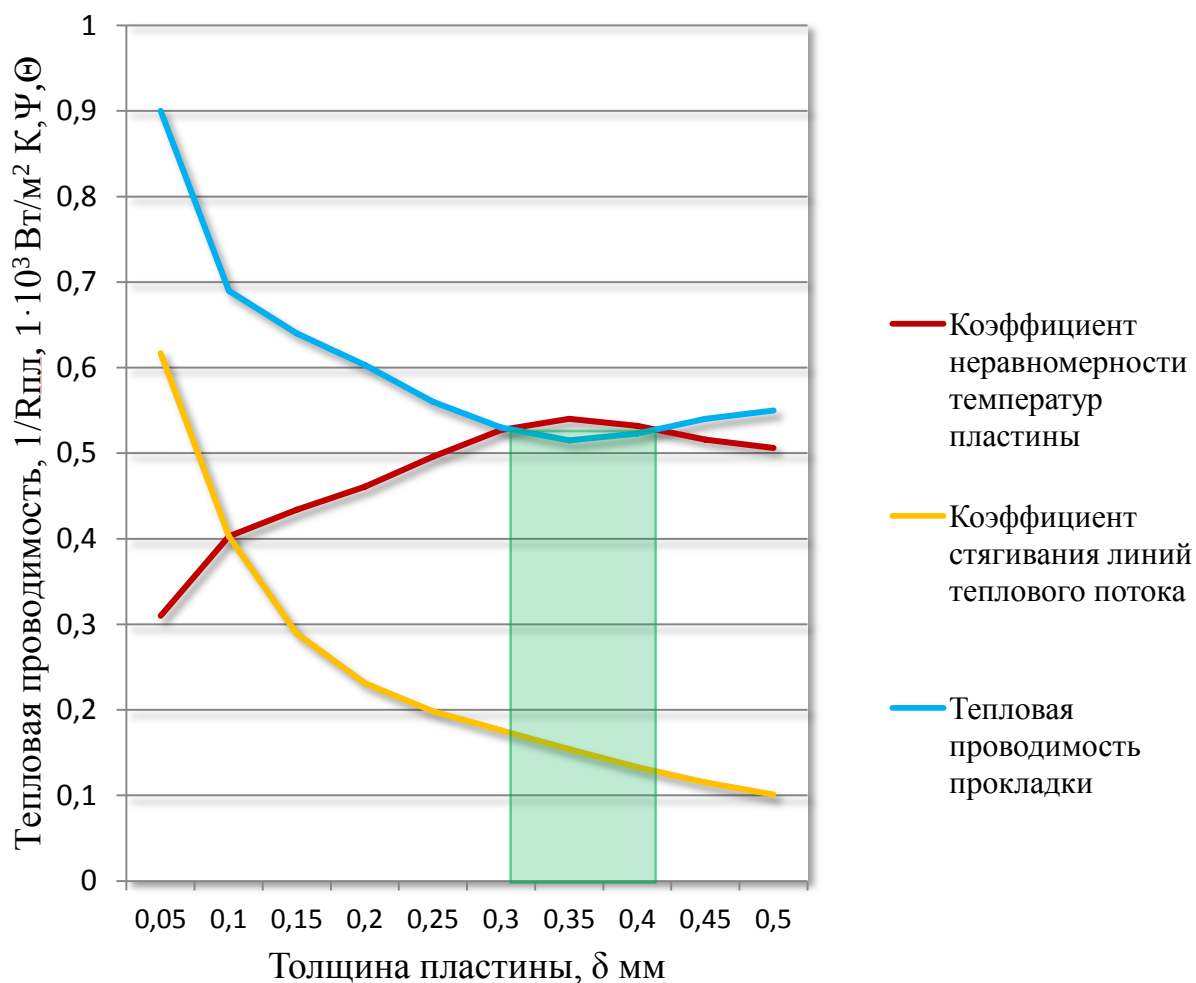


Рисунок 4.4 – Зависимости тепловой проводимости $1/R_{пл}$, коэффициента стягивания линий теплового потока Ψ и коэффициента неравномерности температур пластины Θ от толщины пластины

4.2.2 Результаты расчетно-экспериментального определения температурных полей в головке цилиндров, восстановленной способом замены огневого днища

Нами были подготовлены входные данные для математического моделирования с учетом дополнительного введения зоны контакта в виде дополнительного слоя конечных элементов и проведён расчет объемных температурных полей в составном огневом днище.

На распечатке результатов расчёта появилась еще одна поверхность (поверхность II см. рис. 3.5(б)) с координатой $z=8 \cdot 10^{-3}$ м, соответствующая привалочной плоскости вставного огневого днища, а также температуры в узлах, принадлежащих ей. Для наглядности на рисунках 4.5...4.10 результаты расчета представле-

ны в виде полей изотермических линий на тепловоспринимающей поверхности вставного огневого днища, в головке цилиндров под днищем и сечениях расчетной модели.

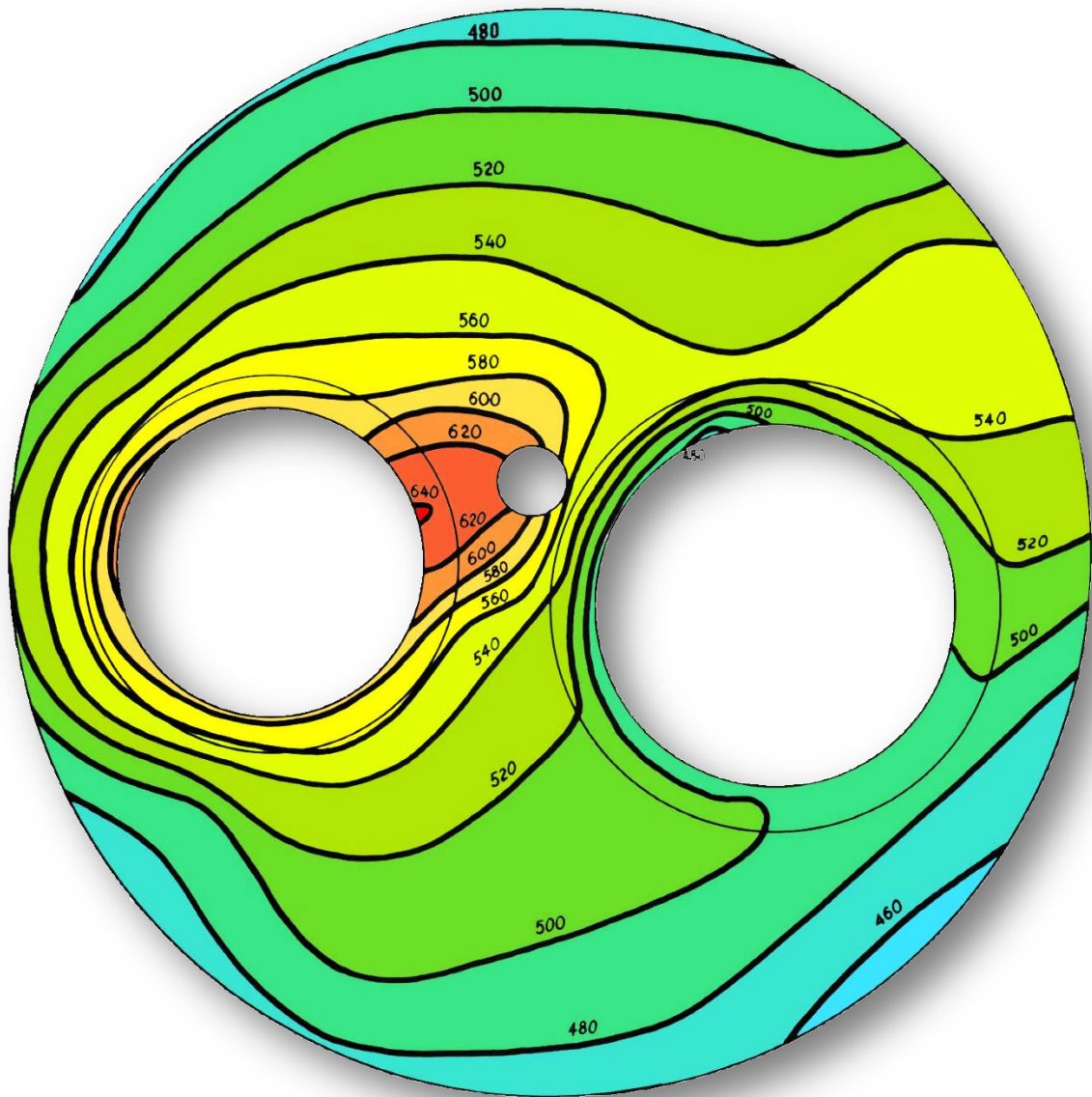


Рисунок 4.5 - Поля температур на тепловоспринимающей поверхности головки цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ со вставным огневым днищем

Из полученных температурных полей можно видеть, что температуры головки цилиндров под вставным днищем составили 560...570 К. Следует отметить, что уменьшились значения перепадов температур и температурных градиентов по

толщине в головке цилиндров. Максимальные их значения в центральной части не превышают $7 \cdot 10^{-3} \dots 7,5 \cdot 10^{-3}$ К/м, как в головке цилиндров, так и в основном днище.

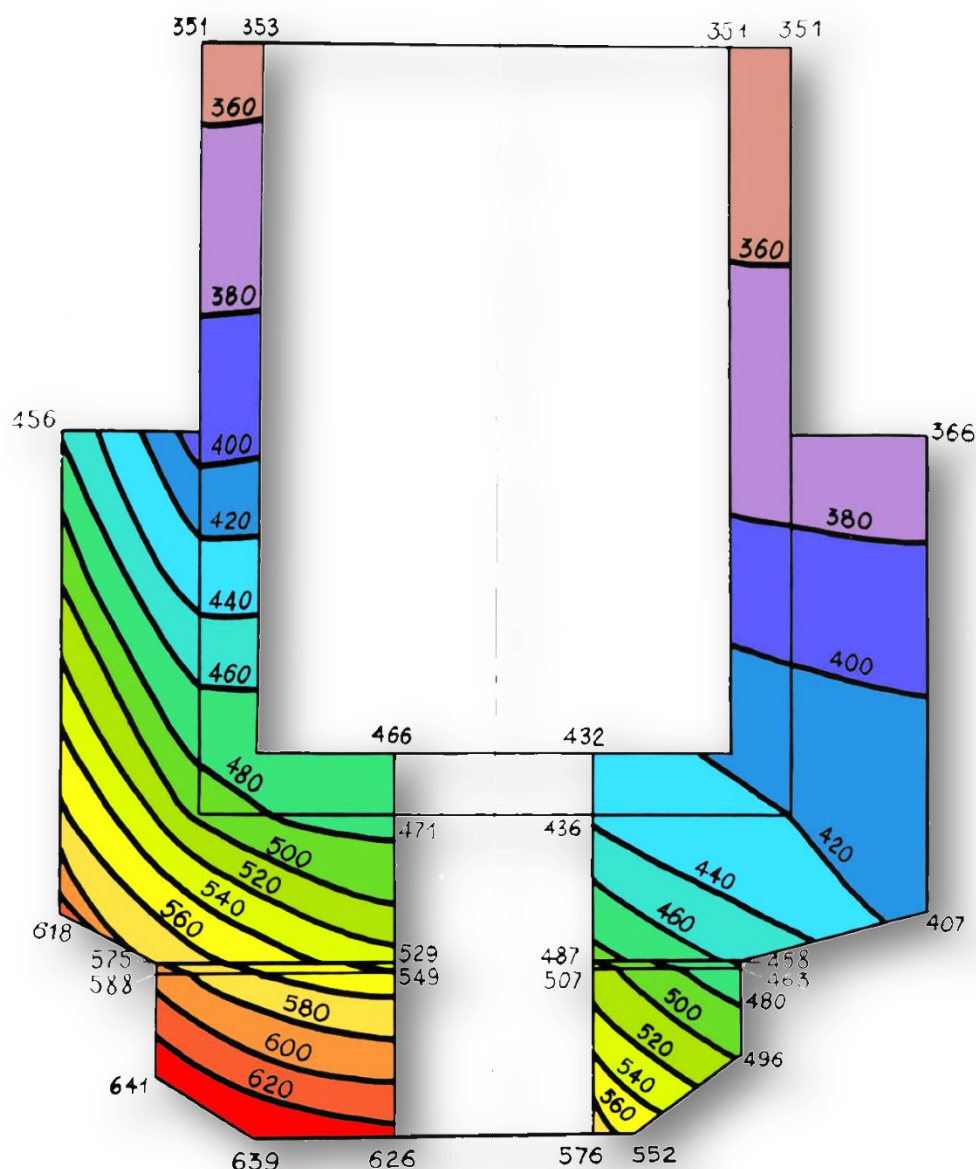


Рисунок 4.6 - Поля температур головки цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ со вставным огневым днищем и сечении А-А (рис. 3.17)

При этом наибольшее повышение температуры вставного огневого днища на $15 \dots 20$ К не может оказать существенного влияния на его работоспособность, в то время как снижение температурных перепадов способствует снижению температурных напряжений. Максимальная температура на поверхности составного огневого днища равна 640 К.

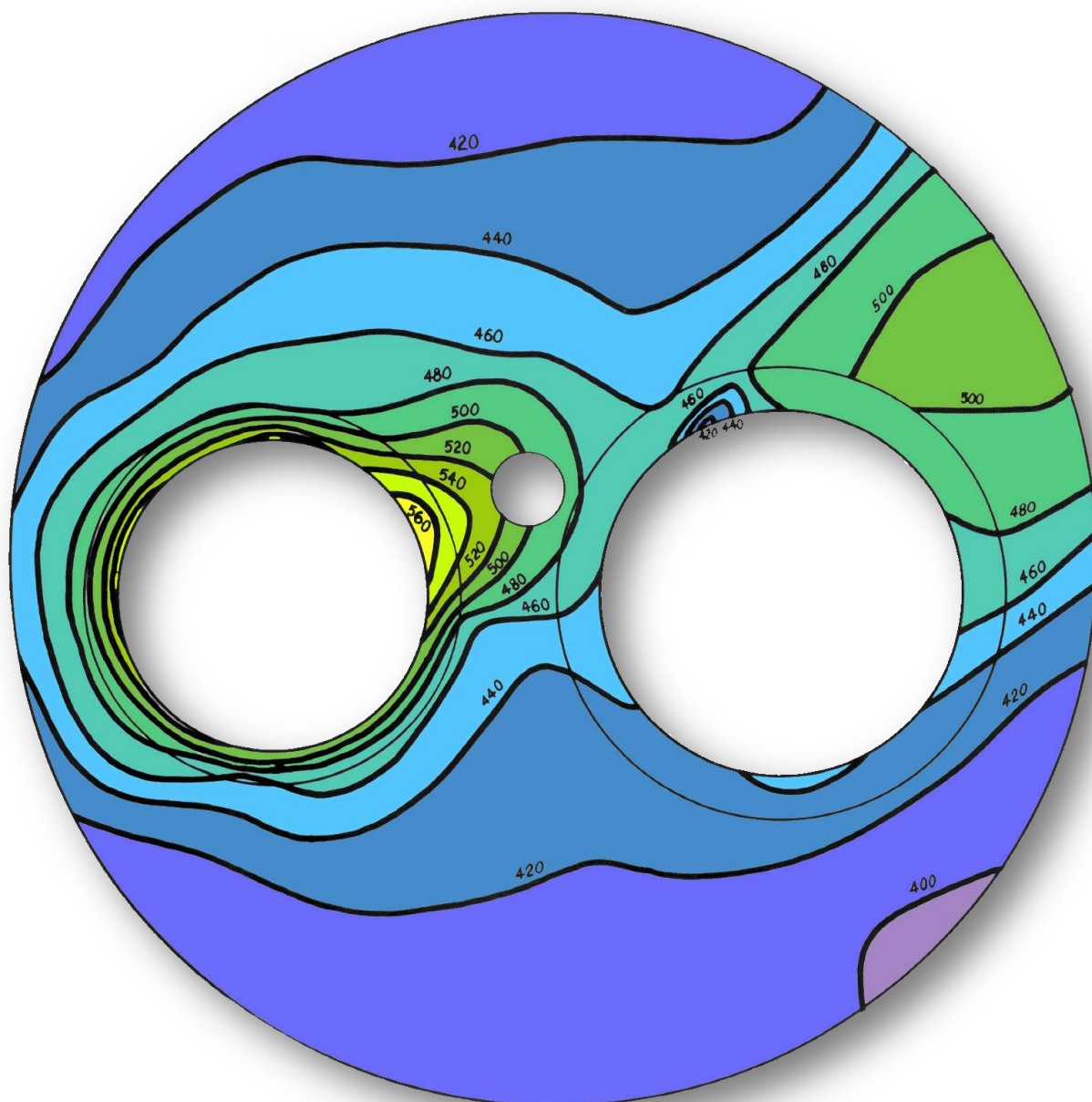


Рисунок 4.7 - Поля температур поверхности головки цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ под вставным огневым днищем

При сравнении температурных полей на тепловоспринимающих поверхностях огневого днища составной конструкции и монолитного можно отметить некоторое снижение перепада температур по радиусу цилиндра во вставном днище.

Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод о том, что общий уровень температурных градиентов понизился за счёт введения в конструкцию головки цилиндров вставного огневого днища, воспринимающего основную тепловую нагрузку.

Для оценки правильности задания параметров математической модели и теплообмена в зоне контакта вставного огневого днища с головкой цилиндра проведено сравнение температурных данных, полученных расчетным путем и экспериментально, результаты которого приводятся в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Сходимость температур, полученных теоретическим расчетом и экспериментально для восстановленной ГЦ вставным огневым днищем

№ датчика (рис. 22.)	Температуры, полученные:		
	теоретическим расчетом, К	экспериментально, К	относительная погрешность, %
1	528	546	3,3
2	570	603	5,5
2*	475	491	3,3
3	615	656	6,8
3*	518	545	5,0
4	608	650	6,5
4*	508	513	1,0
5	573	610	6,1
5*	473	503	5,0
6	540	570	5,3
7	557	592	5,9

* - датчики в головке цилиндров под вставным огневым днищем

Из таблицы видно, что максимальное значение относительной погрешности температур в головках цилиндров с составным огневым днищем определенных расчетным путем и экспериментально не превышают 6,8%.

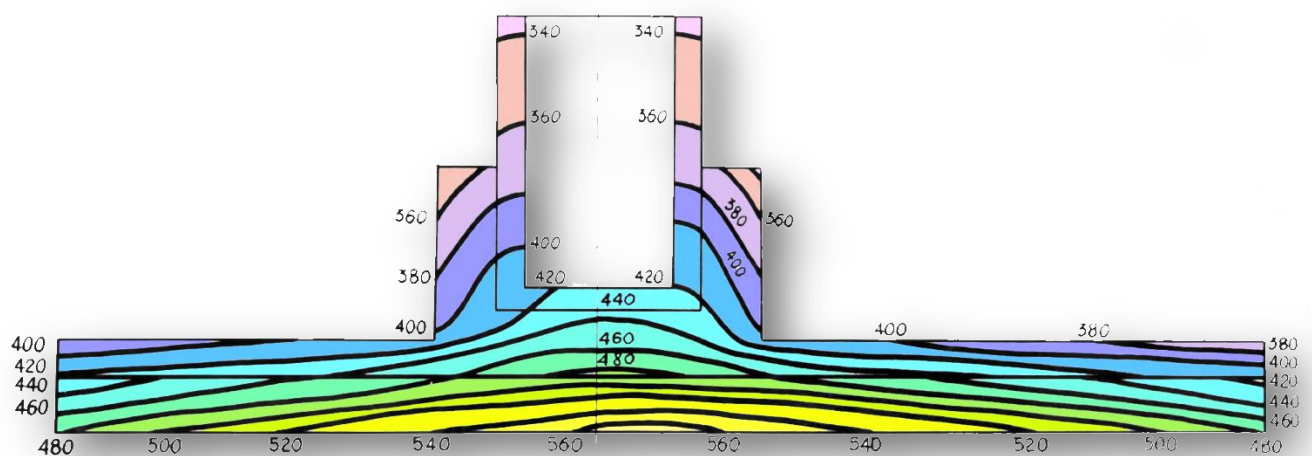
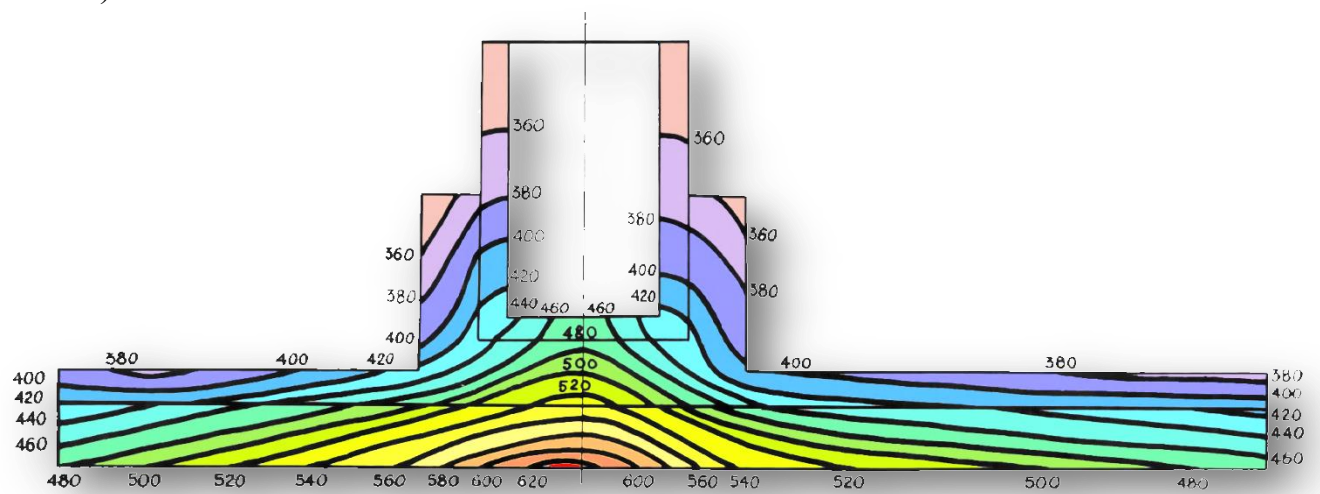
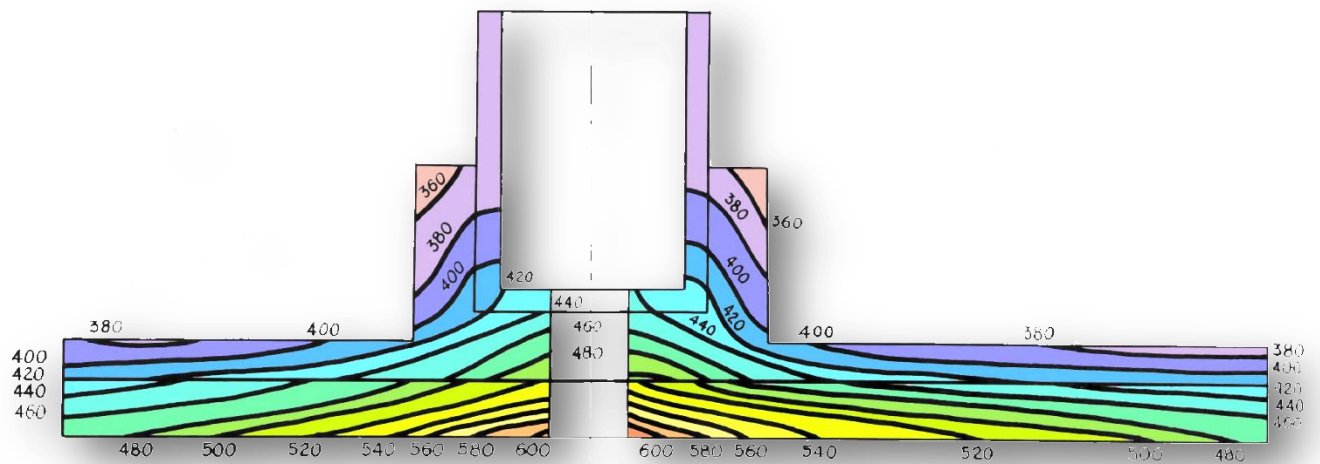


Рисунок 4.8 - Поля температур поверхности головки цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ со вставным огневым днищем в сечениях: а) А-А; б) Б-Б; в) В-В (рис.3.17)

4.2.3 Результаты исследования монтажных напряжений в головке цилиндров, восстановленной способом замены огневого днища

Исследования монтажных напряжений проводились на серийных и восстановленных (со вставным огневым днищем) головках цилиндров по методике, описанной в подразделе 2.5.

По результатам исследования построены зависимости распределения монтажных напряжений от различных сборочных воздействий (рисунок 4.9). Из диаграмм можно видеть, что наибольшее значение в серийной головке цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ монтажные напряжения достигают в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов.

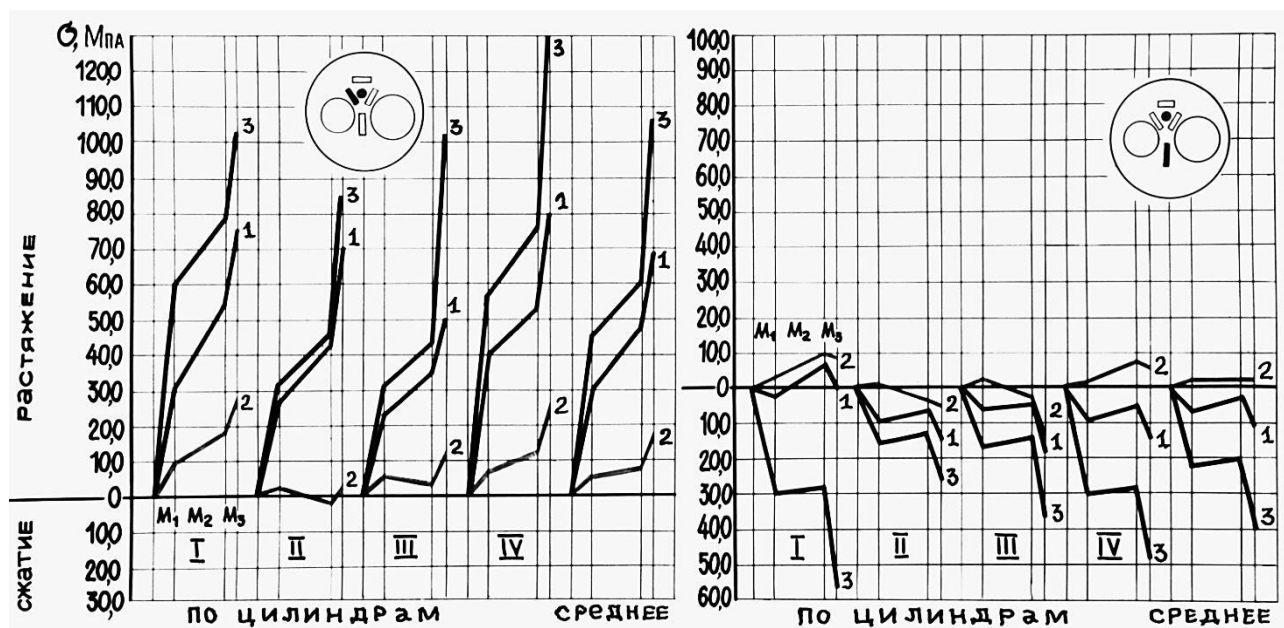
Их уровень колеблется в пределах 58...68 МПа. В этих перемычках всегда возникают напряжение растяжения, в то время как датчик, расположенный в перемычке между клапанными гнездами, указывает на напряжение сжатия.

В головках цилиндров с составным огневым днищем монтажные напряжения снизились и выровнялись для всех зон, где были установлены датчики, максимальная величина их не превышала 16 МПа.

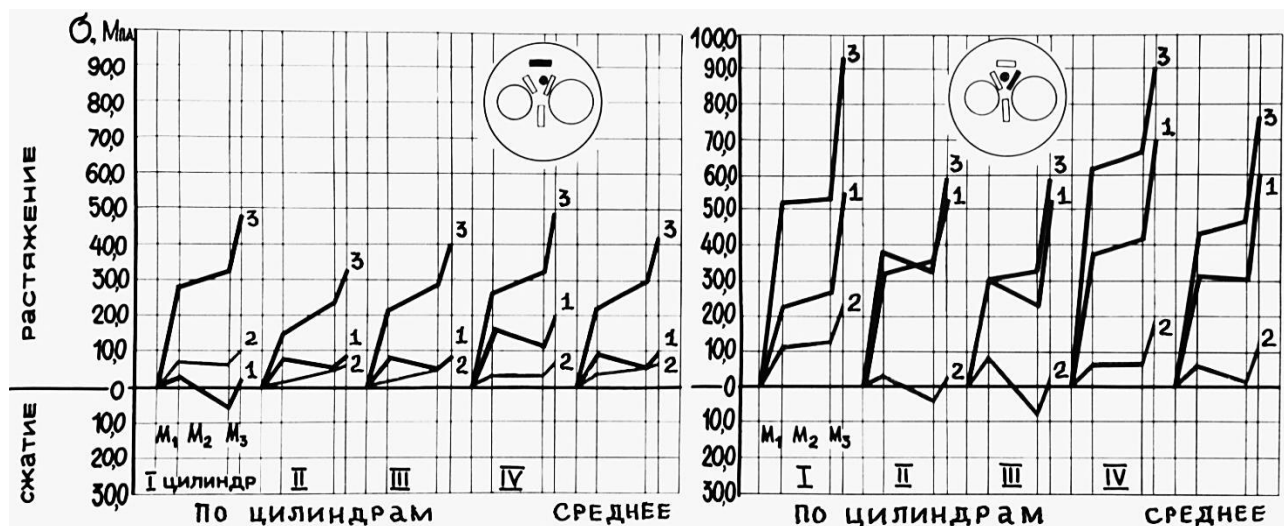
Для головок цилиндров наблюдается некоторый рост напряжений до 80...100 МПа.

В результате проведенных исследований установлено, что напряжение от воздействия силовых шпилек составили всего около 15% от общих напряжений, несмотря на более чем в 2 раза (см. разд. 2.5) больший момент их затяжки.

Для материала головки цилиндров близкого по составу к чугуна СЧ-25 ГОСТ 1412-79 с пределом прочности на разрыв 250 МПа максимальные напряжения наблюдались в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов и составили в среднем около 100 МПа, что составляет 40% от предела прочности чугуна.



а)



б)

Рисунок 4.9 – Монтажные (сборочные) напряжения в головке цилиндров двигателя ЯМЗ-238НБ: 1 – в серийном днище; 2 – в составном днище (на поверхности); 3- под вставным днищем; M_1 – момент затяжки гайки форсуночного стакана, Н·м; M_2 – момент затяжки силовых шпилек, Н·м; M_3 – момент затяжки гайки крепления форсунки Н·м.

4.2.4 Способ восстановления ГЦ введением деконцентраторов напряжений с оптимизацией конструкции математическим моделированием ее теплонапряженного состояния

«Выбор оптимального расположения деконцентраторов напряжений сводился к тому, чтобы определить такое их положение, которое позволило бы максимально снизить поля напряжений на тепловоспринимающей поверхности в зоне наиболее вероятного появления термоусталостных трещин. В расчетах для определения оптимального расположения деконцентраторов напряжений применялись те же граничные условия, что и при расчете серийной ГЦ. Как следует из рекомендаций, изложенных в разделе 3.4, деконцентраторы целесообразно разместить как можно ближе к критической точке C , в нашем случае к форсуночному отверстию, тем самым снижая градиент температур $-\Delta t$ (в т. $C \Delta t = 0$, следовательно и напряжение будет равно нулю). В серийной ГЦ в этой области существует значительное увеличение площади поперечного сечения, которое обусловлено посадочным местом под форсунку и форсуночный стакан – бобышкой. Минимальная толщина огневого днища в этом месте составляет $18 \cdot 10^{-3}$ м, тогда как средняя толщина остальной части огневого днища $12 \cdot 10^{-3}$ м. Из-за наличия бобышки в этой области понижен теплоотвод и, как следствие, повышены температурные градиенты» [169-170].

«Прежде чем приступить к оптимизации расположения деконцентраторов напряжений, необходимо ввести ряд обязательных условий, характеризующих сам деконцентратор и с учетом которых производилось их размещение и осуществлялся дальнейший расчет. Они гипотетически должны соответствовать следующим требованиям: ширина деконцентраторов должна быть минимальной, и удовлетворять условию (раздел 3.4 выражение 108), а также быть технологически выполнимой; в целях предупреждения ослабления посадочных мест под седла клапанов и снижения жесткости конструкции глубина деконцентраторов не должна превышать высоты нерабочих фасок клапанных гнезд ($3 \cdot 10^{-3}$ - $5 \cdot 10^{-3}$ м), в

зависимости от конструкции головки цилиндров; острые грани деконцентраторов напряжений необходимо скруглить, для снижения концентраций напряжений на кромках» [171-174].

На первоначальном этапе оптимизация конструкции производилась с помощью математического моделирования.

Результат расчета полей напряжений с одним деконцентратором, проходящим строго через точку максимальных температур ($\Delta t = 0$), находящуюся на прямой соединяющей центр форсуночного отверстия и центры выпускного и впускного клапанов представлен на рисунке 4.10.

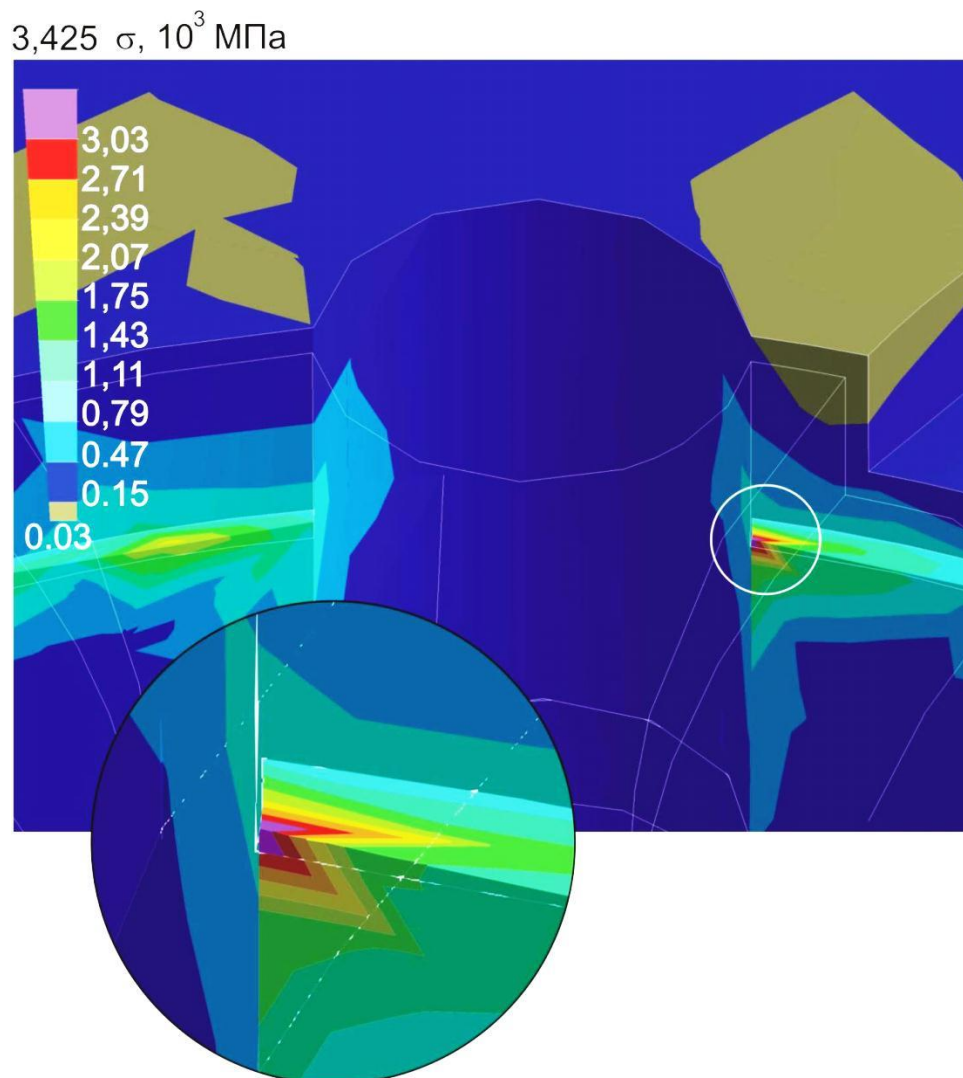


Рисунок 4.10 - Схема полей напряжений математической модели огневого днища с одним деконцентратором напряжений

Согласно теоретическим данным, представленным в разделе 3, напряжения на тепловоспринимающей поверхности снизились до 30–150 МПа. Но вместе с тем произошло смещение эпицентра напряжений с тепловоспринимающей поверхности к основанию деконцентратора напряжений. Максимальные значения температурных напряжений достигли 3400 МПа, что значительно превысило предел прочности чугуна СЧ 25 на разрыв и являлось недопустимым фактором.

Несмотря на то что $\Delta t = 0$, напряжения в целом возрастали. Это связано с тем, что наряду с воздействиями термических факторов при решении поставленной задачи значительное влияние оказывает и механическая нагрузка (давление форсунки и форсуночного стакана), а также некоторое ослабление сечения перемычки за счет прорези. В результате в этом месте стандартной ГЦ появился эпицентр напряжений.

Следует отметить, что зона повышенных напряжений в экспериментальном образце находится непосредственно на торце деконцентратора, а не на его кромках, что указывает на правильность в теоретическом подходе к решению задачи по снижению напряжений в центральной зоне. Острые кромки являются концентраторами напряжений, и устранить концентрацию напряжений на них можно применив радиусную фаску. Однако в данном случае применение радиусной фаски оказывается малоэффективным, так как максимум напряжений находится непосредственно на торце (у основания деконцентратора).

«Уменьшая площадь поперечного сечения в наиболее напряженном месте, увеличивается напряженное состояние ГЦ. Из этого следует, что при решении поставленной задачи предложенным способом область повышенных напряжений должна быть не затронутой, а деконцентраторы напряжений должны пройти рядом с эпицентром напряжений стандартного образца ГЦ» [169, 170].

На основании полученной выше поправки было предложено ввести как минимум два деконцентратора напряжений, которые смогли бы изолировать меж-

клапанную переключку (область повышенных напряжений) от действия периферийных зон.

«В результате проведенных расчетов получены эмпирические зависимости, определяющие напряжения на тепловоспринимающей поверхности от расположения деконцентратора напряжений по мере удаления его от центра форсуночного отверстия. Расчеты сводились к определению оптимального расположения двух деконцентраторов напряжений, причем контролировалось напряжение на тепловоспринимающей поверхности и на торце деконцентратора напряжений (рис. 4.11). Чем дальше находится деконцентратор напряжений от центра форсуночного отверстия, тем меньше значение напряжения у основания деконцентратора, и, наоборот, с удалением деконцентратора напряжений от центра форсуночного отверстия происходит рост напряжений на тепловоспринимающей поверхности. В результате эмпирических исследований установлен вариант расположения двух деконцентраторов напряжений, позволяющий снизить напряжения в опасном месте до 45 %» [169-174]. Схема размещения представлена на рис. 4.12 и 4.13.

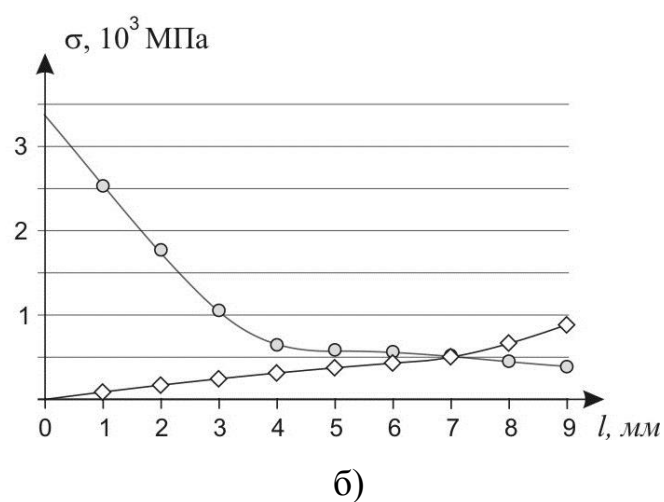
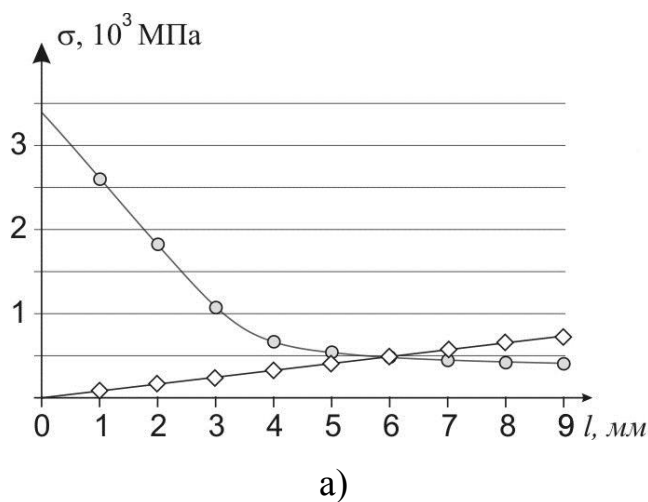


Рисунок 4.11 - Напряжения на тепловоспринимающей поверхности в зависимости от удаления деконцентратора напряжений 13 (рис. 4.12) от центра форсуночного отверстия: а) вверх, б) вниз,

- ◆— — зависимость $\sigma(l)$ на тепловоспринимающей поверхности;
 —○— — зависимость $\sigma(l)$ на торце деконцентратора напряжений

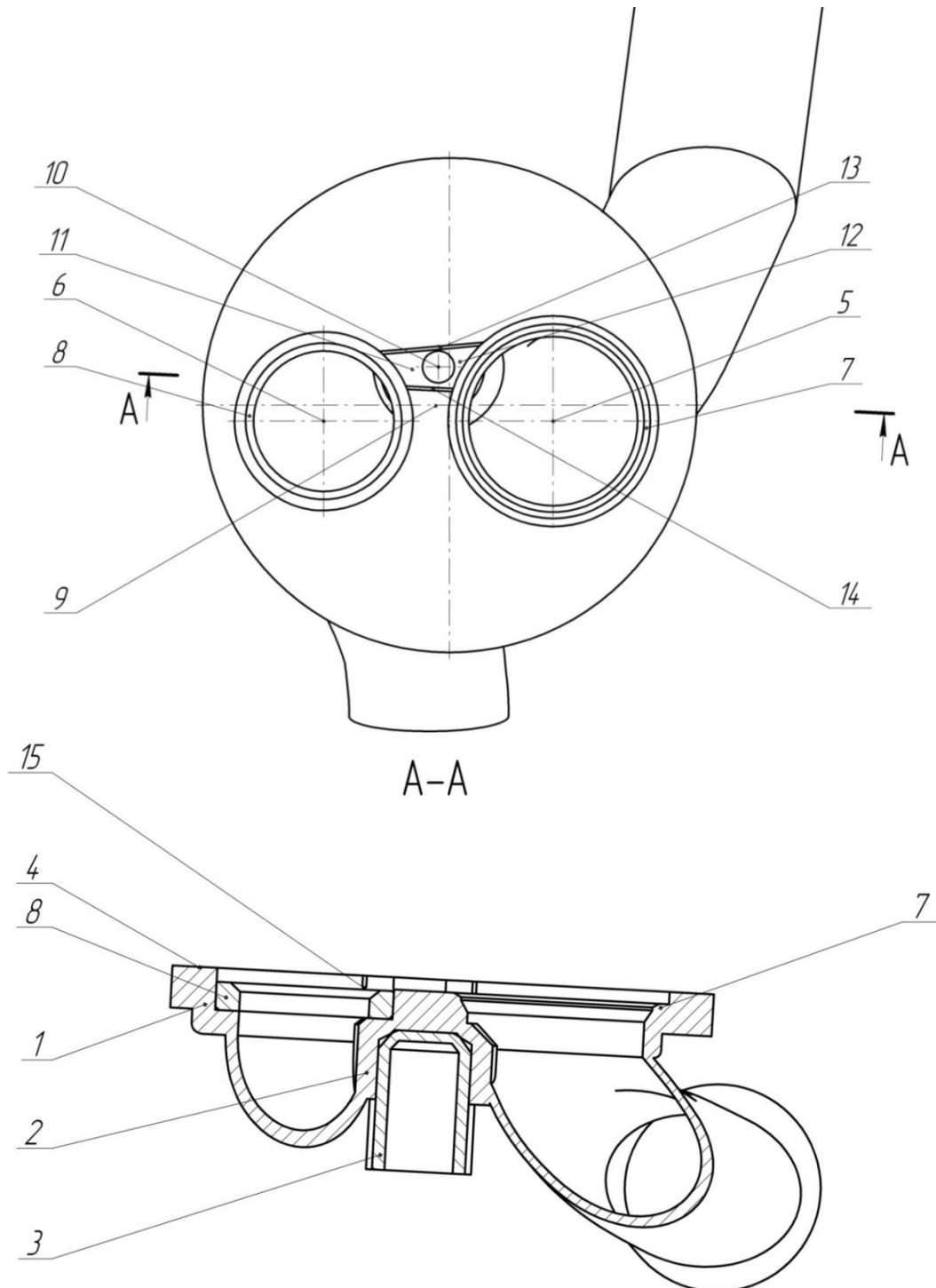


Рисунок 4.12 - Принципиальная схема размещения деконцентраторов напряжений: 1 – корпус головки блока цилиндров; 2 – прилив (бобышка), 3 – форсуночный стакан; 4 – огневое днище головки блока цилиндров; 5 и 6 – клапанные отверстия под впускной и

выпускной клапаны соответственно; 7 и 8 – клапанные гнезда под впускной и выпускной клапаны, соответственно; 9 – межклапанная перемика; 10 – форсуночное отверстие; 11 – перемика между форсуночным отверстием 10 и выпускным клапаном 5 (область наиболее вероятностного возникновения термоусталостных трещин); 12 – перемика между форсуночным отверстием 10 и выпускным клапаном 6; 13 и 14 – термокомпенсационные прорезы, которые расположены в области межклапанной перемики 9; 15 – место закругления кромок деконцентратора

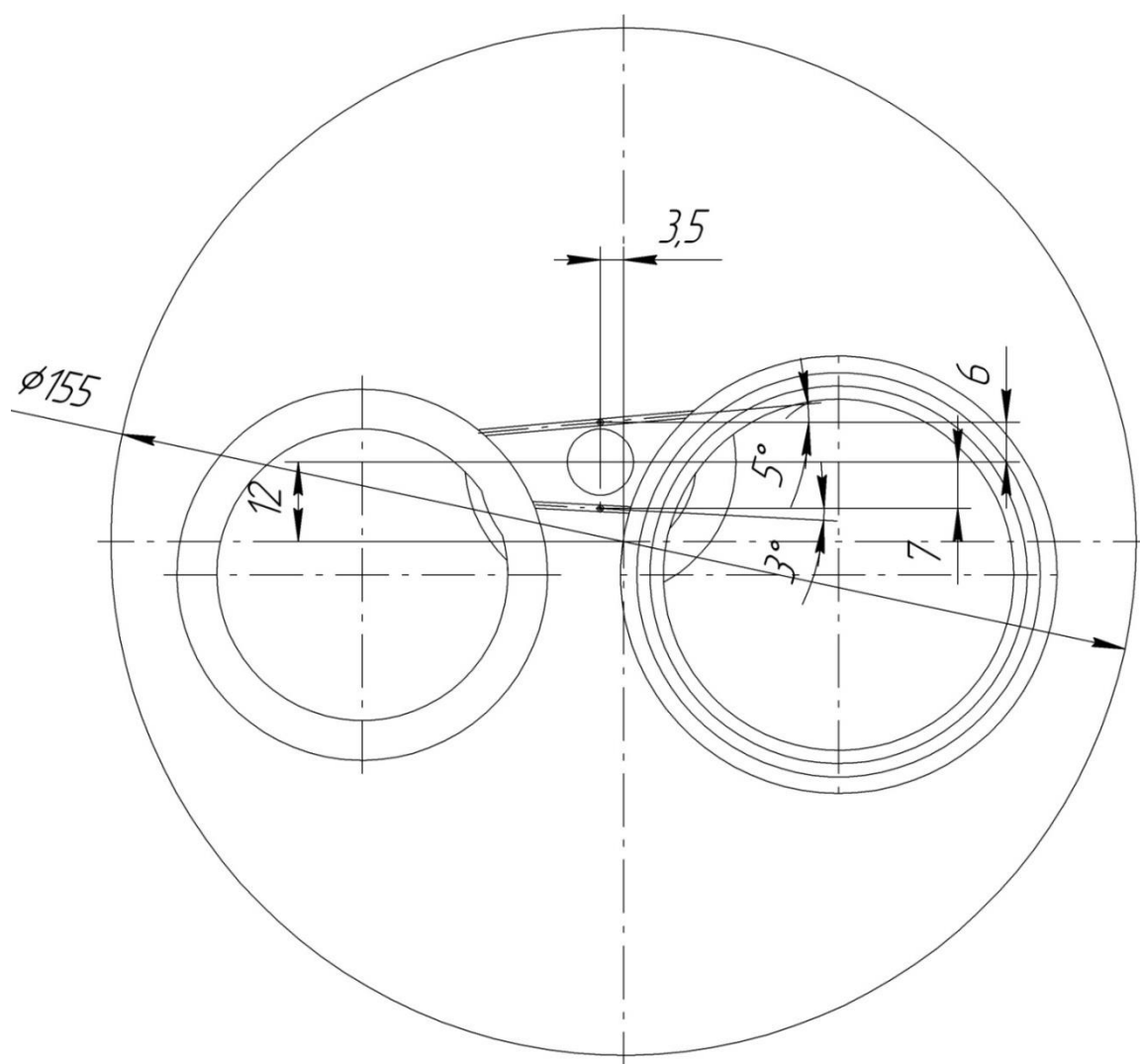


Рисунок 4.13 - Координаты размещения деконцентраторов напряжений на поверхности огневого днища

«Головка цилиндров дизельного двигателя содержит корпус 1. В корпусе 1 имеется прилив 2, для установки форсуночного стакана 3, под форсунку. Со стороны огневого днища 4, головки цилиндров, расположены клапанные отверстия

под впускной 5 и выпускной 6 клапаны, клапанные гнезда 7 и 8 соответственно, а так же клапаны, установленные в седла. Пространство ограниченное клапанными отверстиями образует область межклапанной перемычки 9, в которой находится форсуночное отверстие 10. Область ограниченная форсуночным отверстием 10 и отверстием под впускной клапан 5, является областью наиболее вероятностного появления термоусталостных трещин – перемычка 11 (между форсуночным отверстием 10 и выпускным клапаном 5). Наряду с упомянутой областью такой же нагрузке подвержена область между форсуночным отверстием 10 и отверстием под выпускной клапан 6 – перемычка 12 (между форсуночным отверстием и выпускным клапаном 6)» [157].

«Для снижения суммарных напряжений в этих областях выполнены деконцентраторы напряжений 13 и 14 (см. рис. 4.12), которые расположены в области межклапанной перемычки 9. Деконцентраторы напряжений 13 и 14 выполнены перпендикулярно плоскости огневого днища 4, на глубину нерабочего углубления гнезд клапанов, не превышая $3,5\text{--}5\cdot 10^{-3}$ м, что позволяет не ослаблять посадочные места под вставные седла клапанов и головку блока в целом. В сечении по нормали, деконцентраторы напряжений 13 и 14 имеют вид прямоугольника у которого одна из меньших сторон, обращенная к форсуночному стакану 15, закруглена по радиусу, равному половине его ширины. Это позволяет снизить концентрацию напряжений на кромках деконцентраторов напряжений 13 и 14. Деконцентраторы напряжений выполнены прямолинейно, что значительно снижает трудоемкость и рабочее время при их изготовлении. Ширина деконцентраторов напряжений составляет $1\cdot 10^{-3}$ м. Размер получен с учетом технологии изготовления и может быть уменьшен в соответствии с условием, определенным в (раздел 3.4 выражение 120), но не менее $0,5\cdot 10^{-3}$ м. Часть перемычки 11 и 12 с форсуночным отверстием 10 ограничена от периферии огневого днища 4 деконцентратором напряжений 13, выполненным под углом в -5° к горизонтальной оси ГЦ на расстоянии $6\cdot 10^{-3}$ м (см. рис. 85) от центра форсуночного отверстия. Вторая часть перемычки 11 и 12 с форсуночным отверстием 10 ограничена от периферии огневого днища 4 деконцентратором напряжений 14,

выполненным под углом в 3° к горизонтальной оси ГЦ на расстоянии $7 \cdot 10^{-3}$ м от центра форсуночного отверстия» [157].

«При работе двигателя рабочий процесс остается неизменен (впрыск топлива и завихрение рабочего заряда) вследствие того, что выступ носка форсунки относительно огневого днища 4 головки цилиндров остается прежним. Деконцентраторы напряжений 13 и 14 отсекают наиболее опасную область (перемычки 11 и 12) от периферийной части головки цилиндров, преобразуя ее в отдельный элемент огневого днища. Данный элемент прогревается более равномерно за счет своих малых габаритов и так же равномерно охлаждается по всей своей площади. За счет деконцентраторов напряжений 13 и 14 в рабочем цикле элемент (перемычки 11 и 12), образованные прорезями, расширяются от воздействий термических факторов во всех направлениях и не испытывают никакого механического воздействия со стороны соседних зон. После завершения рабочего цикла при остывании двигателя в перемычках 11 и 12 не возникают растягивающие напряжения, так как из-за малых габаритов данный равномерно прогретый элемент также равномерно и остывает. Неравномерно прогретая периферия огневого днища 4 также неравномерно и остывает, вызывая при этом термические напряжения растяжения, но воздействие периферийных зон не сказывается на перемычках 11 и 12, так как за счет деконцентраторов напряжений 13 и 14 у периферии имеется возможность термического расширения, без влияния на перемычки 11 и 12. Деконцентраторы напряжений 13 и 14 выполняются прямолинейно перпендикулярно огневому днищу 4, что предотвращает накопление напряжений и их концентрацию в опасной области. Глубина деконцентраторов напряжений 13 и 14 определялась с учетом средней толщины огневого днища 4, глубины залегания гнезд клапанов 7 и 8, а также величины максимальной деформации по вертикале к плоскости огневого днища 4. Таким образом, в результате анализа полученных результатов, в межклапанной перемычке 9 по сечению деконцентраторы напряжений 13 или 14, с учетом ее глубины, толщина огневого днища 4 составляет $11,5 \cdot 10^{-3}$ м. По всей площади огневого днища 4 его толщина колеблется от 10 до $12 \cdot 10^{-3}$ м. Деконцентраторы напряжений 13 и 14 не опускаются ниже уровня верней поверхности гнезд клапанов 7 и 8, что не ослабляет и не нарушает посадочные места под гнезда клапанов 7 и 8»

[157].

Установлено, что введение компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов позволило снизить термоусталостные напряжения в области перемычек 11 и 12 на 45 %, это предотвращает накопление остаточных напряжений и значительно продлевает срок службы головки цилиндров.

На рис. 4.13- 4.18 приведены результаты расчетов полей напряжений серийного и экспериментального образцов.

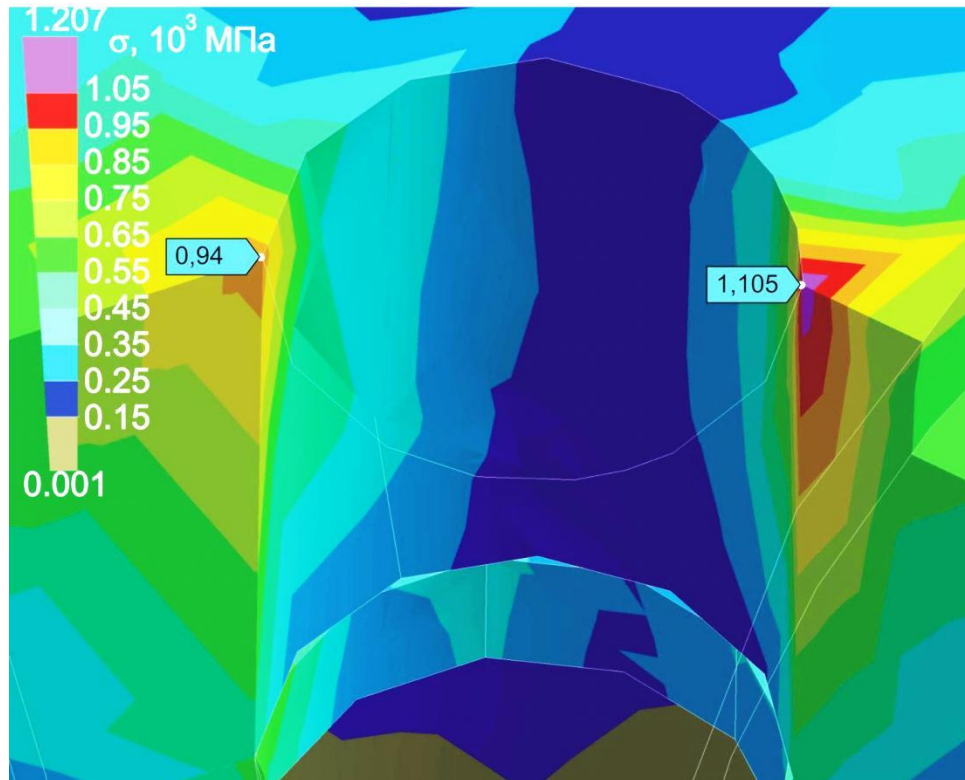


Рисунок 4.13 - Поля напряжений в серийном огневом днище, в сечении по А-А
(рис. 3.21)

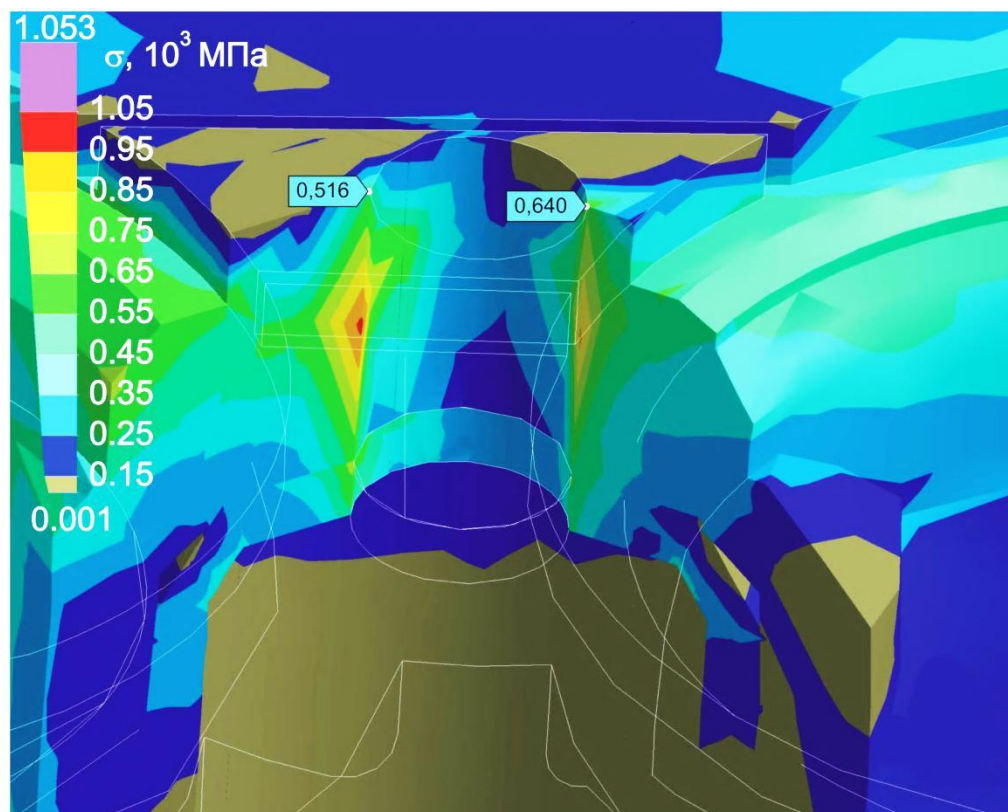


Рисунок 4.14 - Поля напряжений в образце головки цилиндров с деконцентраторами в сечении по А-А (рис. 3.21)

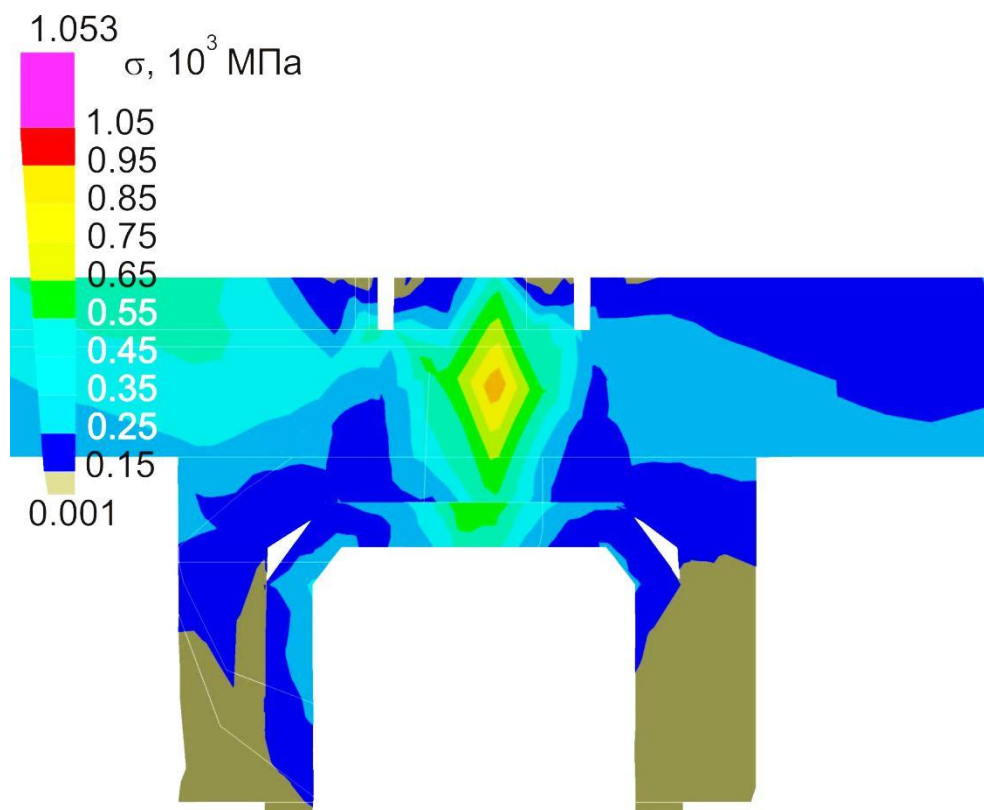


Рисунок 4.15 - Поля напряжений в экспериментальном образце в сечении по Б-Б (рис. 3.21)

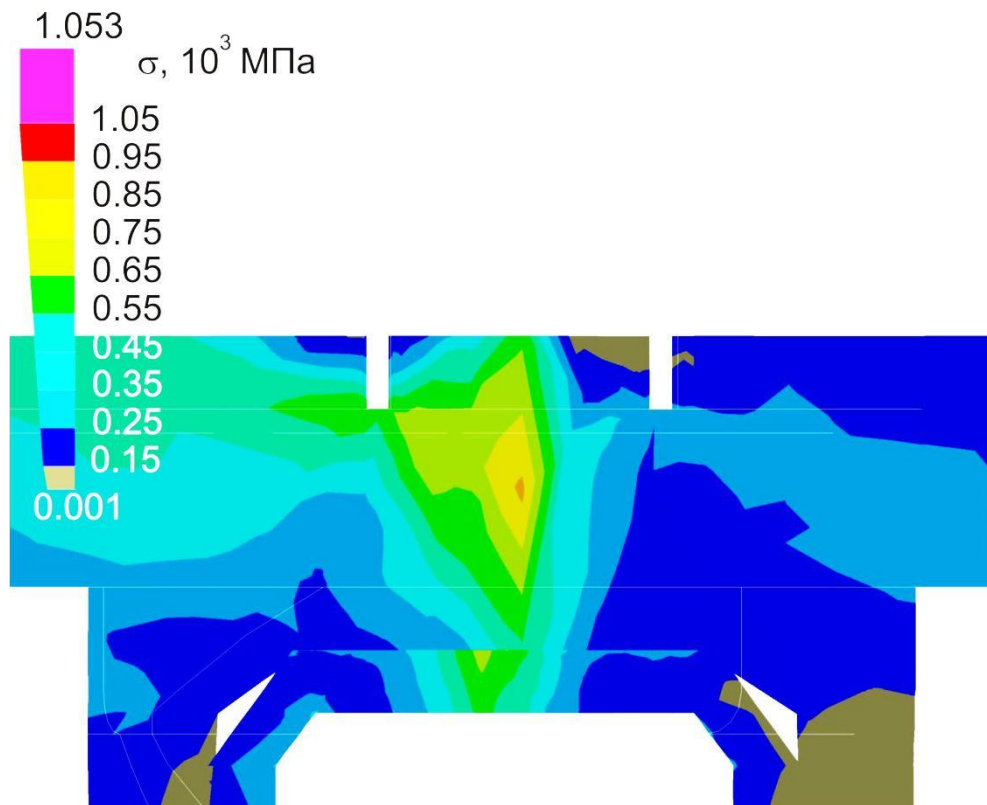


Рисунок 4.16 - Поля напряжений в экспериментальном образце в сечении В-В
 (рис. 3.21)

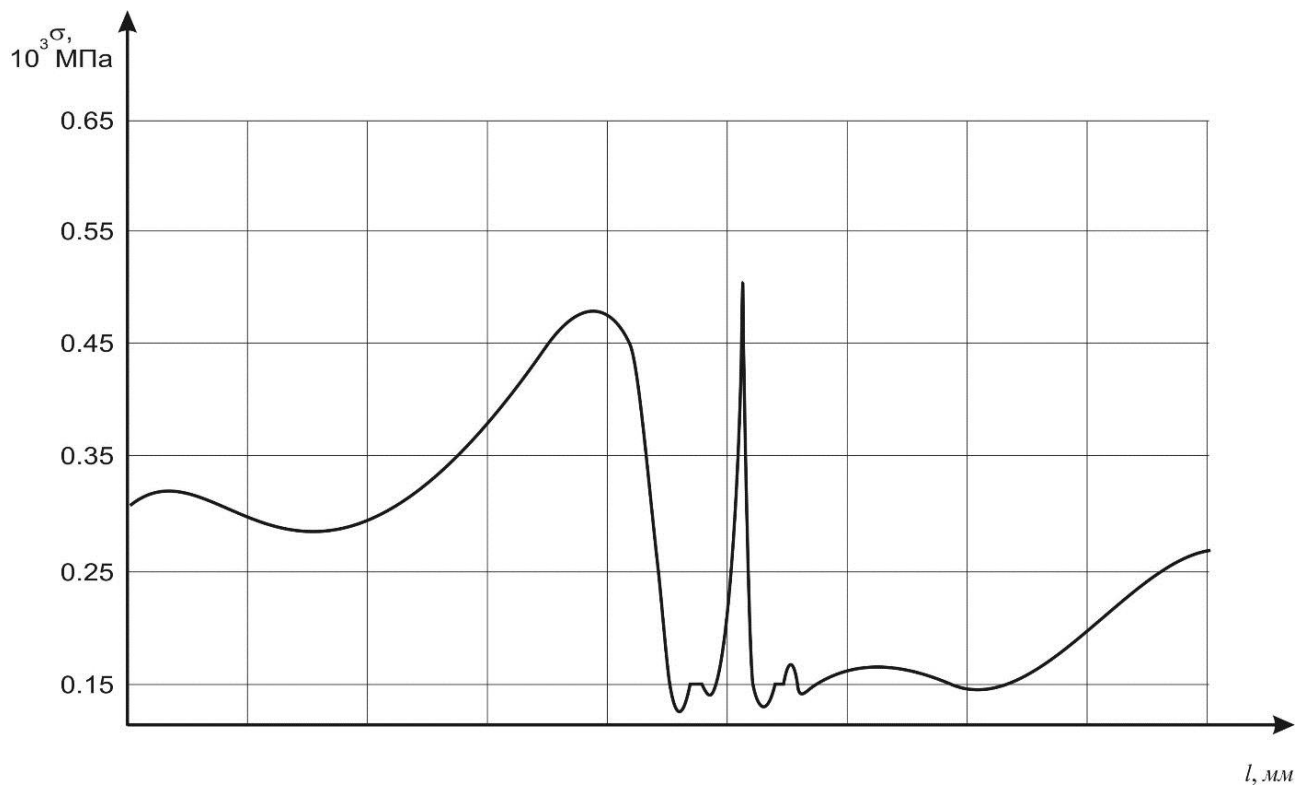


Рисунок 4.17 - Распределение напряжений на тепловоспринимающей
 поверхности опытного образца по сечению Б-Б

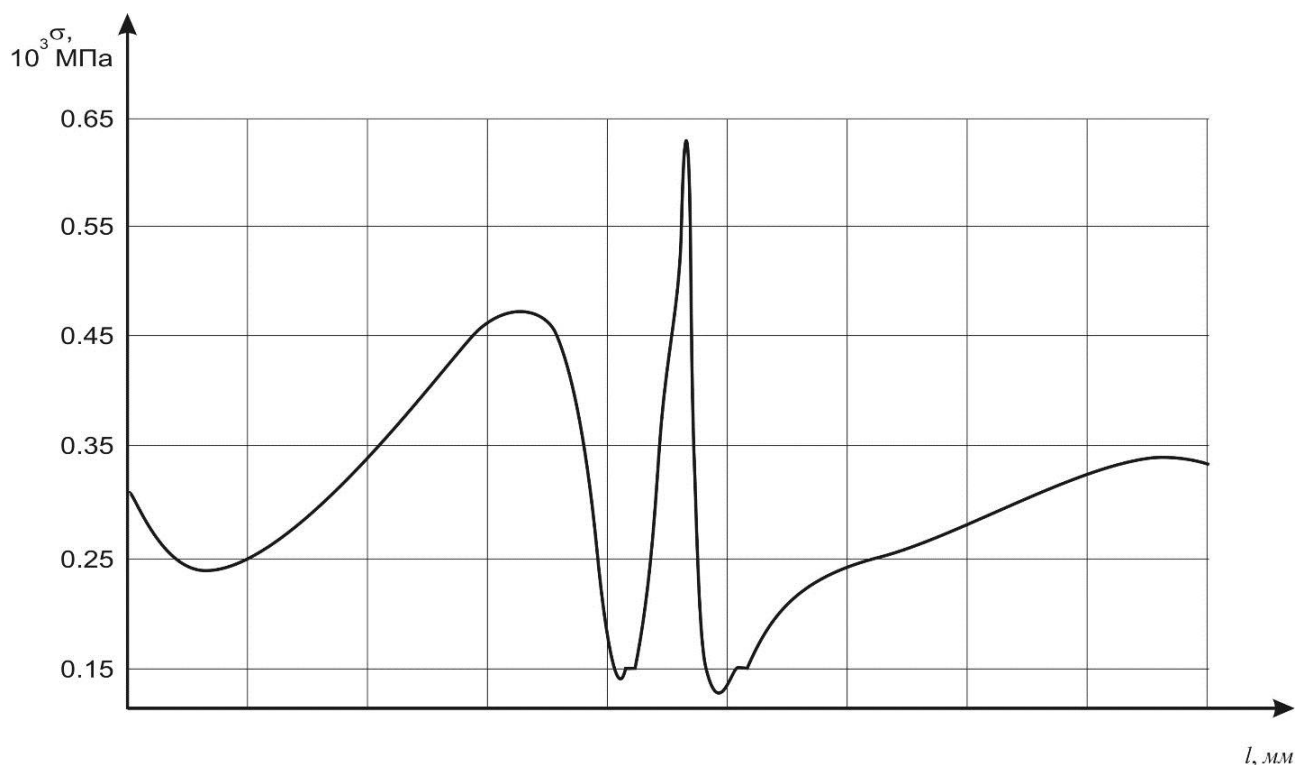


Рисунок 4.18 - Распределение напряжений на тепловоспринимающей поверхности испытательного образца по сечению В-В

«Как видно из представленных данных, напряжения на тепловоспринимающей поверхности на кромке форсуночного отверстия (зонах наиболее вероятного появления термоусталостных трещин рисунки 4.13 и 4.14) снизились с 940 МПа до 516 МПа (на 45%) для перемычки в сторону гнезда впускного клапана. Для перемычки в сторону гнезда выпускного клапана снижение составило с 1105 МПа до 640 МПа (на 42%). Важным фактором с точки зрения термоусталостной прочности является, по нашему мнению, изменение характера расположения максимальных значений напряжений по стенке форсуночного отверстия. Если сравнить рисунки 4.15 и 3.29 а), то можно увидеть, что максимум напряжений сместился с кромки форсуночного отверстия вглубь тела головки цилиндров и также уменьшился с 1105 МПа до 870 МПа (на 21%). Эпицентр напряжений с тепловоспринимающей поверхности переместился в тело ГЦ на величину равную половине толщины огневого днища. Помимо этого в глубине тела ГЦ значительно ниже и уровень температур, если на тепловоспринимающей поверхности температуры около 633-653К (рис. 3.25), то в эпицентре напряжений ГЦ с деконцентраторами напряжений температуры на уровне 533-543К» [169-174].

На рисунке 88 представлены кривые напряжений на стенке форсуночного отверстия по линии, соединяющей центр этого отверстия с центром гнезда выпускного клапана. При расстоянии $l=0$ приведены значения напряжений на кромке форсуночного отверстия, а при расстоянии от тепловоспринимающей поверхности в глубину (к форсуночному стакану) на $9 \cdot 10^{-3}$ м наблюдается максимальное значение напряжений экспериментального образца ГЦ с деконцентраторами.

Напряжения у основания деконцентратора не превышают отметки в 640 МПа. Величина напряжений у основания деконцентратора может быть снижена введением радиусной фаски, что реализовано на экспериментальных ГЦ поступивших в эксплуатацию (см. ниже).

Поверхностные слои привалочной плоскости ГЦ растягиваются, а нижние, начиная с нулевой линии, сжимаются. Применение деконцентраторов напряжений позволит снизить напряженное состояние ГЦ в поверхностных слоях привалочной плоскости и переместить эпицентр напряжений на уровень нулевой линии и ниже нее, т.е. в область в которой чугун способен выдержать нагрузки в 3–4 раза больше, чем на поверхности, подверженной растяжению. Учитывая анизотропию свойств чугуна (способность при сжатии выдерживать нагрузки в 3–4 раза большие, чем при растяжении) это обстоятельство также способно сыграть положительную роль в повышении долговечности ГЦ.

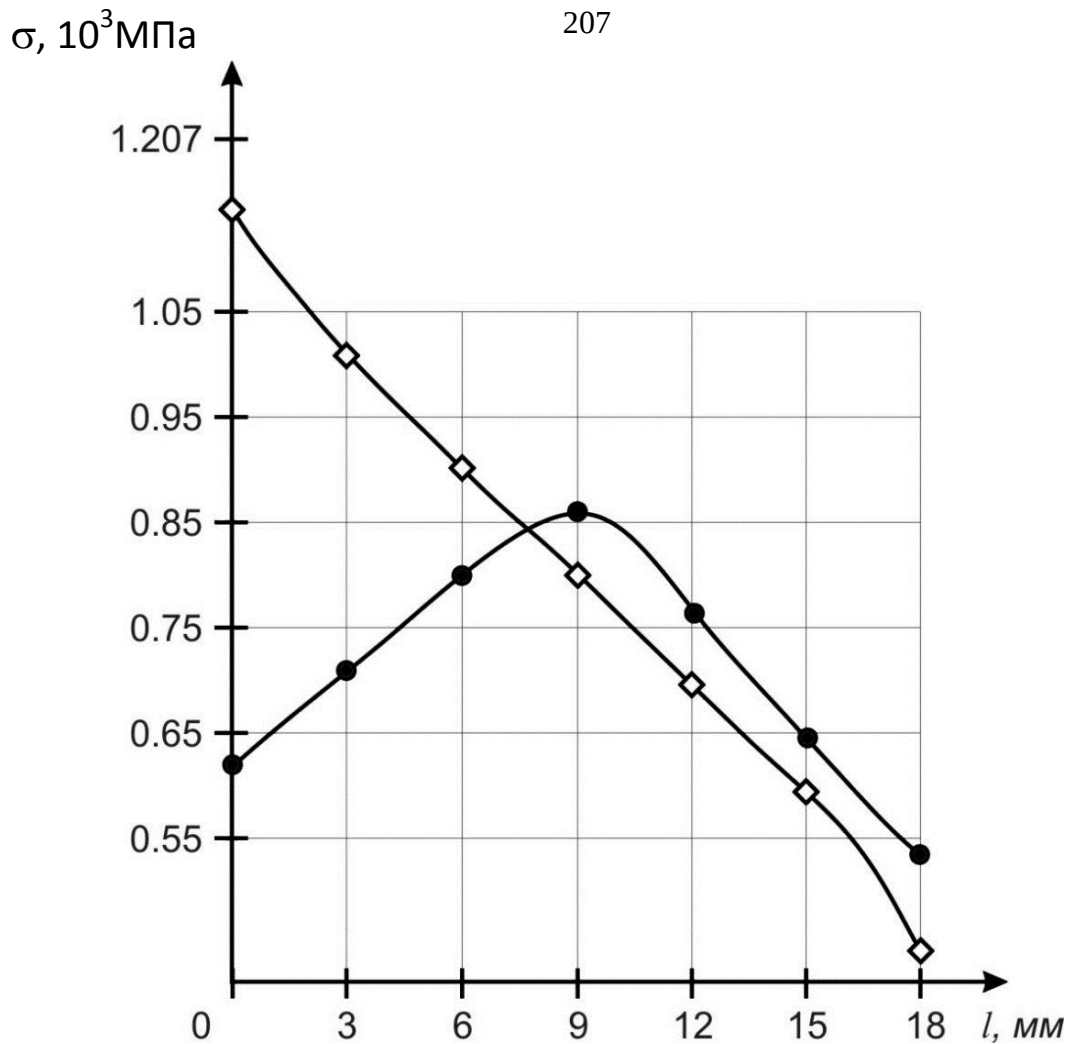


Рисунок 4.19 - Распределение напряжений по толщине огневого днища ГЦ, расположенных по цилиндрической образующей форсуночного отверстия на линии, проходящей через максимум напряжений:

- для экспериментального образца ГЦ с деконцентраторами;
- ◇— для серийного образца ГЦ

По результатам термометрирования головки блока цилиндров ЯМЗ-240Б было установлено, что относительная максимальная погрешность между расчетными и экспериментальными данными не превышает 9,34%, что свидетельствует о высокой сходимости расчетного способа с экспериментальным.

Таким образом, полученные данные подтверждают необходимость введения двух деконцентраторов напряжений. На основании проведенных расчетов и исследований получено оптимальное расположение деконцентраторов, снижаю-

щее общий уровень напряжений ГЦ на 21%, а в опасной области на 42-45%. Применение деконцентраторов позволит увеличить межремонтный ресурс ГЦ, на сколько покажут последующие этапы исследований.

4.3 Экспериментальные исследования термоциклических испытаний материала головок цилиндров

Целью проведения термоциклических испытаний была оценка релаксационных характеристик материала ГЦ, а также показателей, необходимых при прогнозировании долговечности, определяемой термоусталостной прочностью, головок после их восстановления.

Методика проведения испытаний подробно описана в разделе 2.4. При испытаниях в разработанной и изготовленной нами установке имитировались условия термоциклического нагружения подобные тем, которые тепловоспринимающая поверхность огневого днища испытывает при работе ГЦ на двигателе при номинальном режиме. Ограничивающее воздействие периферийных зон огневого днища также 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 4.20).

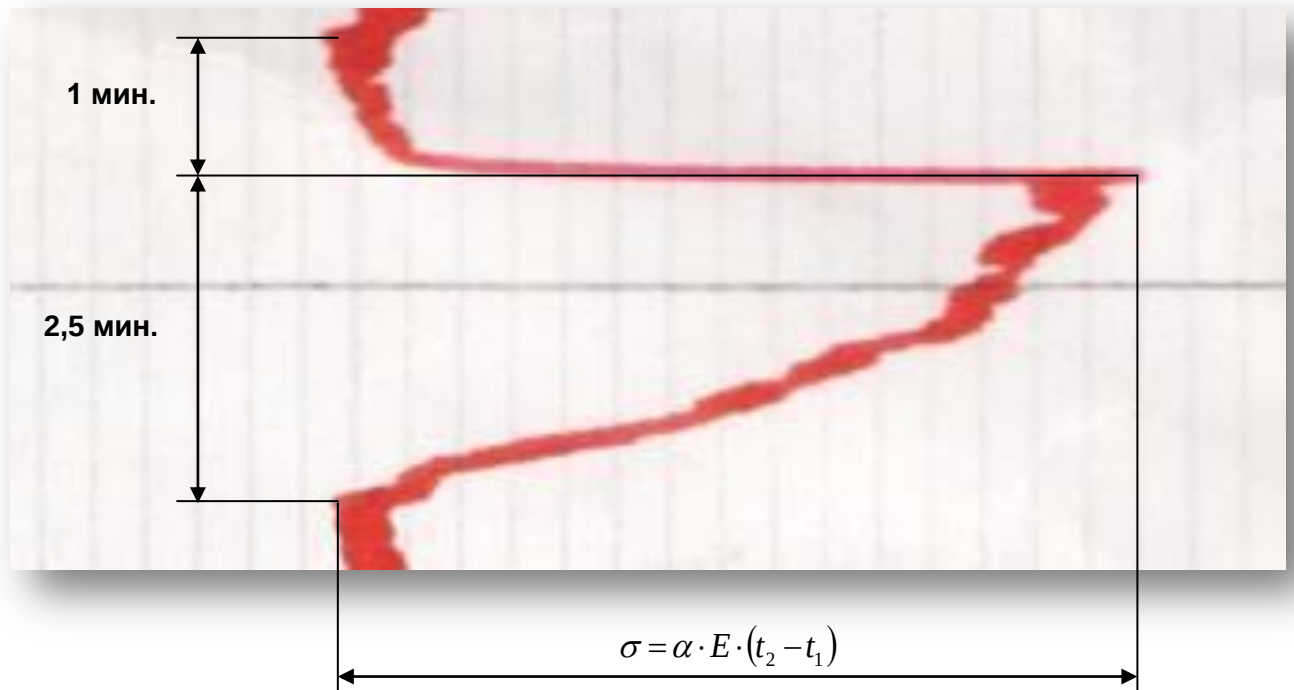


Рисунок 4.20 – Циклограмма одного цикла термоциклических испытаний образца из чугуна аналогичного материалу головок цилиндров

Таким образом, нами имитировался режим малоциклового усталости для материала аналогичного материалу головок цилиндров.

Работа установки и запись циклограмм производилась в автоматическом режиме. Общий вид фрагмента такой записи приводится на рисунке 4.21.

Для оценки достигаемых при испытаниях напряжений в образцах и создания предварительных, имитирующих монтажные напряжения была проведена тарировка тензостанции в комплекте с регистрирующими приборами ИСД-3, КСП2-005 с учетом согласующего устройства. Линейная тарировочная зависимость позволила установить, что одно деление (отн. ед.) на рулоне регистрирующей бумаги соответствует 42,5 МПа.

Испытания проводились на режимах, представленных в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Режимы проведения термоциклических испытаний

Температура нагрева t_2	
400°C	550°C
1 образец – $\sigma_p=0$	5 образец – $\sigma_p=0$
2 образец – $\sigma_p=350\text{МПа}$	6 образец – $\sigma_p=350\text{МПа}$
3 образец – $\sigma_p=750\text{МПа}$	7 образец – $\sigma_p=750\text{МПа}$
4 образец – $\sigma_p=1050\text{МПа}$	8 образец – $\sigma_p=1050\text{МПа}$



Рисунок 4.21 - Общий вид фрагмента циклограммы

После обработки и оцифровки результатов термоциклирования были построены кривые изменения напряженного состояния в зависимости от количества циклов представленные на рисунках 4.22, 4.23.

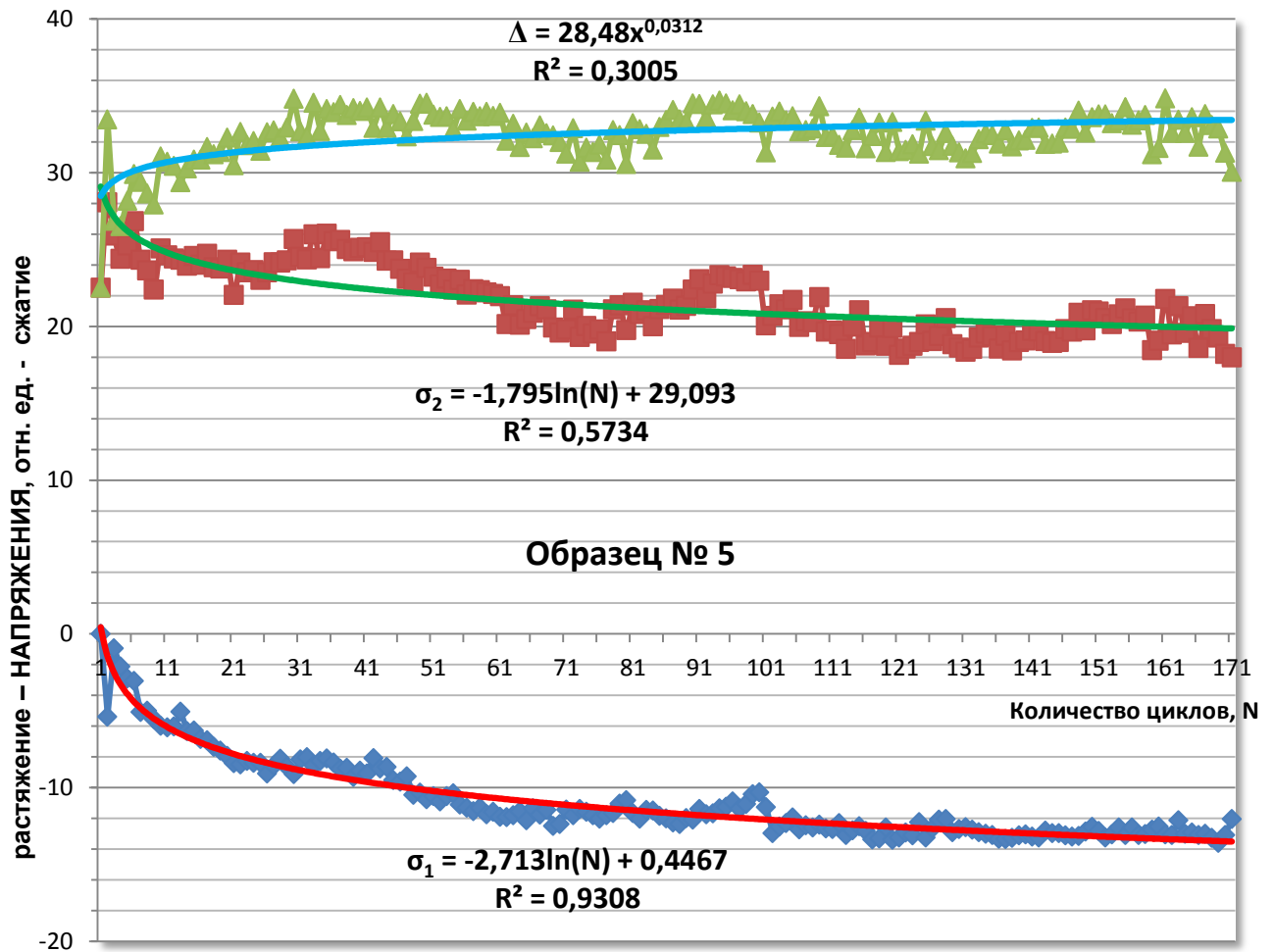


Рисунок 4.22 – Аппроксимация результатов термоциклирования:

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

На графиках представлены три экспериментальные и три аппроксимированные графические кривые. Кривые исходного состояния характеризуются напряжением при начальной температуре t_1 (в ходе испытаний при температуре образца в остуженном состоянии). Кривые в нагретом состоянии соответствуют напряжениям в образце при температуре t_2 .

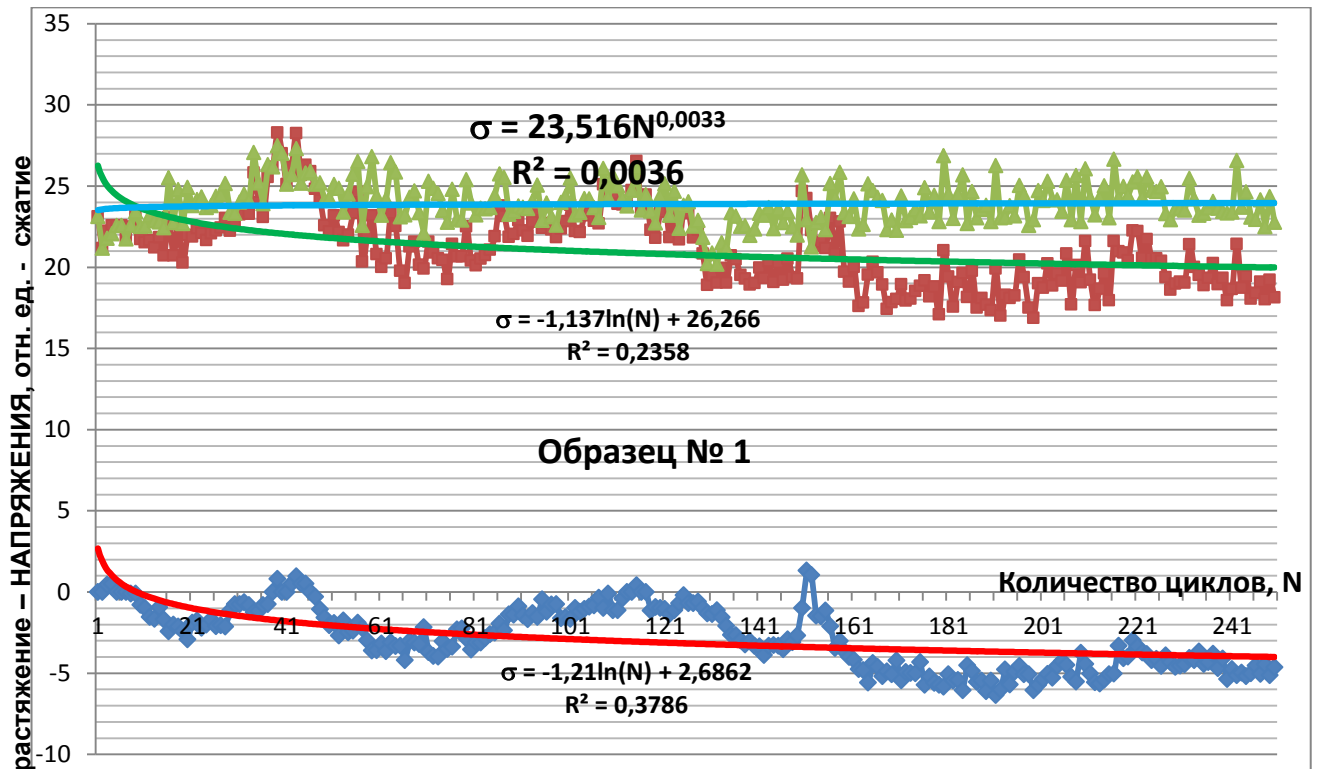


Рисунок 4.23 - Аппроксимация результатов термоциклирования:

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

Характер изменения кривых достаточно хорошо согласуется с классическими кривыми Веллера [154, 155] и в нашем случае аппроксимируется натуральной логарифмической функцией. Для линии, соответствующей t_1 выражение было следующим:

$$\sigma_1 = -2,713 \ln(N) + 0,4467, \quad (4.10)$$

для нагретого состояния образца до t_2 :

$$\sigma_2 = -1,795 \ln(N) + 29,093 \quad (4.11)$$

В качестве основного образца при данных испытаниях был избран образец №5 и соответствующие ему условия испытаний (см. табл. 4.3). Этот выбор был сделан потому, что лабораторные исследования термоусталостной прочности серийных и экспериментальных образцов ГЦ, восстановленных разработанными способами, проводились при аналогичных условиях – начальной нагрузке равной нулю и температуре 773-823.

Линия разницы между напряжениями при температуре t_2 и температуре t_1 показывает, что к концу испытаний разница между напряжения сжатия и растяжения для образца №5 увеличилась на 17,4%, хотя никаких изменений в установке не производилось. Это может быть свидетельством некоторого увеличения, по нашему мнению, модуля упругости. На рисунке 4.23 эта линия практически параллельна оси x и нами было подмечено, что при таком расположении кривой образцы имели увеличенную термоусталостную прочность.

4.4 Результаты лабораторных и стендовых испытаний восстановленных головок цилиндров

В данном разделе приводятся результаты лабораторных и стендовых испытаний головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, А-41 и ЯМЗ-240Б, с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках, восстановленные установкой вставных огневых днищ и нанесением деконцентраторов напряжений. При испытаниях ГЦ, восстановленных установкой вставных огневых днищ проведение лабораторных экспериментов оказалось не возможным ввиду объемности рабочей

зоны и значительной сложности создания необходимых адекватных условий проведения экспериментов. Поэтому для головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и А-41 испытания проводились по методике, описанной в разделе 2.7.

4.4.1 Испытания головок цилиндров со сменными огневыми днищами

Подготовленные головки цилиндров двигателей с термоусталостными трещинами глубиной $5-8 \cdot 10^{-3}$ м, восстановленные установкой вставных огневых днищ, конструктивные особенности которых приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 - Результаты ускоренных стендовых испытаний ГЦ восстановленных армированием тепловоспринимающей поверхности вставными днищами

Исполнение головки цилиндров	Конструкция и материалы, применяемые при восстановлении	Наработка до появления трещин,			
		во вставном днище		в головке цилиндров	
		число циклов	моточасов эксплуатации	число циклов	моточасов эксплуатации
1	2	3	4	5	6
Серийная		-	-	125-150	2500-3000
Экспериментальная	Вставное днище из алюминиевого сплава АЛ9	25-32	500-650	-	-
	Вставное днище из чугуна ВЧ38-17	50-60	1000-1200	-	-
	Вставное днище из чугуна СЧ25	80-85	1600-1700	-	-
	Вставное днище из чугуна СЧ25 с медной прокладкой	120-125	2400-2500	-	-
	Омедненное вставное днище из чугуна СЧ25	135-140	2700-2800	-	-
	Вставное днище из чугуна СЧ25 с медной прокладкой и уплотнительной втулкой	150-160	3000-3200	Более 300	Более 6000-7000
Восстановленная способом заварки трещин		-	-	100-105	2000-2100

В результате проведённых стендовых испытаний установлено, что наибольший ресурс выработали головки цилиндров со вставными огневыми днищами из серого чугуна СЧ25 с медной прокладкой в зоне разъема и тонкостенной уплотнительной теплопроводной втулкой, а также головки с омедненными днищами.

До появления трещин во вставных днищах они отработали, соответственно, порядка 140 и 160 циклов нагружения, что соответствует 2800...3200 моточасов эксплуатации в нормальных условиях (см. методику ускоренных стендовых испытаний раздел 2.7.1). Следует отметить, что после извлечения отработавших вставных днищ, имеющих термоусталостные трещины, наличия трещин в основном теле головок цилиндров под днищами не обнаружено.

Это говорит о том, что вставное днище, воспринимает на себя основную тепловую нагрузку, защищает головку цилиндров и предотвращает возникновение высоких термических напряжений под ним.

Установлено также, что в серийном днище уже после 120-150 циклов нагружения в перемычке между форсуночным отверстием и гнездом впускного клапана появляются трещины термической усталости.

При проведении стендовых испытаний нами было проверена возможность повторного восстановления предлагаемым способом, то есть в уже имеющуюся расточку после извлечения отработавшего вставного днища устанавливалось новое и головка цилиндров продолжала свою работу. После снятия второй партии отработавших днищ трещин под ними в головке цилиндров также не было. Таким образом, головка цилиндров с термоусталостными трещинами может быть восстановлена предлагаемым способом неоднократно и в условиях нормальной эксплуатации может обеспечить ресурс новой. В результате суммарный моторесурс головки цилиндров при применении способа восстановления установкой вставных огневых днищ позволил нам при испытаниях достичь 6000-7000 моточасов. Это более чем в 2 раза превышает ресурс работы до появления термоусталостных трещин серийных ГЦ при том, что моторесурс вставных днищ по предлагаемой

технологии составляет 3000-3200 моточасов и практически равен ресурсу серийных головок.

Решая вопрос заделки термоусталостных трещин глубиной свыше $5 \cdot 10^{-3}$ м нами были учтены особенности их распространения и необходимость уплотнения зоны контакта вставного огневого днища головки цилиндров, выходящей в форсуночное отверстие. Следует отметить, что на протяжении всех испытаний не наблюдалось никаких отказов двигателя, причиной которых являлась бы установка вставных огневых днищ в головках цилиндров. В ходе испытаний также была проверена возможность использования способа восстановления головок цилиндров двигателя А-41с трещинами установкой вставных огневых днищ. На рисунке 93 представлен двигатель А- 41 на стенде в ходе испытаний.

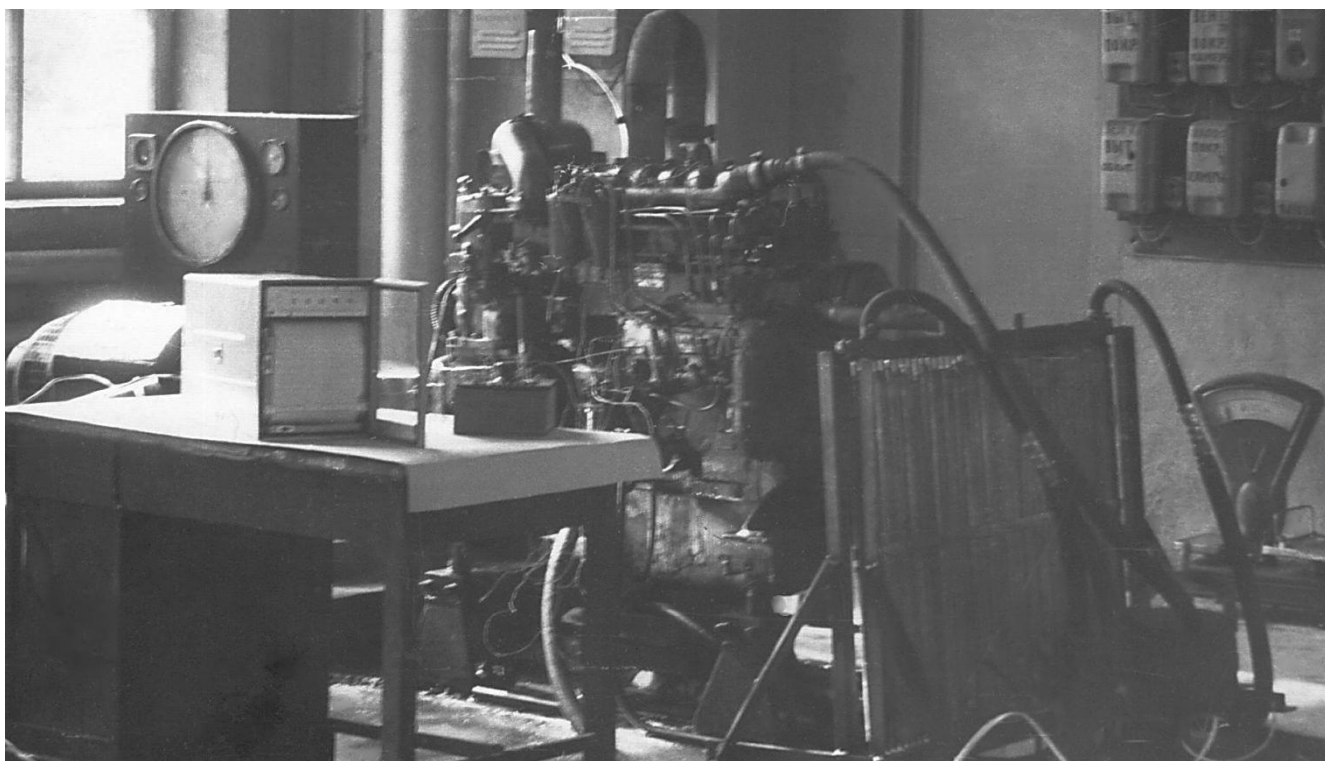


Рисунок 4.24 – Двигатель А-41 с экспериментальными головками цилиндров на испытательном стенде

Головки цилиндров этого двигателя, а также А-01М сходны по конструкции и материалу с головками дизеля ЯМЗ-238НБ. У них тот же диаметр цилиндра совершенно идентичное расположение клапанов и форсуночного отверстия, характеристик смесеобразования и рабочего процесса.

Из результатов измерений удельного расхода топлива при испытаниях можно утверждать, что разница с серийными ГЦ и с восстановленными находится на уровне погрешности измерений.

В результате проведённых теоретических расчетов и экспериментальных исследований разработан способ восстановления головки цилиндров составным днищем, теплопроводной прокладкой в зоне разъема и уплотнительной теплопроводной втулкой, устанавливаемой в форсуночное отверстие. На рисунке 4.25 представлен окончательный вариант конструктивного оформления головки цилиндров при восстановлении предложенным способом.

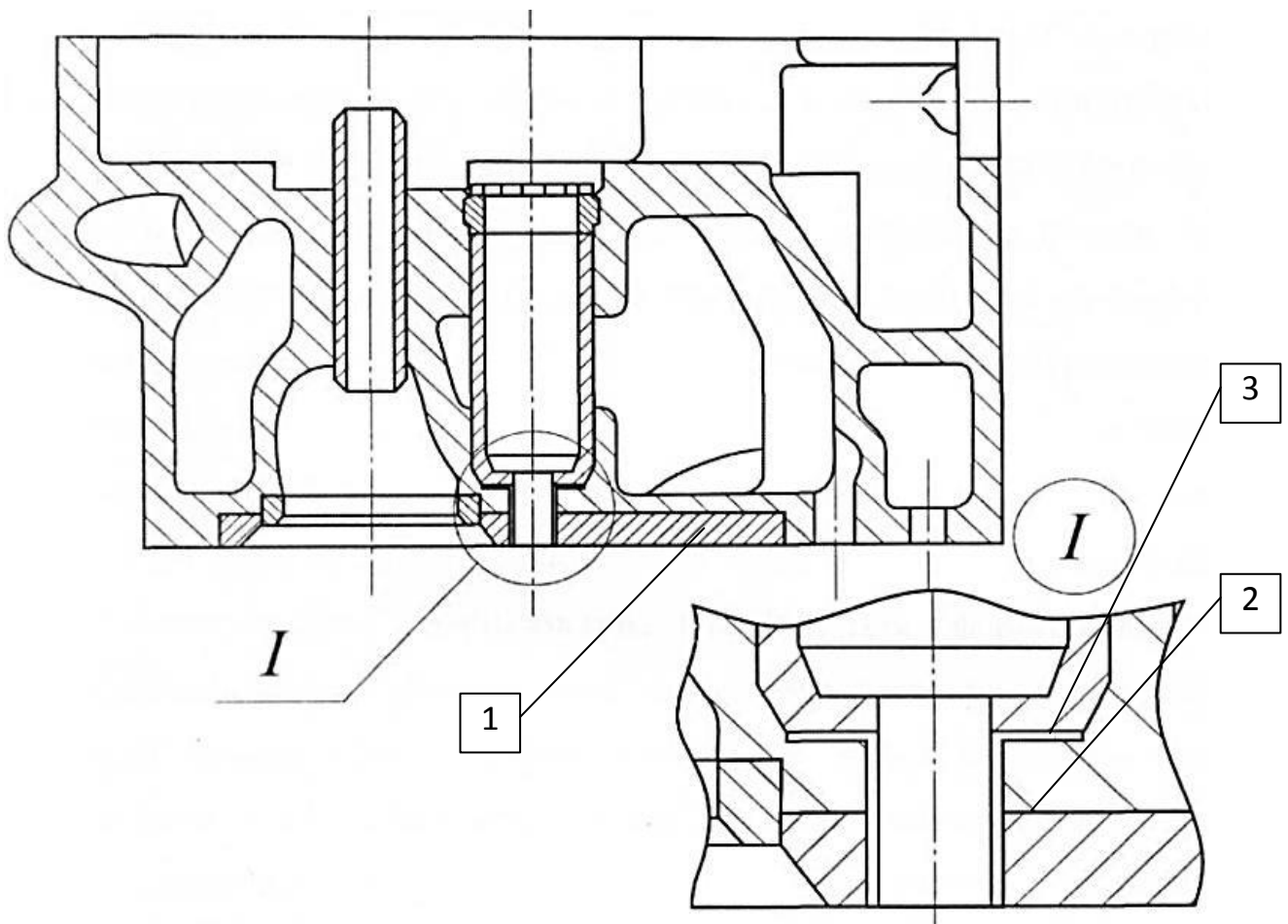


Рисунок 4.25 – Сечение головки цилиндров, восстановленной постановкой вставного днища с медной прокладкой и уплотнительной втулкой: 1 – вставное огневое днище из чугуна СЧ25; 2 – теплопроводная прокладка из меди М3; 3 – уплотнительная втулка из меди М3

4.4.2 Лабораторные испытания головок цилиндров с деконцентраторами напряжений

Для сравнительного исследования долговечности головок цилиндров с деконцентраторами и без них, а так же обоснования технологии ремонта, использована лабораторная установка, описанная в разделе 2 (рис. 2.18 – 2.20). На установке имитировались условия местного перегрева в области межклапанной перемычки. Нагрев осуществлялся методом активного сопротивления.

«Экспериментальный образец имитировал огневое днище головки цилиндров (рис. 2.19) и представлял собой диск диаметром $150 \cdot 10^{-3}$ м, что соответствует диаметру вставного огневого днища двигателя ЯМЗ-240Б, в котором выполнены отверстия под форсунку, впускной и выпускной клапаны. Его толщина составляла $10 \cdot 10^{-3}$ м, что соответствует толщине огневого днища стандартной головки блока цилиндров. Испытуемый образец устанавливался на массивной станине. В зоне межклапанной перемычки устанавливался пакет графитовых пластин, на пакете пластин фиксировался электрод. Все сопрягаемые контакты тщательно зачищались. Нагрев межклапанной перемычки осуществлялся с помощью сварочного трансформатора ТСД-1000. При проведении экспериментов перед установкой нового пакета пластин производилась зачистка поверхности как самого угольного электрода (удаление отработанных продуктов разрушения графита), так и места контакта пластин с экспериментальным образцом (для лучшего контакта). Из-за разрушения графитовых пластин и неоднородности графита время термоцикла изменялось. Для каждого последующего цикла оно выбиралось по плану с уменьшением. В среднем пакет пластин выдерживал 40–50 термоциклов» [106].

Лабораторные испытания по определению термоусталостной прочности головок цилиндров сводились к тому, что испытуемый образец подвергался нагреву до 773К, а затем охлаждался до 293К. Данный цикл повторялся до образования трещины в межклапанной перемычке (рисунок 4.26), что соответствовало условиям малоциклового термоусталостного нагружения. В процессе исследований было ис-

пытано 30 стандартных образцов ($N=30$). Результаты испытаний представлены в таблице 4.5 в порядке возрастания показателя термоусталостной прочности.

На основании полученных результатов сформирован статистический ряд, определено количество интервалов, входящих в данный статистический ряд (всего 5 интервалов – $n = 5$), начало и конец каждого интервала.

Таблица 4.5 – Результаты лабораторных испытаний стандартных образцов

№ п/п образца	Термоциклов до трещины	№ п.п образца	Термоциклов до трещины	№ п.п образца	Термоциклов до трещины
1	51	11	72	21	75
2	59	12	73	22	76
3	61	13	73	23	77
4	62	14	73	24	78
5	62	15	73	25	79
6	66	16	73	26	79
7	66	17	74	27	81
8	67	18	74	28	82
9	70	19	75	29	86
10	71	20	75	30	96

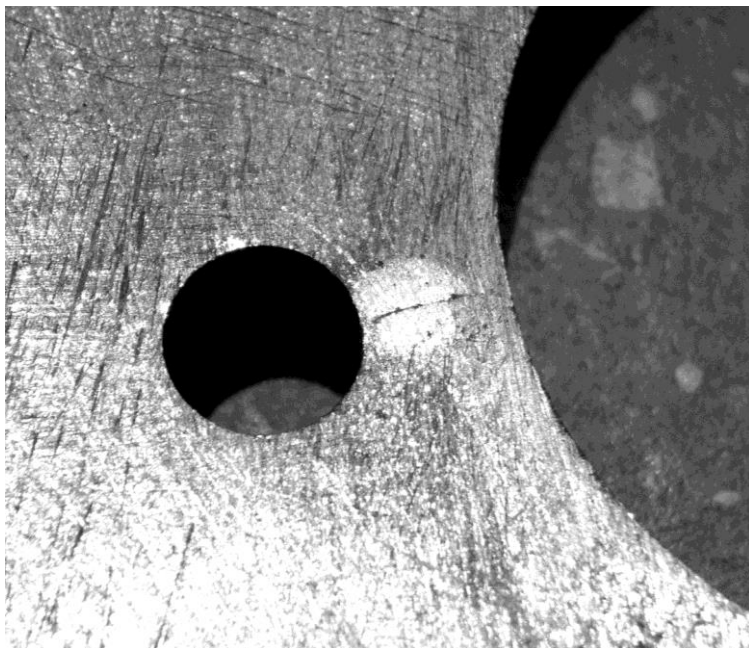


Рисунок 4.26 - Испытуемый образец с трещиной после 70 термоциклов на экспериментальной установке

На основании данных таблицы 4.5 было произведено разделение образов по интервалам, результаты расчетов сведены в таблицу 4.6.

Во избежание ошибок при определении закона распределения случайной величины нами была проверена информация, полученная в процессе испытаний, на выпадающие точки. В результате установлено, что все данные попадают в заданные доверительные границы. Выпадающих точек нет и, следовательно, статистический ряд остается прежним.

Таблица 4.6 - Статистический ряд стандартных образцов

№ п.п.	Границы интервала	Середина интервала	Частота	Опытная вероятность	Накопленная опытная вероятность
1	51-60	55,5	2	0,07	0,07
2	60-69	64,5	6	0,20	0,27
3	69-78	73,5	16	0,53	0,80
4	78-87	82,5	5	0,17	0,97
5	87-96	91,5	1	0,03	1,00

Для обработки значений случайной величины принята гипотеза о нормальном законе распределения, так как коэффициент вариации $v = 0,29 \leq 0,33$. Полученные значения интегральной и дифференциальной функций сведены в таблицу 4.7.

Таблица 4.7 - Дифференциальные и интегральные функции нормального закона распределения для стандартных образцов

№ п.п.	Границы интервала	Середина интервала	$f(t)$	$F(t)$
1	51-60	55,5	0,04	0,05
2	60-69	64,5	0,24	0,36
3	69-78	73,5	0,4	0,75
4	78-87	82,5	0,18	0,97
5	87-96	91,5	0,02	1

Определена относительная предельная ошибка, которая составила $\delta_{\beta} = 9\%$, что соответствует допустимым пределам при статистической обработке опытных значений [101]. На основании проведенных расчетов построены зависимости представленные на рисунках 4.27, 4.28.

Из графиков следует, что наибольшая вероятность появления трещин приходится на третий интервал. Это свидетельствует о том, что вероятность образования трещин на стандартном огневом днище наблюдается в интервале 69–78 термоциклов. Предпосылки к образованию трещин возникают после 51–60 термоциклов. На этом интервале появляются трещины в отдельных образцах, далее они развиваются и проявляются при 73 термоциклах. Лишь незначительная часть образцов способна выдержать до 96 термоциклов.

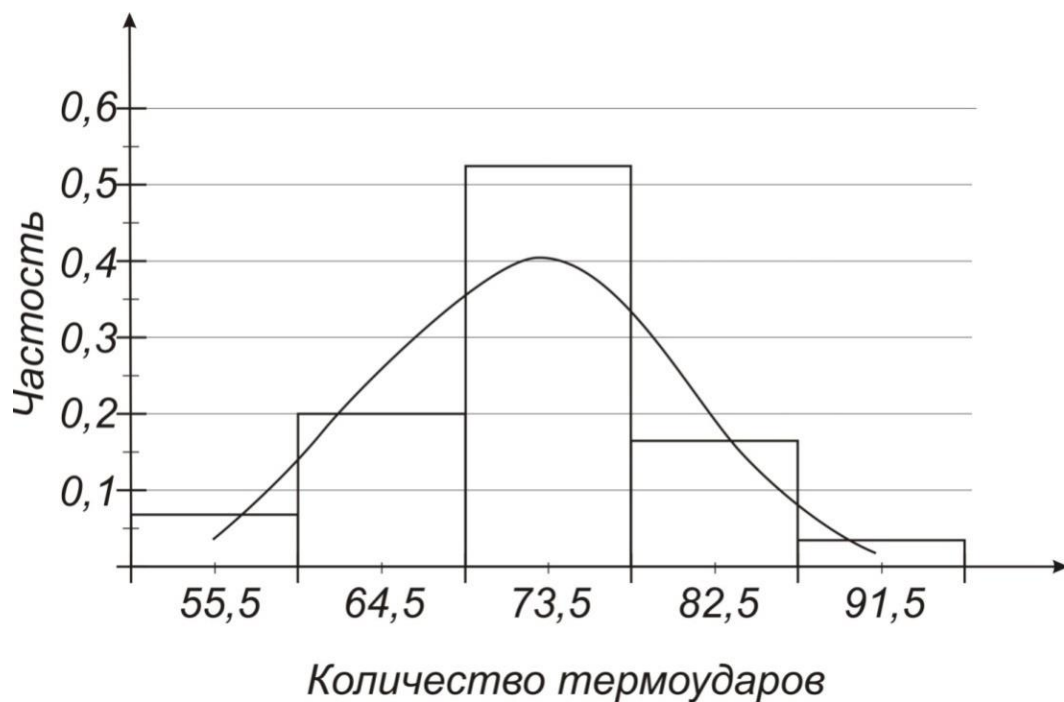


Рисунок 4.27 - Плотность распределения результатов лабораторных испытаний стандартных образцов

В нашем случае средняя наработка до появления термоусталостных трещин $N_I = 73$ термоцикла (округлено с 72,6). Среднее квадратическое отклонение составило $\sigma = 7,82$. Данное значение соответствует работе серийной головки ци-

линдров в условиях нормальной эксплуатации до появления трещин работающей 2500-3000 моточасов. Если сравнивать стендовые испытания и лабораторные, то можно отметить, что количество термоциклов до появления трещин при лабораторных испытаниях (73 цикла) вдвое меньше, чем при стендовых (125-150 циклов см. табл. 4.4). Это говорит о том, что режим проведения лабораторных испытаний более жесткий и это следует учесть при оценке долговечности после восстановления ГЦ.

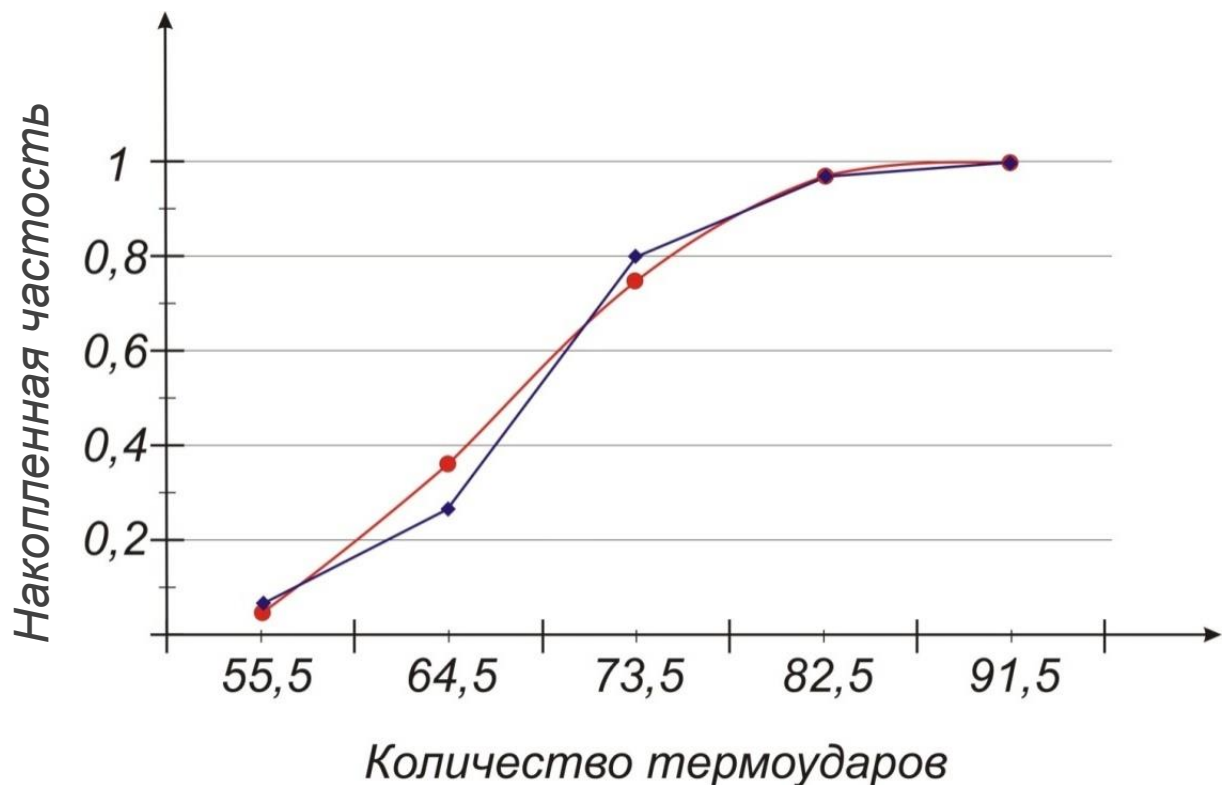


Рисунок 4.28 - Накопленная опытная вероятность результатов лабораторных испытаний стандартных образцов

Аналогичным образом при прежних условиях испытаны экспериментальные образцы (рис. 98). Количество испытуемых образцов, как и в первом случае, составило 30 экземпляров (табл. 4.8).

Таблица 4.8 - Результаты лабораторных испытаний опытных образцов

№ п.п образца	Наработка до трещины	№ п.п образца	Наработка до трещины	№ п.п образца	Наработка до трещины
1	786	11	773	21	791
2	710	12	795	22	770
3	805	13	782	23	780
4	778	14	735	24	808
5	846	15	810	25	755
6	765	16	791	26	788
7	797	17	775	27	722
8	776	18	799	28	800
9	789	19	780	29	785
10	793	20	809	30	701

По аналогии с предыдущим анализом обработаны данные с экспериментальными образцами, общий вид графической зависимости, построенный по ним, представлен на рисунке 99. Результаты представлены в табл. 4.9.

Таблица 4.9 - Статистический ряд экспериментальных образцов

№ п/п	Границы интервала	Середина интервала	Частота	Опытная вероятность	Накопленная опытная вероятность
1	450-480	465	2	0,07	0,07
2	480-510	495	3	0,10	0,17
3	510-540	525	13	0,43	0,60
4	540-570	555	11	0,37	0,97
5	570-600	585	1	0,03	1,00

Для экспериментального образца средний показатель количества циклов до появления термоусталостной трещины $N_2 = 781$ термоцикл. Среднее квадратическое отклонение равно $\sigma = 27,27$.

При проверке на выпадающие точки установлено, что все полученные данные в ходе эксперимента попадают в заданные доверительные границы. Выпадающих точек было и, следовательно, статистический ряд остается прежним.

Для обработки значений случайной величины принята гипотеза о нормальном законе распределения, так как коэффициент вариации $v = 0,28 \leq 0,33$. Полученные значения интегральной и дифференциальной функций сведены в табл. 4.10.

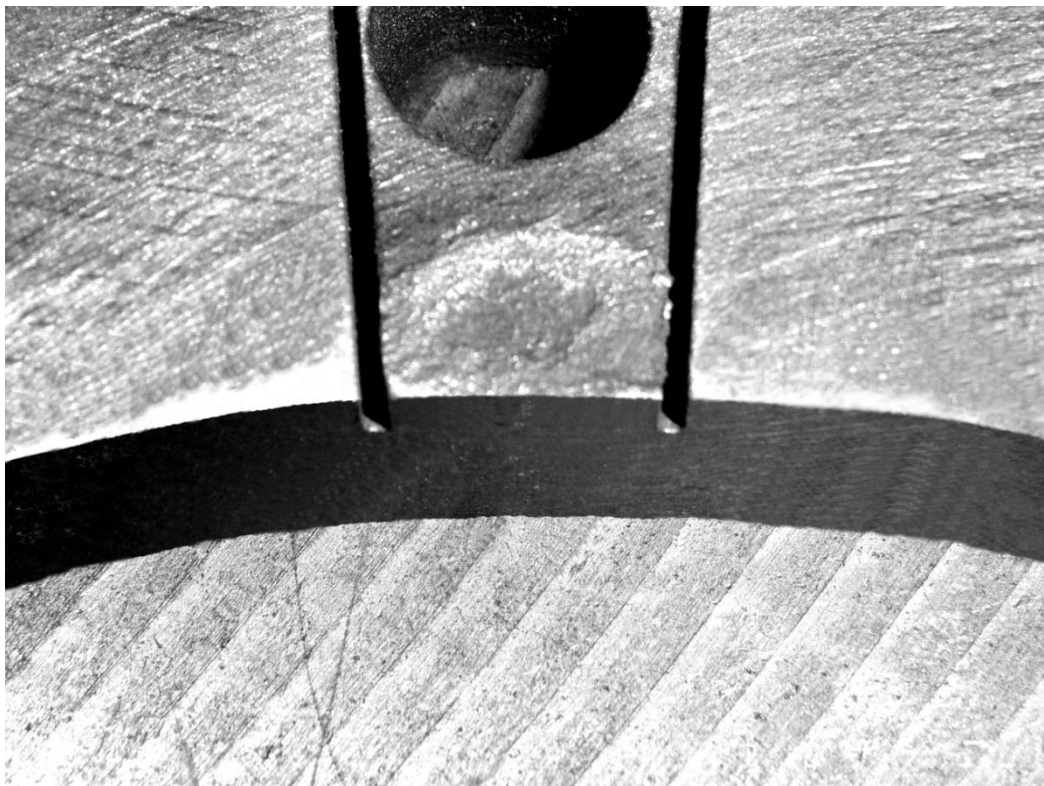


Рисунок 4.29 - Испытуемый экспериментальный образец с двумя деконцентраторами

Определена относительная предельная ошибка, которая составила $\delta_\beta = 8,81\%$, что соответствует допустимым пределам, при статистической обработке опытных значений [66]. На основании проведенных расчетов построены графические зависимости частоты и накопленной частоты появления термоусталостных трещин (рис. 4.30, 4.31).

Таблица 4.10 - Дифференциальные и интегральные функции нормального закона распределения для экспериментальных образцов

№ п/п	Границы интервала	Середина интервала	$f(t)$	$F(t)$
1	700-730	715	0,02	0,03
2	730-760	745	0,17	0,22
3	760-790	775	0,39	0,63
4	790-820	805	0,27	0,92
5	820-850	835	0,06	0,99

Как следует из представленных данных по лабораторным испытаниям экспериментальных образцов возникновение трещин наиболее вероятно при 510–540 термоциклах. Первые проявления трещин замечены при 450–480 термоциклах.

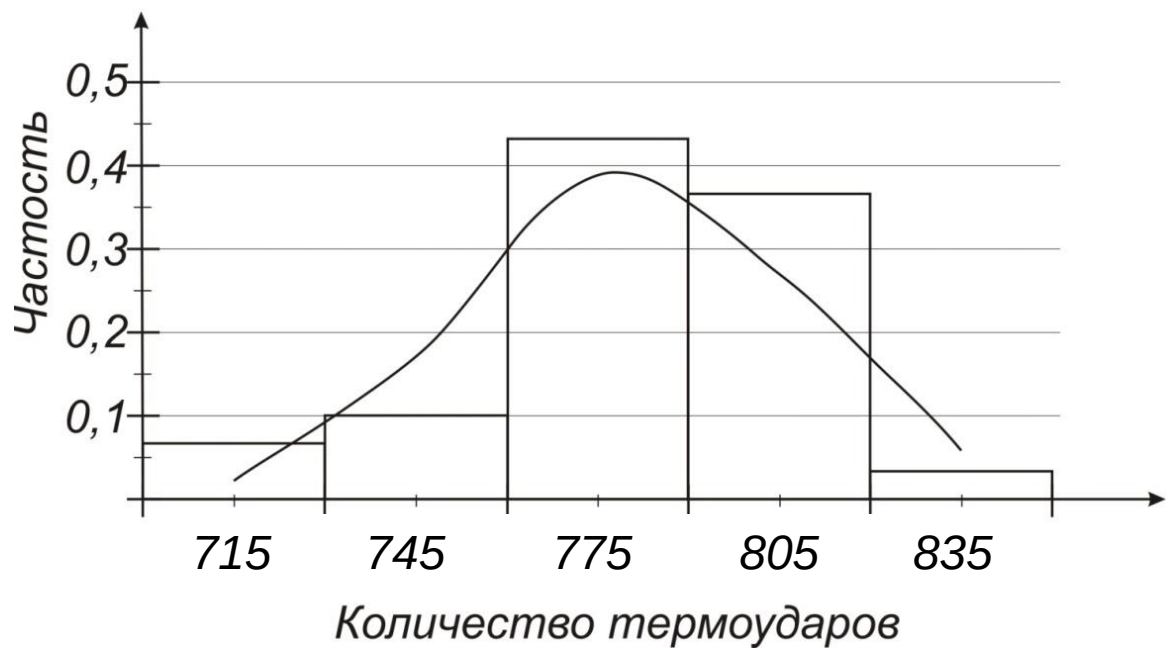


Рисунок 4.30 - Плотность распределения результатов лабораторных испытаний экспериментальных образцов

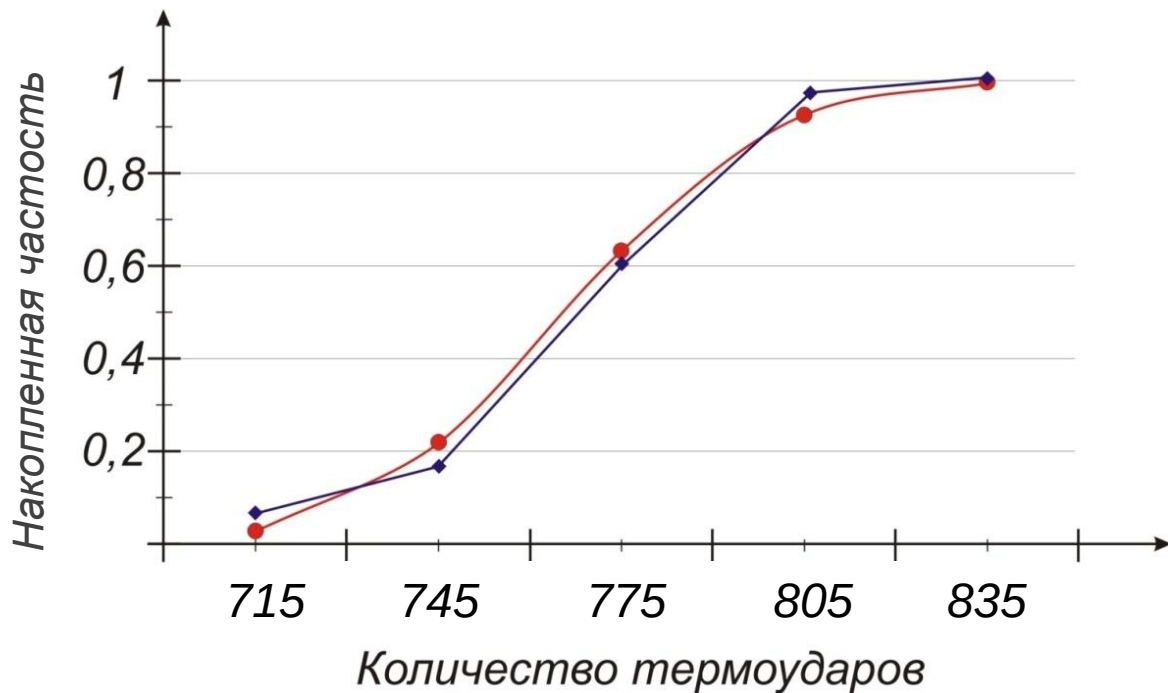


Рисунок 4.31 - Накопленная опытная вероятность результатов лабораторных испытаний экспериментальных образцов

Анализируя данные, полученные в результате статистической обработки экспериментального и стандартного образцов огневого днища, можно отметить, что порог зарождения термоусталостных трещин возрос от 51 термоцикла до 450, что соответствует увеличению термоусталостной прочности экспериментальных образцов в 8,8 раза. Порог наиболее вероятностного проявления термоусталостных трещин изменился от 73 термоциклов у стандартного образца, до 531 термоцикла у экспериментального образца, что соответствует увеличению термоусталостной прочности в 7,3 раза.

В реальных условиях на ГЦ действуют термические факторы, которые значительно отличаются от лабораторных, помимо термических действуют еще и механические, такие как затяжка шпилек крепления ГЦ, сила давления форсунки и форсуночного стакана и факторы, определяемые условиями эксплуатации. Но общая картина повышения термоусталостной прочности при введении деконцентраторов может быть спрогнозирована с высокой степенью вероятности.

4.4.3 Стендовые испытания головок цилиндров с деконцентраторами напряжений

Стендовые испытания проводились на Энгельсском мотороремонтном заводе по методике, представленной в разделе 2.7. Целью испытания являлось определение основных параметров дизеля с экспериментальными головками блока и сравнение их с техническими требованиями, предъявляемыми на капитальный ремонт дизеля [93,113]. Испытания проводились на двигателе ЯМЗ-240Б, заводской номер 899543. Причем, деконцентраторы напряжений в головках блока цилиндров выполнялись через один цилиндр. Такой подход при эксперименте позволял наиболее наглядно оценить положительный эффект от внедрения деконцентраторов напряжений. Испытания проводились на стенде КИ-5274 по ГОСТ 18509 – 88. Программа испытаний представлена в прил. 2.

За время испытаний отклонений от нормативных параметров в работе дизеля не наблюдалось. Показатели двигателя при испытании представлены в табл. 4.11.

Из представленных данных следует, что частота вращения коленчатого вала, мощность, удельный расход топлива и давление в масляной системе соответствуют техническим требованиям на капитальный ремонт. Акт проведения стендовых испытаний представлен в прил. 3.

Таблица 4.11 - Показатели двигателя, задаваемые при испытаниях на стенде

Контролируемые параметры	Численное значение
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	
- номинальная;	1900
- максимальная холостого хода;	2140
- минимально устойчивая;	650
Мощность при номинальной частоте вращения, кВт	220
Давление в масляной системе при номинальной частоте вращения коленчатого вала, МПа	0,6
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт*ч	245

Таким образом, стендовые испытания показали соответствие основных параметров дизеля: частоты вращения коленчатого вала, мощности, давление в масляной системе, удельного расхода топлива, техническим требованиям на капитальный ремонт дизеля ЯМЗ-240Б.

4.5 Прогнозирование долговечности деталей газораспределения после восстановления

При анализе результатов термоусталостных испытаний образцов из материала аналогичного материалу головок цилиндров нами были выбраны кривые аппроксимации напряжений на линии нагрева и охлаждения для образца №5, кроме всего прочего, показавшего и наилучшую степень согласования R^2 .

Определение коэффициента m в формуле (3.29), позволяющей прогнозировать долговечность теплонапряженных деталей работающих в термоусталостном режиме, нами проводилась с использованием результатов термоусталостных испытаний (рисунок 4.22). Для двух произвольно назначенных значений количества циклов $N_1=70$ и $N_2=170$ определялись значения напряжений σ_1 и σ_2 :

$$\sigma_1 = -2,713 \ln(N_1) + 0,4467 \quad (4.12)$$

$$\sigma_2 = -2,713 \ln(N_2) + 0,4467 \quad (4.13)$$

Подставив соответствующие значения по формуле (3.27) находим числовое значение коэффициента $m=4,513$.

Подводя итог можно отметить, что нами проведена работа по математическому моделированию и численному определению уровня температур и напряжений в серийных и восстановленных способом установки вставного днища и де-концентраторах напряжений ГЦ. Таким образом, $\sigma_1=1105 \text{ МПа}$, $\sigma_2=640 \text{ МПа}$ (см. рис. 4.13, 4.14). Зная уровень термостойкости серийной головки цилиндров (или экспериментальных образцов, соответствующих серийным) – N_1 , теперь, зная термоусталостную характеристику материала головки цилиндров – m , по формуле (3.29) можно спрогнозировать термостойкость головок после восстанов-

ления – N_2 и сравнить ее с экспериментальными данными лабораторных и стендовых испытаний.

Таким образом, проведенные лабораторные исследования позволили для серийных образцов установить значения $N_1 = 73$ цикла (см. рис. 4.27), для экспериментальных образцов с деконцентраторами $N_2 = 781$ (рис. 4.30). Если взять термостойкость серийного образца $N_1 = 73$ цикла и рассчитать по формуле (3.29) 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:

$$N_2 = N_1 / \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right)^m = 73 / \left(\frac{640}{1105} \right)^{4,513} = 858 \text{ циклов}$$

Данное значение термоусталостной прочности $N_2 = 858$ циклов, полученное теоретическим прогнозированием на 9% превышает $N_2 = 781$ циклов, полученное при лабораторном термоциклировании. Этот факт может быть объяснен целым рядом возможных причин: неполным соответствием геометрии и размеров лабораторного образца зоне межклапанных перемычек в ГЦ; некотором различии в охлаждении образцов при испытаниях; различиях в способах нагрева образцов (конвективном и электроконтактном) и др. [175-179].

4.6 Выводы по разделу

1. Анализ трехсот головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и ста сорока головок дизеля А-41 показал, что 25-30% головок, поступающих в капитальный ремонт имеют термоусталостные трещины в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов глубиной порядка $5 \cdot 10^{-3}$ 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.

2. Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод о том, что при введении в конструкцию головки цилиндров вставного огневого днища, воспринимающего основную тепловую нагрузку, общий уровень температурных градиентов понизился. Из полученных температурных полей на первом этапе математического моделирования установлено, что температуры головки цилиндров под вставным днищем составили 560...570 К, это позволило уменьшить значения их перепадов по толщине в головке цилиндров до $7 \cdot 10^{-3} \dots 7,5 \cdot 10^{-3}$ К/м.
3. При проверке возможности повторного восстановления, когда в уже имеющуюся расточку после извлечения отработавшего вставного днища монтировалось новое, установлено отсутствие образования и развития трещин в отработавших днищах. Таким образом, головка цилиндров с термоусталостными трещинами может быть восстановлена предлагаемым способом неоднократно и в условиях нормальной эксплуатации может работать также как новая. Суммарный моторесурс головки цилиндров при применении способа восстановления установкой вставных огневых днищ составил 6000-6400 моточасов. Это более чем в 2 раза превышает наработку до появления термоусталостных трещин в серийных ГЦ. Моторесурс вставных днищ по предлагаемой технологии составляет 3000-3200 часов и практически равен ресурсу серийных головок.
4. В результате проведения термоусталостных исследований и обработки циклограмм получено числовое значение коэффициента, характеризующего термоусталостную прочность материала ГЦ (чугуна) $m=4,513$, используемого при прогнозировании долговечности ГЦ после восстановления (выражение 3.29).
5. Обоснована необходимость введения двух деконцентраторов напряжений. На основании проведенных расчетов и исследований получено оптимальное расположение деконцентраторов, снижающее общий уровень напряжений ГЦ на 21%, а в опасной области на 42-45%.
6. Из данных, полученных в лабораторных исследованиях экспериментального (с деконцентраторами) и стандартного образцов огневого днища, следует, 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 вероятностного проявления термоусталостных трещин изменился от 73 термоциклов у стандартного образца, до 781 термоцикла у экспериментального образца, что соответствует увеличению термоусталостной прочности в 10,7 раза. Полученные данные имеют высокую сходимость с теоретическим моделированием процесса. Значение термостойкости $N_2 = 858$ циклов, полученное теоретическим прогнозированием на 9% превышает $N_2 = 781$ циклов, полученное при лабораторном термоциклировании. Теоретически прогнозируемое увеличение долговечности экспериментальных ГЦ с деконцентраторами напряжений превышает показатель долговечности серийного в 11,7 раза.

7. Стендовые испытания дизеля ЯМЗ-240Б показали, что основные параметры (частота вращения коленчатого вала, мощность, давление в масляной системе, удельный расход топлива, температура масла и охлаждающей жидкости) не изменяются и соответствуют техническим требованиям на капитальный ремонт.

5 Разработка технологий восстановления головок цилиндров 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.

5.1 Разработка технологии установки компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ

В настоящее время существует несколько способов, подробно описанных в разделе 1.5.

При восстановлении головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41 и А-01М с термоусталостными трещинами глубиной от 5 до $8 \cdot 10^{-3}$ м в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов (установлено, что их от 16 до 23%) трещины могут быть выведены путем расточки и установки вставного элемента в огневое днище. Втулка, устанавливаемая в специально подготовленную расточку в форсуночном отверстии, и прокладка выполняют роль элементов повышающих теплоотвод из центральной зоны в форсуночный стакан и охлаждающую жидкость и компенсируют снижение теплопередачи через зону контакта вставного днища с ГЦ. Кроме того, втулка выполняет функции уплотнительного элемента для зоны контакта составного днища выходящей в форсуночное отверстие.

Для обработки отверстия под установку уплотнительной теплопроводной втулки нами был разработан специальный ступенчатый зенкер. Чертежи втулки и ступенчатого зенкера представлены в приложении. Для реализации предложенного способа восстановления головок цилиндров с термоусталостными трещинами глубиной свыше $5 \cdot 10^{-3}$ м, защищенного Авторским свидетельством [154], был

разработан технологический процесс, основные операции которого представлены на рисунке 5.1.



Рисунок 5.1 – Схема технологического процесса восстановления головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41 и А01М с трещинами установкой вставных огневых днищ

Наиболее трудоемким механическими операциями техпроцесса являются расточки под вставное огневое днище и под вставные клапанные гнезда. В технологическом процессе для выполнения этих операций предназначена универсальная расточная головка, состоящая из резцедержателя, подвижного суппорта, который вместе с вращением может перемещаться в радиальном направлении и, таким образом, выполнять глухие расточки. На рисунке 5.2 представлен общий вид универсальной расточной головки с набором резцов, а на рисунке 5.3 показана операция по выполнению расточки под вставное днище на вертикально фрезерном станке.



Рисунок 5.2 – Общий вид универсальной расточной головки с набором резцов

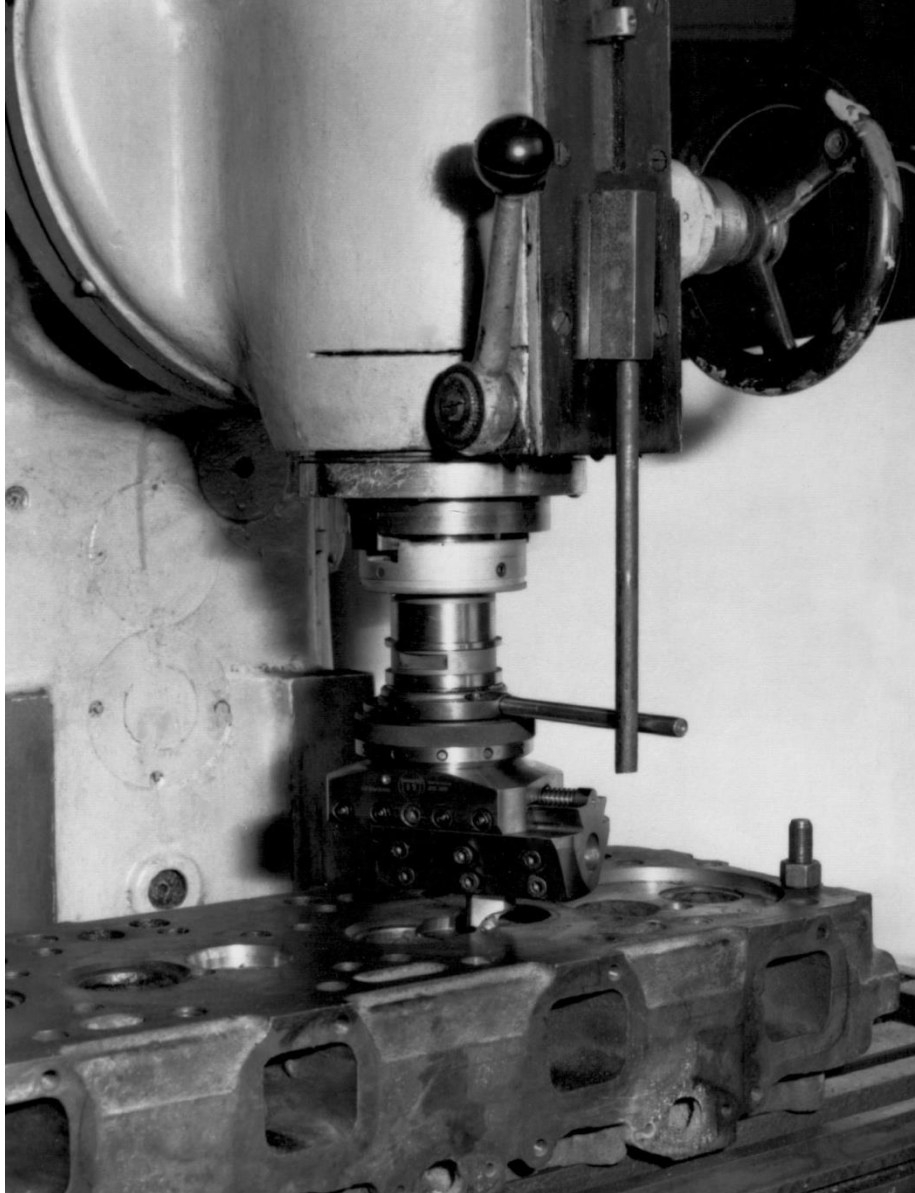


Рисунок 5.3 – Выполнение расточки под вставное днище на вертикально-фрезерном станке

Для реализации разработанного технологического процесса восстановления головки цилиндров не требуется сложного и дорогостоящего оборудования, и это позволяет применять данный техпроцесс на любых предприятиях осуществляющих капитальный ремонт двигателей внутреннего сгорания.

Разработанный технологический процесс внедрен в производство на 4 ремонтных предприятиях Куйбышевской области. Базовым при внедрении являлся

Сергиевский ремонтно-механический завод, имеющий наибольшую программу ремонта двигателей (см приложение 4).

Технико-экономическая эффективность от внедрения разработанного технологического процесса восстановления головок цилиндров определялась относительно базового способа восстановления, в качестве которого был принят технологический процесс восстановления головок с термоусталостными трещинами путём «горячей» заварки.

Данный технологический процесс восстановления ГЦ также был внедрен в производство на сервисных предприятиях ООО «Дизельремгруппа» в Белгородской Воронежской и Саратовской областях РФ (см. приложение 11).

5.2 Разработка технологии деконцентраторов напряжений

«Поскольку одной из основных задач была разработка метода повышения долговечности ГЦ, его апробация и в дальнейшем внедрение данного метода на специализированных предприятиях, нами, с учетом теоретических и экспериментальных исследований, а также полученного патента РФ, разработан технологический процесс повышения долговечности головок блока цилиндров, основанный на введении деконцентраторов напряжений. При оптимизации геометрии огневого днища, которая проводилась в разделе 4.1.4 наряду со снижением напряженного состояния в области межклапанной перемычки, также решалась задача о технологичности и максимальном снижении трудоемкости выполнения заданной операции, но при сохранении положительного эффекта от введения деконцентраторов напряжений» [157].

«Особенностью данного технологического процесса является то, что поскольку деконцентраторы напряжений расположены друг относительно друга под углом (см. рис. 4.13), рациональной последовательностью операций является сначала выполнение деконцентраторов напряжений расположенных под углом в 5° на всех цилиндрах, имеющих в головке блока, а затем деконцентраторов напряжений, расположенных под углом в 3° или наоборот. Это легко может быть реализовано поворотом стола универсально-фрезерного станка» [175-179] .

«Второй особенностью данного технологического процесса является то, что острые кромки на дне деконцентратора напряжений необходимо скруглить для снижения концентраций напряжений на них. Это достигается путем использования дисковой фрезы, режущие кромки которой заточены по радиусу. Радиус зависит от толщины выбранной фрезы. В нашем случае использовалась фреза толщиной $1 \cdot 10^{-3}$ м, при этом радиус составил $0,5 \cdot 10^{-3}$ м» [175-179]. Последовательность выполнения основных технологических операций предлагаемого метода производится по схеме, представленной на рис. 5.4.

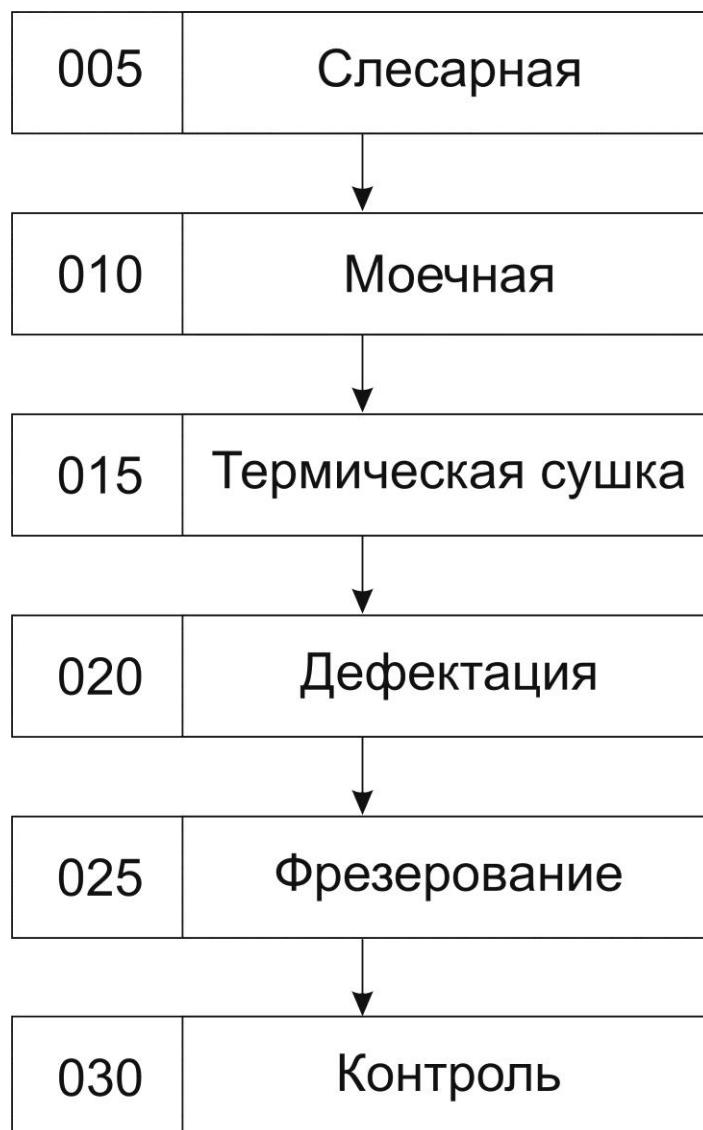


Рисунок 5.4 - Схема технологического процесса нанесения деконцентраторов напряжений на огневое днище головок цилиндров с непосредственным впрыском топлива (ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А41,А-01М)

5.3 Результаты эксплуатационных испытаний экспериментальных головок цилиндров

Для проведения эксплуатационных испытаний было восстановлено 32 головки цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ (5 шт.) и А-41(27 шт.) со вставными огневыми днищами.

Восстановление проводилось на ремонтных предприятиях Куйбышевской области в городе Сергиевске и поселке Большая Глушица. Для восстановления отбирались головки цилиндров с трещинами в межклапанных перемычках глубиной от 5 до $10 \cdot 10^{-3}$ м, а также головки с разбитыми огневыми днищами при обрыве стержня клапана газораспределения (без сквозных пробоин).

В качестве материала вставных огневых днищ использовался серый чугун марки СЧ25 для изготовления теплопроводных прокладок и уплотнительных втулок - медь МЗ. После восстановления головки цилиндров соответствовали техническим требованиям на капитальный ремонт двигателей [21, 119]. Двигатели с опытными головками цилиндров прошли послеремонтную обкатку и отправлены в различные районы хозяйства Куйбышевской области, из них 10 двигателей поставлены 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 17 месяцев эксплуатации (3000...3500 моточасов) рекламаций и замечаний по состоянию восстановленных головок цилиндров не имелось.

В 2016 году подведен итог эксплуатационным испытаниям десяти головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, восстановленных установкой вставных огневых днищ. Восстановление ГЦ и последующий их контроль производились в условиях одного из сервисных центров ООО «Ремдизельгрупп». Согласно актам (см. приложение 9) ГЦ показали работоспособность без отказов в течение 3000-3200 моточасов.

Длительные 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). Акты приводятся в приложении 10.

В 2017 году завершились эксплуатационные испытания двигателей ЯМЗ-236 на тракторах РТМ-160, укомплектованных экспериментальными головками цилиндров, восстановленными в условиях ООО «Энгельсспецремтехпред». Две головки цилиндров восстанавливались установкой вставного огневого днища, причем два цилиндра из шести оставались серийными. Две головки цилиндров восстанавливались с помощью способа нанесения деконцентратора напряжений также с чередованием восстановленных и серийных огневых днищ.

По окончании проведения испытаний было установлено:

Наработка двигателей на различных сельскохозяйственных условиях в КФХ Закиров А.Р. к моменту контроля составила 2880 и 5760 моточасов (см. акт в приложении 8). Отказов за период эксплуатации по вине экспериментальных головок цилиндров не имелось.

В головках цилиндров, восстановленных установкой вставного огневого днища, во вставных днищах имелись зарождающиеся трещины, что потребовало их замены. Под вставным днищем признаков термоусталостных трещин в перемычках между гнездами клапанов и форсуночным отверстием не имелось.

В головках цилиндров, восстановленных с помощью способа нанесения деконцентратора напряжений трещин не имелось, и они продолжили дальнейшую эксплуатацию до 5760 моточасов. После указанной наработки трещин в зоне межклапанных перемычек обнаружено не было.

5.4 Предложения по техническому обслуживанию и капитальным ремонтам дизелей при восстановлении головок цилиндров разработанными способами

Учитывая результаты лабораторных, стендовых и эксплуатационных испытаний можно привести следующее обобщение:

- Ресурс, зависимый от термоусталостной прочности головок цилиндров, обуславливающей возникновение термоусталостных трещин в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов, при восстановлении способом установки вставного огневого днища составил 3000-3200 моточасов;
- Разработанный и исследованный способ восстановления позволяет, после выработки послеремонтного ресурса и выхода из строя вставного днища повторно заменять его на новое, (что проверено и подтверждено актами, см. приложение) и продолжать эксплуатацию головки цилиндров далее с полным восстановлением ресурса до 3000-3200 моточасов;
- Ресурс головок цилиндров, с термоусталостными трещинами в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов, восстановленных способом нанесения деконцентраторов напряжений, составил 6000-6500 моточасов (см. акты в приложении)

Деконцентраторы напряжений рекомендуется наносить на ГЦ, бывшие в эксплуатации, а также на головки цилиндров, поступившие в эксплуатацию в качестве запасных частей.

В днища головок цилиндров, поступающих в ремонт, рекомендуется устанавливать деконцентраторы напряжений до того, как их привалочная плоскость достигает предельной деформации ($0,2 \cdot 10^{-3}$ м) [156] или до образования термоусталостных трещин, т.е. на первом ТО 3 при наработке 960 моточасов [157], так как в этот период деформация не достигла предельно допустимого значения. При

втором ТО 3, как показывает практика, на тепловоспринимающей поверхности ГЦ деформация достигает предельного значения и начинают образовываться термоусталостные микротрещины. Простота форм деконцентраторов напряжений и малая трудоемкость выполняемых работ позволяет производить операцию по установке деконцентраторов напряжений в условиях малых предприятий технического сервиса. При выполнении технологических операций не требуется сложной технической оснастки и станочного оборудования. Применение деконцентраторов напряжений позволяет сократить два плановых текущих ремонта ГЦ в процессе эксплуатации, исключить из структуры ремонтно-обслуживающих воздействий все возможные неплановые текущие ремонты, для устранения отказов и повреждений снизить трудоемкость при капитальном ремонте (рис. 5.5) и уменьшить простои связанные с выполнением плановых и внеплановых текущих ремонтов ГЦ, а также затраты на их выполнение.

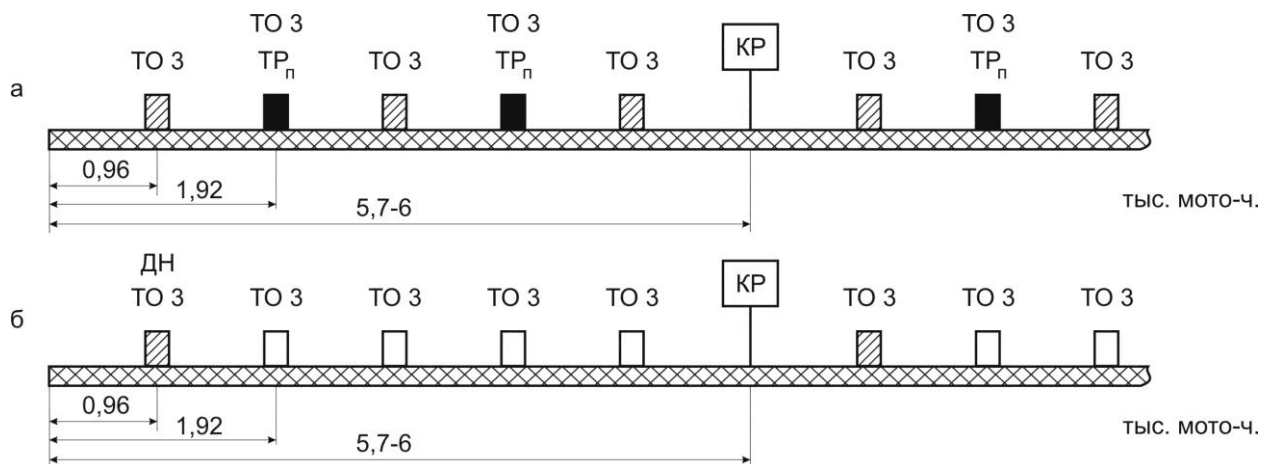


Рисунок 5.5 - Структура ремонтно-обслуживающих воздействий:

а – без деконцентраторов

ТО_п

■ - текущий ремонт плановый
(по результатам диагностирования)

▨ - не плановый текущий ремонт

□ КР - плановый капитальный ремонт

б – с деконцентраторами

ТО 3

□ - третье техническое обслуживание

ДН

▨ - операция по нанесению
деконцентраторов напряжений

▤ - использование по назначению

Графическая зависимость работоспособности, с помощью которого оценивают вероятность $P(t)$ появления термоусталостных трещин в течение заданного срока службы описывается выражением:

$$P(t) = 1 - n(t)/n, \quad (5.1)$$

где $n(t)$ – число деталей, появившихся к моменту времени t или концу наработки;

n – число деталей, подвергнутым испытаниям, связанная с системой ремонтно-обслуживающих воздействий исследуемых дизелей, то с учетом разработанных способов восстановления, она представлена на рисунке 5.6.

Анализируя представленные графики следует уточнить, что кривая 1 характеризует вероятность отсутствия трещин в случае если деконцентраторы напряжений устанавливаются на новые головки цилиндров в качестве профилактической меры. Кривая 2 характеризует вероятность отсутствия трещин в случае если деконцентраторы напряжений наносятся на головки цилиндров при ТО 3. Кривая 3 соответствует серийной ГЦ, причем после точки Е головка либо должна быть выбракована в утиль в соответствии с техническими требованиями на капитальный ремонт [18, 113], либо восстановлена, например, способом установки вставного огневого днища. Кривые 4 и 5 соответствуют вставным огневым днищам ГЦ при первой установке и второй соответственно. Кривая 6 является продолжением криво 3 и характеризует работу ГЦ под вставным днищем. Также следует заметить, что целью данной иллюстрации было показать место разработанных способов в системе ремонтно-обслуживающих воздействий, но не абсолютные значения вероятностей отсутствия трещин при определенной наработке. Такая информация представлена в разделе 4.1.

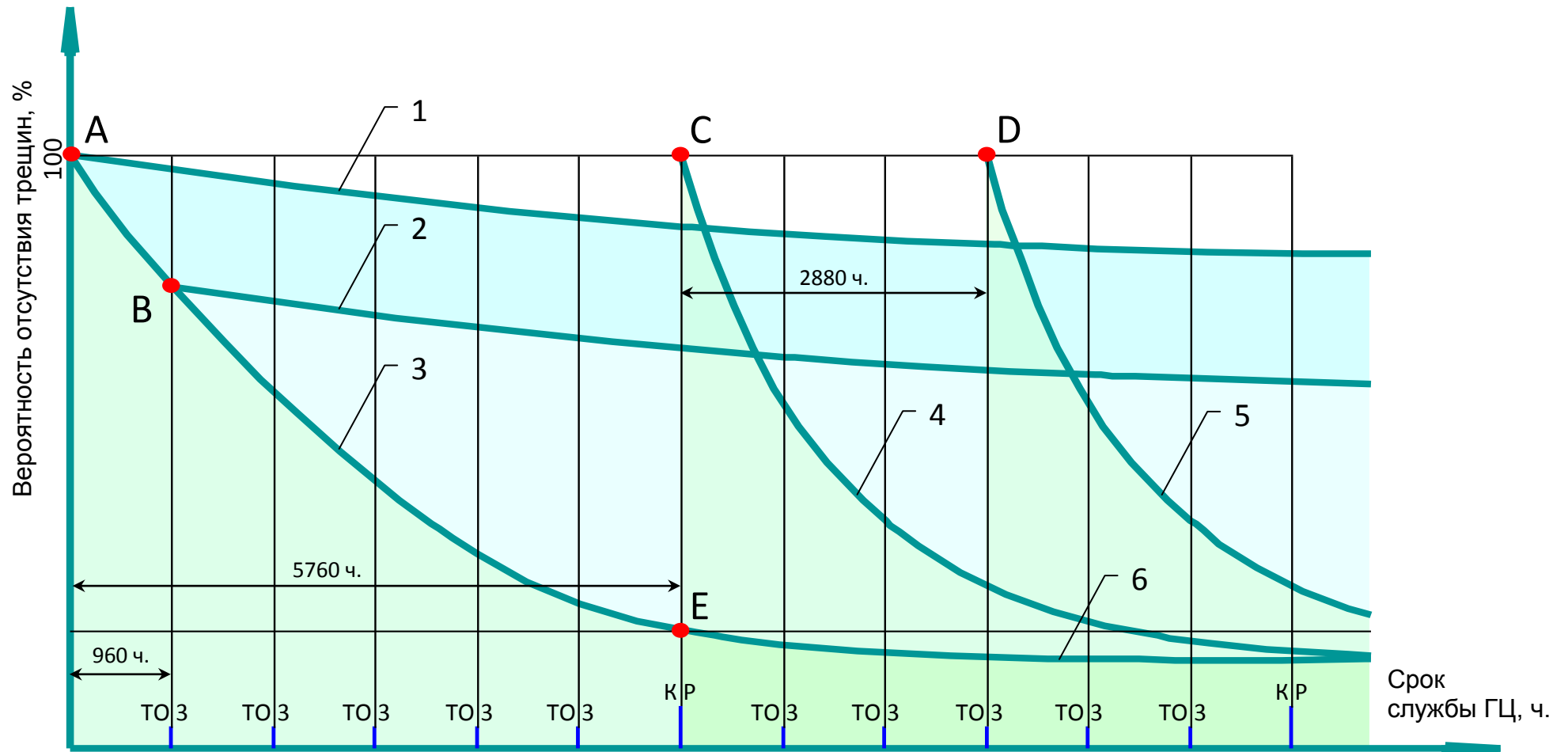


Рисунок 5.6 – Изменение вероятности отсутствия трещин в зависимости от срока службы головок цилиндров, восстановленных разработанными способами: А – точка установки деконцентраторов напряжений на новой ГЦ; В - точка установки деконцентраторов напряжений при ТО 3; С - восстановление ГЦ установкой вставного огневого днища; D - повторное восстановление ГЦ с установкой вставного огневого днища; E – точка выбраковки ГЦ или начала ее работы под вставным днищем

5.5 Технико-экономическая оценка разработанных технологий при внедрении их в производство

Оценка экономической эффективности способа восстановления ГЦ установкой на тепловоспринимающей поверхности вставных днищ производилась в сравнении с одним из существующих способов восстановления головок цилиндров устранением термоусталостных трещин - заваркой трещин в чугунных корпусных деталях [160].

5.5.1 Технология установки вставного огневого днища

При разработке и внедрении новых технологических процессов восстановления деталей взамен существующих годовой экономический эффект (для деталей со сроком службы более одного года), в соответствии с методическими указаниями [161-163] определяется по формуле:

$$\mathcal{E} = \left[(C_1 + E_n K_1) \frac{P_2 + E_n}{P_1 + E_n} - (C_2 + E_n K_2) \right] N_2, \quad (5.2)$$

где C_1, C_2 – себестоимость восстановления детали на ремонтно-технологическом оборудовании, соответственно по базовому и новому вариантам;

K_1, K_2 – удельные капиталовложения на приобретение и установку ремонтно-технологического оборудования по базовому и новому вариантам;

P_1, P_2 – величины, обратные срокам службы деталей, восстановленных по базовому и новому вариантам;

E_n – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, равный 0,15;

N_2 – годовая программа восстановления деталей по новому варианту, шт.

Полный и подробный расчёт экономической эффективности от внедрения разработанного технологического процесса восстановления головок цилиндров с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках в ремонтном произ-

водстве представлены в приложении. Из него следует что годовой экономический эффект по сравнению с базовым способом восстановления составляет 6 734 тыс. руб. по данным внедрения 2017 г. (81,5 тыс. руб. в 1985 году) при программе восстановления около 2000 головок цилиндров в год.

Если на предприятии не имеется возможности применения альтернативного способа восстановления ГЦ (заварки трещин), то оценку экономической эффективности проводят по формуле (150). Экономическая эффективность применения способа замены огневого днища в случае, когда головки с трещинами глубиной более $5 \cdot 10^{-3}$ м выбраковываются в утиль и заменяются новыми для программы восстановления $N_2 = 380$ шт. (19% от 2000) составила 9 241 тыс. руб. (см. приложение 1)

5.5.2 Технология установки деконцентраторов напряжений

Экономическая эффективность предлагаемых способов достигается путем увеличения ресурса экспериментальной головки по сравнению со стандартной головкой блока цилиндров. При этом необходимо учесть средства, затрачиваемые на увеличение ресурса головки блока цилиндров, и определить целесообразность восстановления.

В данном подразделе представляется сравнительная оценка стоимости новой головки блока цилиндров с себестоимостью экспериментальной головки блока цилиндров [97, 98, 99].

Годовой экономический эффект определяется из выражения:

$$\mathcal{E}_{год} = \left[C_H - \left(C_2 + C_{ост} + E_H \frac{K_2}{N_2} \right) \right] \cdot N_2, \quad (5.3)$$

где $C_{ост}$ – остаточная стоимость изношенной головки, руб;

Себестоимость восстановления определяется из выражения

$$C_2 = I_{пз} + H_p, \quad (5.4)$$

где C_2 – себестоимость восстановления, руб;

$I_{пз}$ – прямые затраты на восстановление, руб;

H_p – косвенные затраты на восстановление, руб.

Прямые затраты на восстановление одной головки блока цилиндров

Прямые затраты на восстановление одной головки блока цилиндров определяются из выражения (см. прил. 6):

$$I_{ПЗ} = I_{ЗП} + I_{ЗПД} + I_{ЗПСОЦ}, \quad (5.5)$$

где $I_{ЗП}$ – основная заработная плата производственным рабочим, руб;

$I_{ЗПД}$ – дополнительная заработная плата, руб;

$I_{ЗПСОЦ}$ – начисления на социальные нужды, руб;

Косвенные затраты на восстановление одной головки блока цилиндров

$$H_p = A_O + P_{II} + Z_p, \quad (5.6)$$

где A_O – амортизационные отчисления на оборудование, руб;

P_{II} – расходы на инструменты, руб;

Z_p – затраты на содержание, капитальный, текущий ремонты и техническое обслуживание оборудования, руб.

Согласно приведенным формулам себестоимость восстановления равна (см. прил.):

$$C_2 = 1013.67 \text{ руб}$$

Годовой экономический эффект от восстановления головок

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 51\,389 \text{ тыс. руб. (1793,57 тыс. руб. в 2004 году на 2000 ГЦ)}$$

Срок окупаемости капитальных вложений:

$$T_o = \frac{K}{\mathcal{E}_{\text{год}}} = 0,05 \text{ года}$$

Обоснование целесообразности восстановления головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б

Экономическая целесообразность восстановления детали определяют из условия (см. прил. 6):

$$K_p \leq K_{\mathcal{E}}, \quad (5.7)$$

где $K_{\mathcal{E}}$ – предельное значение критерия эффективности ремонта в денежном выражении на единицу ресурса, руб/моточ.;

K_P – действительный критерий экономической эффективности ремонта машины или восстановления детали;

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{C_H - C_{OCT}}{T_H}, \quad (5.8)$$

где C_H – стоимость новой машины или детали, с учетом всех торгово-заготовительных и транспортных расходов, руб;

C_{OCT} – остаточная стоимость детали к моменту ее ремонта или выбраковки, руб;

T_H – ресурс новой детали до очередного ремонтного воздействия или выбраковки, моточ, $T_H = 2500 \text{ моточ.}$

Из расчетов установлено (приложение 1):

$$K_{\mathcal{E}} = 10,41 \text{ руб/моточ.}$$

$$K_P = \frac{C_{OCT1} + C + E_H \cdot K_y - C_{OCT2}}{T_P}, \quad (5.9)$$

где C_{OCT1} – остаточная стоимость машины или детали с учетом всех транспортировочных расходов, руб;

C – себестоимость восстановления детали, руб;

E_H – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений;

K_y – удельные капитальные вложения в расчете на одну деталь, руб;

T_P – ресурс детали после восстановления до очередного ремонта, срок службы детали после восстановления, моточасов, $T_P = 6000 \text{ моточасов.}$

Для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ:

$$K_P = \frac{18300 + 1013,67 + 0,15 \cdot \frac{1780000}{380} - 805,23}{6000} = 3,20 \text{ руб/моточ.}$$

Для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов:

$$K_p = \frac{18300 + 276,04 + 0,15 \cdot \frac{990000}{2000} - 805,23}{6000} = 2,97 \text{ руб/моточ.}$$

Полученные данные критериев эффективности указывают на целесообразность восстановления головок цилиндров предложенными способами, т.к. условие экономической целесообразности восстановления выполняется в обоих случаях.

5.6 Выводы по разделу

1. На основании предложенных способов восстановления ГЦ с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках разработаны технологические процессы их восстановления для дизелей ЯМЗ-238НБ, А-41, А-01М и ЯМЗ-240Б путем установки вставного огневого днища и деконцентраторов напряжений.
2. С учетом особенностей разработанных технологических процессов определены необходимые площади и оборудование для организации участков по восстановлению, а также вычислена себестоимость выполняемых работ, которая составила по технологии установки вставных огневых днищ $C_2=1013,67$ руб. по технологии установки деконцентраторов напряжений - $C_2=276,04$ руб.
3. Расчетом коэффициента целесообразности восстановления, установлено увеличение экономической эффективности при применении способа установки деконцентраторов в 4 раза.
4. Применение деконцентраторов напряжений позволяет сократить два плановых текущих ремонта ГЦ в процессе эксплуатации, исключить из структуры ремонтно-обслуживающих воздействий всевозможные неплановые текущие ремонты, связанные с отказами и повреждениями термоусталостного харак-

тера, упразднить операцию шлифования привалочной плоскости, ликвидировать простои и снизить трудоемкость при капитальном ремонте.

5. При рассмотрении вероятности отсутствия трещин в зависимости от ресурса головок цилиндров установлено, что наибольший эффект от предлагаемых способов повышения долговечности (термоусталостной прочности) головок цилиндров можно получить в случае установки на новой головке цилиндров деконцентраторы напряжений (кривая 1 на рис. 5.6). При восстановлении ГЦ с трещинами от 5 до $8 \cdot 10^{-3}$ м установкой вставных огневых днищ при проведении капитального ремонта. Установлена возможность использовать повторную замену днищ увеличив суммарных ресурс до второго капитального ремонта.
6. Экономический эффект от внедрения в производство разработанного способа восстановления ГЦ с термоусталостными трещинами установкой вставного огневого днища, по сравнению со способом горячей заварки, составил 837 тыс. руб. По данным внедрения 2017 г., при равнении с заменой головок новыми - составил 9 241 тыс. руб. при программе восстановления 380 головок цилиндров в год.
7. Экономический эффект от внедрения в производство разработанного способа восстановления ГЦ введением деконцентраторов напряжений составил 51 389 тыс. руб. при программе восстановления 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 долговечность головок цилиндров автотракторных дизелей при эксплуатации, не менее чем в два раза по сравнению с долговечностью серийных головок.
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. При рассмотрении теоретических основ оценки повышения долговечности головок цилиндров после восстановления на базе расчетных методов прогнозирования термомеханической напряженности и характеристик термической усталости материала предложена зависимость (18), позволяющая прогнозировать изменения термоусталостной прочности при изменениях теплонапряженного состояния и термоусталостных свойств материала.
4. Разработана математическая модель и методика расчета объемного температурного поля огневого днища головки цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б методом конечных элементов. Она позволяет 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 снизились на 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 ресурс головок при введении компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ равен 2880 -3200 часов. После повторного восстановления, в уже имеющуюся расточку после извлечения отработавшего вставного днища устанавливалось новое, головка цилиндров продолжала свою работу. После снятия второй партии отработавших днищ трещин под ними в головке цилиндров также не было. Таким образом, головка цилиндров с термоусталостными трещинами может быть восстановлена предлагаемым способом неоднократно и в условиях нормальной эксплуата-

ции. Суммарный ресурс или долговечность головки цилиндров при применении способа восстановления установкой вставных огневых днищ составил 6000-6400 часов. 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. приравниванию с заменой головок новыми - составил 9 241 тыс. руб. при программе восстановления 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 нашем 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.

Литература

1. Лачуга, Ю.Ф. Стратегия машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России на период до 2020 года / Ю.Ф. Лачуга и др.// М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2009. - 80 с.
2. Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2020 года./ Утверждена приказом Минпромторга России от 22 декабря 2011 года.- N 181.
3. Стратегия развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года./ Утверждена распоряжением правительства РФ от 7 июля 2017 года.- N 1455-р.
4. Григорьев, М.А. Какими будут дизели. / М.А. Григорьев, В.К. Ванин // Автомобильный транспорт, 1994. - №5. - С.10-14.
5. Грицин, В.Ю. Техническая политика в АПК России / В.Ю. Грицин //Техника в сельском хозяйстве, 1996. - №6. - С.3-7.
6. Теория и расчет мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания: По материалам всесоюзной научно-технической конференции 22-24 октября 1985 г. // Двигателестроение, 1986. - №5. - С. 56-57.
7. Codon E., Mathey C., Rettig A. 2-Stage Turbocharging — Flexibility for Engine Optimisation. Paper № 293, CIMAC 2010, Bergen.
8. Raikio T., Hallback B., Hjort A. Design and first application of a 2-stage turbocharging system for a medium- speed diesel engine. Paper № 82, CIMAC 2010, Bergen.
9. Mathey C Variable Valve Timing — A necessity for future laige diesel and gas engines. Paper 298, CIMAC 2010, Bergen.
10. Heim K., Troberg M., Ollus R., Vaarasto M. Latest developments in Wartsila's medium-speed engine portfolio. Paper № 206, CIMAC 2010, Bergen.
11. Tinschmann G., Thum D., Schlueter S., Pelemis P., Stiesch G. Sailing towards I MO Tier 111 — Exhaust Af-tertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines. Paper № 274, CIMAC 2010, Bergen.

12. Костин, А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов. – М.: Машиностроение, 1979. - 288 с.
13. Королев, А.Е. Технологическая и эксплуатационная безотказность двигателей / А.Е. Королев // http://www.rusnauka.com/34_NNM_2014/Tecnic/4_179131.doc.htm
14. Королев, А.Е. Распределение отказов двигателей / А.Е. Королев // NOVAUM.RU, 2017.-№10.-С. 41-45. <http://novaum.ru/public/p412>
15. Селиванов, А.И. Повышение долговечности тракторов путем улучшения и эксплуатации и ремонта / А.И. Селиванов. - В кн.: Повышение долговечности тракторных дизелей. - М, 1962. - С.168-171.
16. 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;
17. 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.
18. Чекмарев В.В. Анализ характерных дефектов в головках цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, А-41, А-01М, СМД-14 / Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев // Сборник научных трудов СИМСХ. – Саратов, 1982. - С.94-101.
19. Чекмарев В.В. Теоретические основы повышения долговечности головок и крышек цилиндров дизелей / Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев, А.А. Захаров // Вестник СГАУ, 2005.– №2. – С. 55-58.
20. Чекмарев В.В. Обоснование максимально допустимой глубины трещин в головках цилиндров ЯМЗ-238НБ и разработка методов их восстановления / Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев // Информационная карта по НИР. - № Госрегистрации 01817004429. - Инв. № 02900013761: СИМСХ. - Саратов, 1987.
21. Двигатель ЯМЗ-238НБ. Технические требования на капитальный ремонт. - М.: ГОСНИТИ, 1989. - 98 с.

22. Чекмарев, В.В. Методика исследования термоусталостных трещин в головках цилиндров дизеля / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Двигателестроение. - 1987. - №2. - С.51-54/
23. https://dvigateli-yamz.ru/dvigateli_yamz/prajslisty1/prajslit_na_zapasnye_chasti_proizvodstva_yamz/
24. <http://angar-99.ru/page/85>
25. <http://angar-99.ru/page/86>
26. <http://www.angar-99.ru/page/87>
27. Межецкий, Г.Д. Повышение долговечности головок цилиндров дизелей путем снижения монтажных напряжений / Г.Д. Межецкий, Н.А. Черкашин // Проблемы экономичности и эксплуатации ДВС в АПК СНГ. - Материалы Межгосуд. научно-техн. семинара.- Саратов, 1993. Вып. 5.- С.125-126.
28. Исаев, Е.В. Нагрузочные режимы деталей форсированных тракторных дизелей и пути повышения их надежности / Е.В. Исаев, А.В. Адамович, А.В. Взоров, Г.Б. Гершман и др. //Форсирование тракторных дизелей.: Сб. науч. тр. - М.: НИТИ, 1976. – Вып. 248. - С. 13-31.
29. Билик, М.Б. Макрогеометрия деталей машин / М.Б. Билик. – М.: Машиностроение, 1969. – 263 с.
30. Чекмарев В.В. Исследование монтажных напряжений в головках цилиндров тракторных двигателей / Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев // Повышение долговечности с.-х. машин: Сб. науч. раб. СИМСХ. - Саратов, 1984. - С.18-26.
31. Вознесенский Н.П. О причинах разрушения и выбора материалов головок цилиндров дизелей / Н.П. Вознесенский, А.Я. Логвиненко // Тракторы и сельхоз машины. – 1971. – №2. – С. 13-14.
32. Межецкий, Г.Д. Причины выбраковки головок блока цилиндров дизельных двигателей и способы их устранения / Г.Д. Межецкий // Прогрессивные способы восстановления деталей машин и оборудования: Сб. науч. раб. СИМСХ. - Саратов, 1972. - С.144-149.

33. Ждановский, Н.С. Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов / Н.С. Ждановский, А.В. Николаев, В.С Шкрабак и др. – Л.: Машиностроение, 1980. – 240 с.
34. Межецкий, Г.Д. Анализ деформационного состояния головок цилиндров дизелей, поступивших в капитальный ремонт / Г.Д. Межецкий, А.А Трифонов // Проблемы экономичности и эксплуатации ДВС в АПК СНГ.- Материалы Межгосуд. научно-техн. семинара.- Саратов, 1999. Вып. 11. - С.56-57.
35. Фомин, В.М. Оценка уровня механической и тепловой напряженности днищ крышек малоразмерных дизелей. / В.М. Фомин // Двигатели внутреннего сгорания. – Реф. сборн. - М.: НИИИНФООРМТЯЖМАШ, 1972.- 4-72-15. – С. 1-6.
36. Bertodo, R. Stress – analysis of diesel-engine cylinder head / R. Bertodo, T.J. Carter //Strain analysis. Vol. 6. – 1971. – №1. P. 1-12.
37. Чайнов Н.Д. Исследование характера напряженного состояния нижней плиты головки цилиндров / Н.Д. Чайнов, В.М. Фомин // Тракторы и сельхоз машины. – 1974. – №10. – С.14-16
38. Межецкий Г.Д. Повышение долговечности головок и цилиндровых крышек дизелей путем совершенствования технологии ремонта / автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра. тех. наук – Саратов, – 1994. – 40с.
39. Фомин В.М. Исследование термонапряженности крышек цилиндров дизелей внутреннего сгорания / автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. тех. наук – М., – 1973. – 24с.
40. Яковишин А.Е. Разработка методики измерения термических напряжений в днище головки цилиндров; Сб. науч. трудов Вып. 221. – М.:НАТИ. – 1973. – С. 38-46.
41. Павличенко А.М. Результаты экспериментального исследования тепловых и механических напряжений в крышке рабочего цилиндра двигателя 6 ЧН 25/34; Сб. науч. трудов НКИ. Вып. 65. – Николаев: - 1973. – С. 45-49.
42. Озеров М.А. Некоторые пути повышения прочности крышек цилиндров дизелей от температурных воздействий / М.А. Озеров, В.И. Ляшков // Энергомашиностроение. – 1967. – №2. –С. 10-12.

43. 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.
44. Межецкий Г.Д. Исследование дефектов головок блоков цилиндров тракторных двигателей/ Г.Д. Межецкий, В.А. Стрельников, Г.П. Шаронов // Повышение долговечности сельхозмашин при ремонте. Сб.науч.работ. Вып.91 - Саратов, 1977. - С. 8-15.
45. Heimendahl M. Elektronen-mikroskopische Gefüge – Untersuchung in der Umgebung eines Zylinderskopfrisses / M. Heimendahl // Metall. – 1977. – №6. – S. 615-620.
46. Калашников А.Г. О долговечности головок цилиндров тракторных дизелей / А.Г. Калашников // Тракторы и сельхоз машины. – 1964. – №2. – С. 7–8.
47. Ермаков В.Ф. Методы определения локальных значений удельных потоков и средних за цикл коэффициентов теплоотдачи в цилиндрах ДВС / В.Ф. Ермаков // Двигателестроение. – 1979. –№7. – С. 69-72
48. Вахтель В.Ю. Монтажные напряжения в головке цилиндров / В.Ю. Вахтель, Л.С. Аргунов, Ф.А. Брейман // Тракторы и сельхоз машины. – 1971. –№5. – С. 6-8.
49. Козлов Н.И. Влияние термообработки на долговечность головок цилиндров / А.К. Козлов, Ю.Л. Ерохин // Тракторы и сельхоз машины. – 1971. –№8. – С.6-8
50. Винокурова А.Ф. Ремонт трещин в чугунных деталях фигурными вставками / А.Ф. Винокурова // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1978. – №5. –С.44–46.
51. Межецкий, Г.Д. Факторы, повышающие долговечность головок цилиндров дизелей/ Г.Д. Межецкий// Сб. научн. работ: Повышение надежности автотракторных дизелей при их ремонте и эксплуатации. – Саратов.- 1993. - С. 45-52
52. Пат. 1048148 Российская Федерация, МПК7 F 02 F 1/24. Головка цилиндров многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Кригер В.Л., Антонов П.А., Кононенко Э.М., Толстов В.Т., Опихайленко Б.И.; заявитель и патентообладатель Алтайское моторостроительное производственное объединение им. XXV съезда КПСС и Краснодарский машиностроительный завод «Октябрь». – № 3411960/25-06; заявл. 23.03.82 ;опубл. 15.10.83, Бюл. №38 – 2 с.: ил.

53. Межецкий Г.Д. Определение температурных деформаций огневого днища головок блока цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ при эксплуатации/ Г.Д. Межецкий, А.А. Трифионов// Сборник научных работ «Улучшение эксплуатации машинно-тракторного парка» - Саратов, - 1997 - С.157-162
54. Третьяков А.П. Влияние различных факторов на теплонапряженность днищ цилиндрических крышек тепловозных дизелей ДН 23/30 / А.П. Третьяков, О.М. Дмитриев, Г.Н. Маслов, В.А. Крылов // Исследование механических и гидравлических агрегатов тепловозов. Сб. науч. тр. МИЖТ. Вып. 485. – М.: МИЖТ – 1975. – С. 78–90.
55. Межецкий Г.Д. О повышении термостойкости головок блока дизельных двигателей/ Г.Д. Межецкий, В.А. Стрельников, Г.П. Шаронов; Сборник научных трудов. Вып. 115, Из-во. Коммунист Саратов, 1978
56. Thermal problems – Jas and Oil Power, 761. – 1970. – P. 92-94.
57. Gottlieb W. Bohrungsgekuhlte Brennraumteilean Sulzer –Dieselmotoren / W. Gottlieb, B. Alois, M. Alfred // MTZ. –1978. –№9. – S. 355 – 364.
58. Власов Я.Я. Влияние способа смесеобразования и степени форсировки на величину локальных тепловых потоков в крышке 4-х тактных дизелей / Я.Я. Власов, Н.И. Молодцов // Сб. науч. труд. ЦНИДИ. – 1977 – Вып. 72. – С. 86-91.
59. Пат. 2039881 Российская Федерация, МПК7 F 02 F 1/30. Головка блока цилиндров с обработанной под клапан межклапанной перемычкой [Текст] / Павлов А.В., Трушин В.Н.; заявитель и патентообладатель Павлов А.В., Трушин В.Н. – № 84021068/06 ;заявл. 05.04.90 ; опубл. 20.08.91, – 2 с.: ил.
60. Пат. 1820016 ЧССР (CS), МПК7 F 02 F 1/30. Головка цилиндров дизельного двигателя внутреннего сгорания с воздушным охлаждением / Йонас Ф., Кроупа П., Поспишил К.; заявитель и патентообладатель «ТАТРА» Н.П. Копривнице ЧССР(CS). – № 7773028/06; заявл. 24.06.83 ;опубл. 07.06.93, Бюл. №21 – 3 с.: ил.
61. Адусо, Л.К. К исследованию возможностей снижения температурного уровня поверхностей цилиндра поршневого двигателя / Л.К. Адусо, Х.Х. Олак, Я.К. Сарв //Сб. науч. труд. Эстонской сельскохозяйственной академии. –1974. – №83. – С. 25–29.

62. Кузьмичев В.Н. Влияние керамических покрытий на теплонапряженность деталей и эффективные показатели двигателя Д – 21 / В.Н. Кузьмичев // Сб. науч. тр. ЧИМЭСХ. Вып. 54. – Челябинск. – 1972. – С. 155-162.
63. Кузьмичев, В.Н. Экспериментальное исследование надежности и долговечности теплоизолирующих керамических покрытий в тракторном дизеле / В.Н. Кузьмичев, А.Г. Морозов, А.А. Косьянов // Сб. науч. тр. сельскохозяйственного института. Пермь. – 1974. – т.107. – С. 135-140.
64. Давыдов Г.А. Температурные напряжения в деталях судовых дизелей / Г.А. Давыдов, М.К. Овсянников – Л.: Судостроение. – 1969. – 268 с.
65. Межецкий Г.Д. Повышение долговечности головок цилиндров автотракторных дизелей / Г.Д. Межецкий, В.Г. Гончаренко // Техника в сельском хозяйстве. – 1971. – №12. – С.59-60.
66. Попов В.Н. Теплонапряженность алюминиевых и чугунных головок цилиндров тракторного дизеля / В.Н. Попов, Н.М. Ашмарин, В.Н. Бугаев // Двигатели внутреннего сгорания. Реф. сб. НИИИНФОРМТЯЖМАШ – М.: – 1971. – С. 215-218.
67. 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.
68. Суходольская, Е.В. Критерий оценки термической выносливости чугунов, применяемых для головок блока двигателей/Е.В. Суходольская, Е.А. Затолокин//Литейное производство.- 1973.- Вып. 5.- №80.- С.19-22.
69. Логвиненко, А.Я. Тепловое и напряженное состояние головок цилиндров тракторных дизелей и условия нагружения при испытаниях материала, применяемого для их изготовления/А.Я. Логвиненко//Сб. научн. тр. Кубанск.с.-х. ин-т.- Краснодар,1969.- С.74-76.
70. Ильинский, В.А. Природа трещин в головках цилиндров и пути повышения срока их службы/В.А. Ильинский//Литейное производство, 1971.- №12.- С.28.

71. Donaldsen, E.G. Die Verwendung von Gußeisen mit Kugelgraphit für Kraftmaschinen and Nebenaggregate/ E.G. Donaldsen//MTZ, 1971.- 32.- №9 S.312-317.
72. Ake, G. Constructiele maatregelen voor hot oplossen van warmteproblemttn in Dieselmotoren/ G.Ake//Nautischen technisch tijdschrift, 1971.- deel 24.-№1.-S.259-269.
73. Вахтель, В.Ю. Монтажные напряжения в головке цилиндров/В.Ю. Вахтель, Л.С. Аргунов, Ф.А. Брейнман//Тракторы и сельхозмашины, 1964.- №5.- С.6-8.
74. Патент 2059230, Франция.- F02f.- опубл. 02.08.1971.
75. Патент 2059230, Франция.- F02f.- опубл. 02.08.1971.
76. Дорохов А.Ф. Исследование влияния режима работы и способа охлаждения на температурное состояние головки цилиндров вихрекамерного дизеля / А.Ф. Дорохов // Двигателестроение. – 1979. –№10. – С.9-10.
77. Молодцов, Н.И. Теплообмен в полуразделенной камере сгорания форсированного дизеля / Н.И. Молодцов, М.Р. Петриченко // Двигателестроение. – 1980. – №2. –С.5–7.
78. Костин, А.К Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов; Справочное пособие. – Л.: Машиностроение. – 1979. – 222с.
79. Орлин, А.С. Температурные напряжения в днище головок цилиндров ДВС / А.С. Орлин, Н.Д. Чайнов, Ю.С. Мосин // Энергомашиностроение. – 1972. – №1. – С. 9–11.
80. Чайнов, Н.Д. Исследование теплового и напряженного состояния крышек цилиндров двигателей внутреннего сгорания / автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра тех. наук – М. – 1975. – 32с.
81. Ховах М.С. Исследование теплоотдачи через поверхность головки цилиндра автотракторного дизеля с наддувом / М.С. Ховах, А.С. Хачиян, Н.И. Эсауленко, Б.В. Криленко и др.; Сб. науч. трудов МАДИ. Вып. 71. – М.: МАДИ – 1972. – С. 54-57.

82. Стефановский Б.С. О повышении работоспособности головок цилиндров дизелей с неразделенными камерами сгорания / Б.С. Стефановский, А.Л. Новинников, В.И. Пикус // Автомобильная промышленность. – 1976. – №3. – С.9–11.
83. Ховах М.С. К вопросу теплонапряженности быстроходных дизелей / М.С. Ховах, Б.С. Стефановский, А.С. Хачиян, В.А. Родинов и др. // Машиностроение. – 1971. – №10. – С. 98–101.
84. Чекмарев В.В. Методика определения теплонапряженного состояния головки блока цилиндров дизельного двигателя / Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев, А.А. Захаров // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: Межвузовский науч. сб./ СГТУ – Саратов, 2004. – С. 88-93
85. Стефановский Б.С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 1978 –128 с.
86. Русаков П.В. Остаточные напряжения в отливках головок блока цилиндров и способ их уменьшения динамическим нагружением / П.В. Русаков, О.И. Шинский // Процессы литья. – 2000. – №3 – С. 26-30.
87. Межецкий Г.Д. Исследование процесса изнашивания клапанных пар и обоснование рационального способа восстановления головок блока цилиндров дизельных двигателей/автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. тех. наук – Саратов, – 1969. – 25с.
88. Чайнов Н.Д. К расчету температурных напряжений в днище крышек цилиндров двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов // Машиностроение – 1970. – №5 – С. 125–131.
89. Чекмарев В.В. / Повышение долговечности головки цилиндров тракторных дизелей путем совершенствования технологии ремонта / автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. тех. наук – Саратов – 1987. – 24с.
90. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривки, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 120 с.
91. Smith L.W. Crackihg in castiron diesel engine cylinder heads / L.W. Smith, H.T. Angus, A.D. Lamb; Institution of mechanical engineers. // Proceedings. – 1970–1971. – №58. – P. 807-823.

92. Чекмарев, В.В. Методика исследования термоусталостных трещин в головках цилиндров дизельных двигателей/ Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев// Двигателестроение. – 1987. – №2. – С. 51–54.
93. Межецкий Г.Д. Увеличение глубины термоусталостных трещин в головках дизелей при эксплуатации/ Г.Д. Межецкий, А.А. Балдуев, В.А. Кузнецов // Двигателестроение. - 1991. - №2. - С.35-41.
94. Чекмарев В.В. Анализ термоусталостных трещин в головках блоков цилиндров/ Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев, В.А. Стрельников// Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1987.- №1.- С.54-55.
95. Северный Э.С. Технология ремонта трещин в чугунных корпусных деталях тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин фигурными вставками / Э.С. Северный, В.Д. Андриянов, Н.А. Королев и др. – М.: ГОСНИТИ. – 1977. – 24 с.
96. Пат. 2056253 Российская Федерация, МПК7 6 В 23 Р 6/04. Способ восстановления деталей с поверхностной трещиной [Текст] / Гуриев Д.М., Ямщиков С.В.; заявитель и патентообладатель Гуриев Д.М., Ямщиков С.В. – № 93026057/08 ; заявл. 07.05.93 ; опубл. 20.03.96, – 2 с.: ил.
97. Авдеев М.А. Технология ремонта машин и оборудования / М.А. Авдеев, Е.Л. Воловик, И.Е. Ульман. – М.: Агропромиздат, – 1986. – 460с.
98. Аршинов, В.Д. Ремонт двигателей ЯМЗ – 240, ЯМЗ – 240 Н, ЯМЗ – 240 Б / В.Д. Аршинов, В.К. Зорин, Г.И. Созинов – М.: Из-во «Транспорт», 1978. – 310 с.: ил. и табл.
99. Гурвич И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич, П.Э. Сыркин, В.И. Чумак. – М.: Транспорт, 1994.
100. Надежность и ремонт машин: Учеб. пособие для студ. высших учеб. заведений/ В.В. Курчаткин, Н.Ф. Тельнов, К.А. Ачкасов и др.; М-во сельского хоз. и прод. РФ – М.: Изд-во «Колос», 2000 – 780 с.
101. Черепанов С.С. Комплексная система технического обслуживания и ремонта машин в сельском хозяйстве / С.С. Черепанов, А.С. Гальперин, Х.Г. Барам,

- В.М. Михлин, Л.М. Пыльчиков; Отв. ред. С.С. Черепанов, Л.М. Пыльчиков, А.С. Гальперин, П.С. Фридрих; ГОСНИТИ – М.: ГОСНИТИ, 1985. – 216 с.
102. Взорov Б.А. Конструктивные способы повышения термостойкости головок цилиндров / Б.А. Взорov, Е.В. Исаев, А.Е. Яковишин // Тракторы и сельхоз машины. – 1970. – №5. – С. 8-11.
103. Дьяченко Н.Х. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей / Н.Х. Дьяченко, С.Н. Дашков, А.К. Костин, М.М. Бурин. – Л.: Машиностроение. – 1969. – 247 с.
104. Межецкий Г.Д. Сопротивление материалов: Учеб. пособие/ Г.Д. Межецкий, Загребин Г.Г., Решетник Н.Н. и др. Под ред. Г.Д. Межецкий, Загребин Г.Г.; ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ» - Саратов: СГАУ, 2004. – 416 с.
105. Чекмарев В.В. Анализ характерных дефектов в головках цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, А-41, А-01М, СМД-14/ Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев// Сборник научных трудов/ СИМСХ. - Саратов, 1982. С. 94-101.
106. Межецкий Г.Д. Увеличение глубины термоусталостных трещин в головках дизелей при эксплуатации/ Г.Д. Межецкий, А.А. Балдуев, В.А. Кузнецов // Двигателестроение. - 1991. - №2. - С.35-41.
107. Чекмарев В.В. Восстановление головок цилиндров дизелей с трещинами в межклапанной перемышке/ Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев// Сб. науч. работ./ Саратовский с/х институт им. В.Н. Вавилова - Саратов, – 1993. С.45-52
108. Межецкий Г.Д. Расчет механической напряженности в головках цилиндров дизелей при сборке форсуночного стакана и форсунки/ Г.Д. Межецкий// Сборник «Эффективность использования и повышения работоспособности тракторной техники в с/х»/ С.Х. академия им. Н.И. Вавилова - Саратов, - 1995. - С.112-116.
109. Чекмарев В.В. Обоснование максимально допустимой глубины трещин в головках цилиндров ЯМЗ-238НБ и разработка методов их восстановления/ Г.Д. Межецкий, В.В.Чекмарев// Информационная карта по НИР № Госрегистрации 01817004429 Инв. № 02900013761// СИМСХ - Саратов, – 1987.

110. Чекмарев В.В. Теоретические основы повышения долговечности головок и крышек цилиндров дизелей / Г.Д. Межецкий, В.В. Чекмарев, А.А. Захаров // Вестник СГАУ. – 2005. – №2. – С. 55-58.
111. Стрельников, В.А. Исследование и разработка технологии восстановления головок блоков цилиндров с повышенной термоусталостной прочностью /В.А. Стрельников//Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. тех. наук – Саратов – 1981. – 24с.
112. Чайнов Н.Д. Исследование теплового и напряженного состояния крышек цилиндров двигателей внутреннего сгорания / автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра тех. наук – М. – 1975. – 32с.
113. 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.
114. Руководство по эксплуатации стенда обкаточно-тормозного КИ 2118А-ГОСНИТИ.- М.- ГОСНИТИ, 1975.- 61с.
115. Пригоровский, Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений: Справочник/Н.И. Пригоровский. - М.: Машиностроение, 1983.- 248 с.
116. Пригоровский, Н.И. Метод хрупких тензочувствительных покрытий/ Н.И. Пригоровский, В.К. Панских.- М.: Наука, 1978.
117. Касаткин, Б.С. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений/Б.С. Касаткин, А.Б. Кудрин, Л.М. Лобанов и др. - Киев: Наукова думка, 1981.
118. ГОСТ 18508-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. - М.: Издательство стандартов, 1988.
119. Дизель А-41. Технические требования на капитальный ремонт/М. ГОСНИТИ, 1982.- 168с.
120. Чернышов, Г.Д. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КРАЗ/Г.Д. Чернышов, А.А. Малышев, Н.С. Ханин и др.//М.: Машиностроение, 1974.- 288с.

121. Драпкин, Б.М. О температурной зависимости модуля упругости металлов/Б.М. Драпкин, В.К. Кононенко, Б.Н. Леонов//Перспективные материалы, 1998.- №2.- С.12-16.
122. Драпкин, Б.М. Свойства сплавов в экстремальном состоянии/ Б.М. Драпкин, В.К. Кононенко, В.Ф. Безъязычный//М.: Машиностроение, 2004.-256с.
123. Гиршович, Н.Г. Кристаллизация и свойства чугуна в отливках/Н.Г. Гиршович//Ленинград: Машиностроение, 1966.- 564с.
124. Постников, В.С. Релаксационные явления в металлах и сплавах, подвергнутых деформированию/В.С. Постников//Успехи физических наук, 1954.- Том LIII.- вып.1.- С.87-108.
125. Ровинский, Б.М. Влияние термомеханической обработки на релаксационную стойкость сталей и сплавов / Б.М. Ровинский // Известия ОТН АН СССР. – 1954. – №2. – С. 67.
126. Мягков, С.П. Повышение прочностной надежности крышек цилиндров тракторных дизелей/С.П. Мягков// Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. тех. наук – Москва – 2009. – 16с.
127. Махутов, Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность: В 2 ч./Н.А. Махутов//Новосибирск: Наука, 2005.- Ч. 1: Критерии прочности и ресурса.- 494с.
128. Новожилов, В.В. Микронапряжения в конструкционных материалах/В.В. Новожилов, Ю.И. Кадашевич//Л.: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1990.- 223с.
129. Чайнов, Н.Д. Вопросы прочности крышек цилиндров среднеоборотных дизелей/Н.Д. Чайнов, М.И. Раенко, С.П. Мягков//Двигатели внутреннего сгорания, 2008.-№1.-С62-65.
130. Раенко, М.И. Оценка прочностной надежности крышек цилиндров транспортных дизелей по критерию долговечности / М.И. Раенко, В.А. Рыжов// Двигателестроение, 2012.- №1.- С7-17.
131. Орлов, П.И. Основы конструирования: В 2 кн./П.И. Орлов//М.: Машиностроение, 1988.- Кн. 1.- 560с.

132. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике / О.К. Зенкевич – М.: Мир, 1975. – 541 с.
133. Лукашин В.М. Двигатели внутреннего сгорания. Компьютерный практикум моделирования процессов в ДВС: Учебник для ВУЗов / В.М. Лукашин, М.Г. Шатров, Т.Ю Крическая; под ред. В.М. Лукашин, 3 том. – М. Высшая школа, 2005. – 414с.
134. Розин Л.А. Метод конечных элементов в применении к упругим системам / Л.А. Розин – М.: Стройиздат, 1977 – 129 с.
135. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд: Пер. с англ. Под. ред. Б.Е. Победри. – М.: Мир, 1979 – 382 с.
136. Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей / Н.Н. Шабров – Л.: Машиностроение, 1983. – 212 с.:ил.
137. Чайнов, Н.Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н.Д. Чайнов, В.Г. Заренбин, М.А. Иващенко//М.:Машиностроение,1977.- 152с.
138. Алешин Н.А. Температурное поле в головке форсированного дизеля / Н.А. Алешин, Ю.С. Козлов, Ю.И Фокин // Двигатели внутреннего сгорания.: Реф. сб. 4-78-19 М. – 1978
139. Горбань, А.М. Расчетное определение температурного поля крышки рабочего цилиндра ДВС / А.М. Горбань, В.А. Прядко // Сб. научн. труд. НКИ. Николаев, 1974.– Вып. 79.– С.14–30.
140. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя/ В.И.Анурьев: в 3-х Т, Т.1, изд-е 7 перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1992. – 816 с.
141. Арзамасов Б.Н. Конструкционные материалы: Справочник/Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др.; Гос. служба стандартных справочных данных- М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.:ил.
142. Розенблит, Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б. Розенблит // М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
143. Петриченко, М.Р. О расчете конвективного теплообмена в цилиндре четырехтактного двигателя / М.Р. Петриченко // В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Ярославль, 1976.- С. 24-32.

144. Баранов, Ю.Е. Исследование теплоотдачи в стенке внутрицилиндровой полости быстроходного дизеля форсированного наддувом / Ю.Е. Баранов // Автореферат канд. дисс. Ленинград, 1976.- 30с.
145. Родионов, В.А. Методика и некоторые результаты исследования теплопередачи к головке автодизеля с наддувом. / В.А. Родионов // Автореферат канд. дисс. Николаев, 1971.- 31с.
146. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе // Новосибирск: Наука, Сибирск. отдел.,1970.- 660с.
147. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче: Учебное пособие для ВУЗов / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел // М.: Энергия, 1980. – 288 с.
148. Кошкин В.К. Метод определения граничных условий для органов газораспределения ДВС с учетом их сопротивления теплопередачи и нестационарности истечения / В.К. Кошкин , А.М. Павличенко // Двигателестроение. – 1979. – №9 – С. 52 –56.
149. Резенблит Г.Б. Исследование контактного теплообмена между клапаном и седлом крышки цилиндров / Г.Б. Резенблит, Л.Г. Гулянский // Двигателестроение. – 1979. - № 9 – С. 89–93.
150. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов: Учеб. пособие для студ. высших учеб. заведений/ Н.М. Беляев// М.: Наука, 1976.- 680с.
151. Артемьев, Ю.Н. Основы надежности сельскохозяйственной техники: Лекции и расчетные упражнения/Ю.Н. Артемьев//М.: МИИСП, 1973.- 164с.
152. Статистические методы обработки эмпирических данных: Рекомендации ВНИИ по нормализации в машиностроении.- М.: Издательство стандартов, 1973.- 232с.
153. Шлыков, Ю.П. Контактное термическое сопротивление / Ю.П. Шлыков, Е.А. Ганин, С.Н. Царевский // М.: Энергия, 1977.- 328с.
154. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев // М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999.- С. 479—483.
155. ГОСТ Р 52857.6-2007: Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках.

156. Авторское свидетельство № 1792129 СССР, МКИЗ F02 F1/24 Головка цилиндров 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.
157. 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.
158. Эксплуатация и техническое обслуживание дорожных машин, автомобилей и тракторов: Учеб. для студ. учреждений сред. проф. образования/ С.Ф. Головин, В.М. Коншин, А.В. Рубайлов и др.; Под ред. Е.С. Локшина. – 2-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 464 с.
159. Крыскин Г.К. Опыт использования тракторов К-700 / Г.К. Крыскин, О.Н. Ботвинкин, Н.А. Венченков и др. – М.: Из-во «Колос», - 1969. – 240с.
160. Акулов, А.И. Технология и оборудование сварки плавлением и термической резки: Учебник для вузов / А.И. Акулов, В.П. Алехин, С.И. Ермаков и др. //2-е изд. — М.: Машиностроение, 2003. — 560 с.
161. Экономика ремонта сельскохозяйственной техники: Учеб пособие для высш. с.-х. заведений/ Ю.А. Конкин – М.: Из-во «Колос», 1983. -414 с., ил.
162. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники.: Методические указания / А.В. Шпилько, В.И. Драгайцев, Н.М. Морозов и др. // М.: РИЦ ГОСНИТИ, 1998. - Часть 1. - 331 с.
163. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники.: Нормативно-справочный материал / А.В. Шпилько, В.И. Драгайцев, Н.М. Морозов и др. // М.: РИЦ ГОСНИТИ, 1998. - Часть 2. - 331 с.
164. Чекмарев, В.В. Повышение усталостной прочности деталей двигателей внутреннего сгорания, работающих в условиях высокой температурной напря-

женности/ В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Научная жизнь, 2015. - № 3. - С. 25-38.

165. 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.

166. 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.

167. 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.

168. 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.

169. 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.

170. Чекмарев, В.В. Теоретические основы повышения долговечности головок и крышек цилиндров дизелей / В.В. Чекмарев, Г.Д. Межецкий // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. - 2005. - №2. - С. 55-57.

171. 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.

172. 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.
173. 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.
174. Чекмарев, В.В. Технология повышения усталостной прочности головок цилиндров ДВС / В.В. Чекмарев, // Научное обозрение. - 2011. - №5. - С. 338-346.
175. Чекмарев, В.В. Технология повышения усталостной прочности головок цилиндров ДВС / В.В. Чекмарев, // Научное обозрение. - 2011. - №5. - С. 338-346.
176. Чекмарев, В.В. Повышение долговечности деталей газораспределения авто-тракторных двигателей/ Г. Д. Межецкий, В. В. Чекмарев, Д.А. Никитин, А. А. Слепов //Научное обозрение.-2016.-№ 24.-С. 76-84.
177. 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.
178. 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.
179. 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.

Приложения

Составляющие расчетов экономической эффективности разработанных способов восстановления

Прямые затраты на восстановление одной головки цилиндров

$$I_{ПЗ} = I_{ЗП} + I_{ЗПД} + I_{ЗПСОЦ}$$

Заработная плата с учетом трудоемкости выполнения операций технологического процесса определяется по формуле:

$$I_{ЗП} = \sum T_P \cdot C_Ч$$

где T_P – трудоемкость работы затрачиваемых на восстановление одной головки блоков, ч;

$C_Ч$ – часовая тарифная ставка выполнения работ, руб/ч.

Трудоемкость и часовые тарифные ставки по каждой операции для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ представлена в таблице 1, для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов представлена в таблице 2. Дальнейший расчет проведем параллельно для двух разработанных технологий восстановления ГЦ:

для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ	для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов
$I_{ЗП} = 415,53 \text{руб} ,$	$I_{ЗП} = 72,19 \text{руб} .$
Дополнительная заработная плата: $I_{ЗПД} = K_D \cdot I_{ЗП} ,$ где K_D - коэффициент, учитывающий различные доплаты, $K_D = 0,1$.	
$I_{ЗПД} = 0,1 \cdot 415,53 = 41,55 \text{руб} ,$	$I_{ЗПД} = 0,1 \cdot 72,19 = 7,22 \text{руб} .$
Начисления на социальные нужды:	

$I_{зпсоц} = K_{сх} \cdot (I_{зп} + I_{згд}),$ где $K_{сх}$ - коэффициент отчисления на социальное страхование, $K_{сх} = 0,26$.	
$I_{зпсоц} = 0,3 \cdot (415,53 + 41,55) = 137,12$ руб,	$I_{зпсоц} = 0,3 \cdot (72,19 + 7,22) = 23,82$ руб.
$I_{пз} = 415,53 + 41,55 + 137,12 = 594,204$ руб.	$I_{пз} = 72,19 + 7,22 + 23,82 = 103,23$ руб.

Таблица 1

Расчет основной заработной платы при восстановлении головки цилиндров ЯМЗ-238НБ установкой вставных огневых днищ

№ п/п	Наименование операции	Трудо- емкость выпол- нения, ч	Разряд работ	Часовая тарифная ставка руб/ч	Заработная плата, руб
005	Токарная	0,48	5	77,9	37,39
010	Шлифовальная	0,055	6	88,9	4,89
015	Слесарная	0,027	2	56,5	1,53
020	Контрольная	0,15	4	69,1	10,37
025	Слесарная	0,033	2	56,5	1,86
030	Расточная	0,44	6	88,9	39,12
035	Слесарная	0,035	2	56,5	1,98
040	Сверлильная	0,074	4	69,1	5,11
045	Расточная	0,26	6	88,9	23,11
050	Слесарная	0,043	2	56,5	2,43
055	Слесарная	0,038	2	56,5	2,15
060	Токарная	0,11	5	77,9	8,57
Итого:		1,745			138,51

Примечание – для способа восстановления трещин заваркой с подогревом ГЦ себестоимость составляет

Расчет основной заработной платы при восстановлении головки цилиндров ЯМЗ-240Б установкой деконцентраторов

№ п/п	Наименование операции	Трудо-емкость выполнения, ч	Разряд работ	Часовая тарифная ставка руб/ч	Заработная плата, руб
005	Слесарная	0,1	2	56,5	5,65
010	Моечная	0,1	2	56,5	5,65
015	Термическая сушка	0,05	2	56,5	2,83
020	Дефектация	0,14	3	62,4	8,74
025	Фрезерная	0,5	5	77,9	38,95
030	Контроль	0,15	4	69,1	10,37
Итого:		1,04			72,19

Косвенные затраты на восстановление одной головки цилиндров

$H_p = A_o + P_{II} + Z_p.$ Амортизационные отчисления в год на оборудование из расчета на одну головку подсчитываются по формуле (таб. 2): $A_o = \frac{B_{об} \cdot n}{N},$ где $B_{об}$ – балансовая стоимость оборудования, руб; n – норма амортизационных отчислений, % ($n = 0,15$, для оборудования и $n = 0,047$ для зданий); N – годовая программа восстановления, шт.	
$N=2000 \text{ шт.}$	$N=2000 \text{ шт.}$
$A_{ооб} = \frac{1580000 \cdot 0,15}{2000} = 118,50 \text{ руб}$	$A_{ооб} = \frac{890000 \cdot 0,15}{2000} = 66,75 \text{ руб}$

Таблица 3

Расчет капитальных затрат при восстановлении головки цилиндров ЯМЗ-238НБ установкой вставных огневых днищ

№ п/п	Наименование оборудования	Количество, шт.	Стоимость единицы оборудования, руб.
1	Станок токарный	1	100000
2	Станок универсально-фрезерный	1	815000
	Станок плоско-шлифовальный	1	480000
3	Станок заточной	1	270 000
4	Конструкторская оснастка	1	15 000
5	Производственный корпус	100 м ²	200 000
	Итого		1780000

Таблица 4

Расчет капитальных затрат при восстановлении головки цилиндров ЯМЗ-240Б установкой деконцентраторов

№ п/п	Наименование оборудования	Количество, шт.	Стоимость единицы оборудования, руб.
1	Машина моечная ММЧ-1	1	50000
2	Станок универсальный фрезер- ный СФ 676	1	665 000
3	Заточной 3В642	1	270 000
4	Конструкторская оснастка	1	5 000
5	Производственный корпус	50 м ²	100 000
	Итого		990000
$A_{оз} = \frac{200000 \cdot 0,047}{2000} = 4,70 \text{ руб}$		$A_{оз} = \frac{100000 \cdot 0,047}{2000} = 2,35 \text{ руб}$	
Расходы на инструмент составляют:			

$$P_{II} = \frac{C_{II} \cdot n'}{N},$$

где C_{II} – стоимость инструмента, руб (выбирается в размере 15 % от балансовой стоимости оборудования);

n' – норма амортизационных отчислений на инструмент, % ($n' = 0,12$).

$$P_{II} = (267000 \cdot 0,12) / 2000 = 16,02 \text{ руб}$$

$$P_{II} = (148500 \cdot 0,12) / 2000 = 8,91 \text{ руб}$$

Затраты на эксплуатацию определяются из выражения:

$$З_P = R + Э,$$

где R – затраты на капитальный, текущий ремонты и техническое обслуживание, руб;

$Э$ – затраты на оплату электроэнергии, руб.

Затраты на ремонт составляют:

$$R = \frac{B_{OB} \cdot p \cdot \sum_{i=1}^n t_{um_i}}{\Phi_D \cdot K_3},$$

где p – норма отчислений на ремонт, % ($p = 0,12$);

t_{um_i} – штучное время на i -той операции, ч (табл. 1);

K_3 – коэффициент загрузки оборудования ($K_3 = 0,8$);

Φ_D – действительный годовой фонд времени работы оборудования, ч
($\Phi_D = 1782$ ч).

Согласно вышесказанному затраты на капитальный ремонт будут равны:

$$R = 232,08 \text{ руб},$$

$$R = 77,91 \text{ руб}.$$

Затраты на оплату электроэнергии определяются из соотношения:

$$P_{Э} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot t_{um_i},$$

где N_i – установленная мощность электродвигателя на i -той операции;

$P_{\text{э}} = 10,61 \text{ кВт} \cdot \text{ч} ,$	$P_{\text{э}} = 3,72 \text{ кВт} \cdot \text{ч} .$
Для ремонтного предприятия установлена тарифная ставка за 1 кВт электроэнергии в размере 4,54 руб, с учетом этого получим:	
$\text{Э} = 48,17 \text{ руб},$	$\text{Э} = 16,89 \text{ руб}.$
С учетом этого затраты на эксплуатацию составят:	
$З_{\text{р}} = 280,25 \text{ руб},$	$З_{\text{р}} = 94,80 \text{ руб}.$
Косвенные затраты будут равны:	
$H_{\text{р}} = 419,47 \text{ руб},$	$H_{\text{р}} = 172,81 \text{ руб}.$

Обоснование целесообразности восстановления головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б

$$K_{\text{р}} \leq K_{\text{э}};$$

$$K_{\text{э}} = \frac{C_{\text{н}} - C_{\text{ост}}}{T_{\text{н}}};$$

$$C_{\text{н}} = C_{\text{п}} \cdot K ,$$

где $C_{\text{п}}$ – стоимость по прейскуранту $C_{\text{п}} = 24401 \text{ руб} .;$

K - коэффициент учитывающий расходы на доставку и заготовку;

$$C_{\text{н}} = 24401 \cdot 1,1 = 26841 \text{ руб} .;$$

$$C_{\text{ост}} = 0,03 \cdot C_{\text{н}};$$

$$C_{\text{ост}} = 0,03 \cdot 26841 = 805,23 \text{ руб} .;$$

$$K_{\text{э}} = \frac{26841 - 805,23}{2500} = 10,41 \text{ руб} / \text{моточ} .;$$

$$K_{\text{р}} = \frac{C_{\text{ост1}} + C + E_{\text{н}} \cdot K_{\text{у}} - C_{\text{ост2}}}{T_{\text{р}}};$$

Для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде вставных огневых днищ:

$$K_p = \frac{18300 + 1013,67 + 0,15 \cdot \frac{1780000}{380} - 805,23}{6000} = 3,20 \text{ руб} / \text{моточ.}$$

Для технологии восстановления установкой компенсаторов напряжений в виде деконцентраторов:

$$K_p = \frac{18300 + 276,04 + 0,15 \cdot \frac{990000}{2000} - 805,23}{6000} = 2,97 \text{ руб} / \text{моточ.}$$

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2262610

ГОЛОВКА ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Патентообладатель(ли): **ФГОУ ВПО Саратовский
государственный аграрный университет им. Н.И.
Вавилова (RU)**

Автор(ы): **с.м. на обороте**

Заявка № **2003135826**

Приоритет изобретения **10 декабря 2003 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре
изобретений Российской Федерации **20 октября 2005 г.**

Срок действия патента истекает **10 декабря 2023 г.**

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной
собственности, патентам и товарным знакам



Б.И. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(19) **RU** (11) **2 262 610** (13) **C2**
(51) МПК⁷ **F 02 F 1/24**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2003135826/06, 10.12.2003

(24) Дата начала действия патента: 10.12.2003

(43) Дата публикации заявки: 20.05.2005

(45) Опубликовано: 20.10.2005 Бюл. № 29

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: SU 1820016 A1, 07.06.1993. SU 1321877
A1, 07.07.1987. SU 200952 A, 21.11.1967. FR
2736969 A1, 24.01.1997. DE 3728530 A1,
09.03.1983. GB 1244743 A, 02.09.1971.

Адрес для переписки:

410600, г.Саратов, ул. Советская, 60,
Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова, УНПЦ
"Волгоагротехника", патентная группа

(72) Автор(ы):

Межецкий Г.Д. (RU),
Чекмарев В.В. (RU),
Слепов А.А. (RU),
Захаров А.А. (RU)

(73) Патентообладатель(ли):

ФГОУ ВПО Саратовский государственный
аграрный университет им. Н.И. Вавилова (RU)

(54) ГОЛОВКА ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

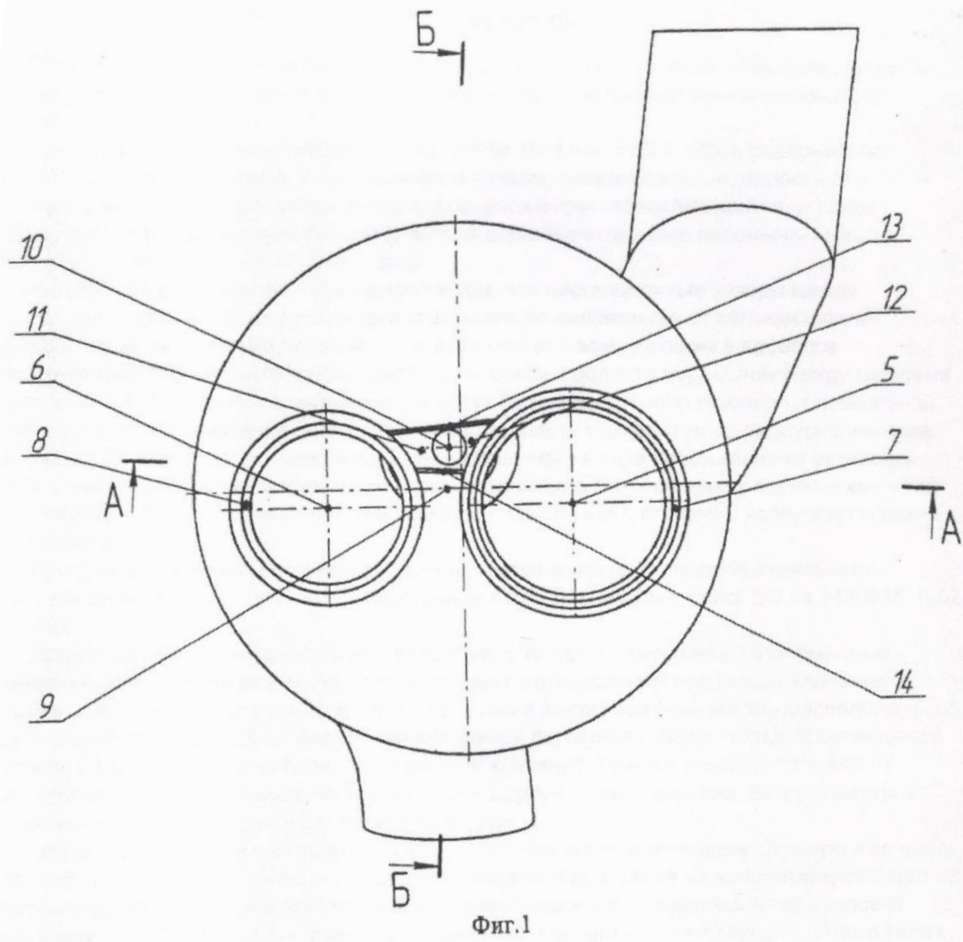
(57) Реферат:

Головка цилиндров дизельного двигателя
содержит корпус, впускное и выпускное отверстие с
гнездами клапанов и установленными в них
клапанами с перемычкой между ними,
форсуночный стакан для установки форсунки,
размещенный в корпусе, и термокомпенсационные
прорези, предназначенные для компенсации
деформаций при нагреве и охлаждении, имеющих
прямолинейную форму, выполненные напроход и
расположенные рядом с форсуночным отверстием
перпендикулярно огневому днищу, кроме того, в
сечении по нормали термокомпенсационные

прорези имеют вид прямоугольника, у которого
одна из меньших сторон, обращенная к форсунке,
закруглена. Глубина термокомпенсационных
прорезей не превышает глубины 3,5-5 мм, а их
ширина равна 1 мм. Использование изобретения
позволит снизить термоусталостные напряжения в
области перемычек на 50%, предотвратить
накопление остаточных напряжений, что
значительно продлит срок службы головки
цилиндров. Для реализации данного процесса не
требуется сложной технологической оснастки,
процесс не требует больших временных затрат. 6
ил.

RU 2 262 610 C2

RU 2 262 610 C2



RU 2262610 C2

RU 2262610 C2

RU 2 262 610 C2

Предлагаемое изобретение относится к области машиностроения и ремонта машин, а именно к конструкции головки дизельных двигателей с непосредственным впрыском топлива.

5 Известна головка цилиндров (авт. свид. SU № 1048148, F 02 F 1/24), содержащая корпус, в котором размещены газообменные каналы, гнезда клапанов, полости для охлаждающей жидкости и отверстия для форсунок и крепежных элементов, а также содержащая дистанционные зазоры (у автора разграничительные перемычки) между камерами сгорания соседних цилиндров.

Недостаток такой конструкции состоит в том, что дистанционные зазоры между 10 камерами сгорания могут снизить только монтажные напряжения от затяжки шпилек крепления. А термические напряжения и деформация, возникающие в процессе эксплуатации головки цилиндров, накапливающиеся в области перемычек между гнездами клапанов и форсуночным отверстием, не могут быть существенно снижены, т.к. основной причиной их возникновения является неравномерность температур по радиусу цилиндра. 15 Вместе с этим дистанционные зазоры не снижают монтажные напряжения от установки форсунки и форсуночного стакана, которые возникают в межклапанных перемычках и там же локализуются, из-за малого пятна контакта форсуночного стакана с корпусом головки цилиндров.

Прототипом предлагаемой конструкции является головка цилиндров дизельного 20 двигателя внутреннего сгорания с воздушным охлаждением (авт. свид. SU № 1820016, F 02 F 1/30).

Данная головка цилиндров содержит корпус, в котором размещены газообменные каналы с отверстиями для элементов крепления и отверстиями под гнезда клапанов, а также отверстия для форсунок. В этой конструкции дистанционные зазоры расположены со 25 стороны огневого днища в области межклапанной перемычки (область, располагающаяся между отверстиями под впускной и выпускной клапаны). Причем зазоры отделяют от периферии часть межклапанной перемычки и форсуночное отверстие. Зазоры имеют в сечении по нормали сложную F-образную форму.

Недостатком данной конструкции является то, что зазоры, имеющие сложную в сечении 30 по нормали форму, вызывают повышенные напряжения, а также их концентрацию в местах острых кромок, они технологически сложны в изготовлении. Внедряясь в тело головки цилиндров более чем на половину ее толщины, они ослабляют конструкцию. Отвод тепла по таким прорезам в принципе возможен, но малоэффективен.

Технической задачей данного изобретения является снижение возникающих в процессе 35 эксплуатации двигателя циклических термических напряжений в сумме с механическими монтажными напряжениями от установки форсунки и форсуночного стакана. Эти напряжения значительно ускоряют появление и рост термоусталостных трещин. Они наиболее выражены в зонах между отверстием под форсунку и клапанными гнездами.

Задача достигается в головке цилиндров дизельного двигателя, содержащей корпус, 40 впускное и выпускное отверстия с гнездами клапанов, установленными в них клапанами и перемычкой между ними, форсуночный стакан для установки форсунки, размещенный в корпусе, и дистанционные зазоры, выполненные в корпусе со стороны огневого днища и ограничивающие часть перемычки огневого днища с форсуночным отверстием от периферии огневого днища, где согласно изобретению дистанционные зазоры выполнены в 45 виде термокомпенсационных прорезей, обеспечивающих компенсацию деформаций при нагреве и охлаждении и имеющих прямолинейную форму, выполненных напроход и расположенных рядом с форсуночным отверстием перпендикулярно огневому днищу, кроме того, в сечении по нормали термокомпенсационные прорезы имеют вид прямоугольника, у которого одна из меньших сторон, обращенная к форсунке, закруглена, 50 глубина термокомпенсационных прорезей не превышает 3,5-5 мм, а их ширина равна 1 мм.

В отличие от прототипа в предлагаемой конструкции головки цилиндров термокомпенсационные прорезы выполнены в непосредственной близости от зоны, подверженной активному воздействию термических и механических напряжений.

RU 2 262 610 C2

Применение термокомпенсационных прорезей, расположенных именно таким образом, позволяет снизить суммарные напряжения, возникающие в области перемычек между отверстием под форсунку и клапанными отверстиями. Это достигается тем, что наиболее опасная область отделяется от периферии огневого днища термокомпенсационными прорезями и на ее напряженное состояние не накладывается (в значительной мере) влияние периферийных зон. Она свободно деформируется во всех направлениях, без каких-либо ограничений со стороны соседних элементов конструкции. Наряду с этим термокомпенсационные прорези выполнены перпендикулярно огневому днищу, кроме того, в плоскости огневого днища они прямолинейны, что позволяет избежать концентраций напряжений и дальнейшее их накопление, а также значительно упрощает технологический процесс изготовления. Термокомпенсационные прорези в сечении по нормали имеют вид прямоугольника, для дополнительного снижения концентраций напряжений кромки термокомпенсационных прорезей скругляют. Глубина термокомпенсационных прорезей не превышает глубины нерабочей фаски (формообразующей) гнезда клапана, не превышает 3,5-5 мм, что позволяет предотвратить ослабление посадочных мест под гнезда клапанов и предотвратить ослабление самой головки в целом. Их ширина равна 1 мм. Данный размер получен с учетом расчетно-аналитических данных и технологичности изготовления при условии получения наибольшего положительного эффекта.

Благодаря этому в новой головке цилиндров происходит снижение суммарных напряжений, возникающих в зонах перемычек между отверстием под форсунку и клапанными отверстиями, на 50%.

На фиг.1 изображен фрагмент головки цилиндров (отдельно взятого цилиндра) со стороны огневого днища.

На фиг.2 изображено сечение вдоль термокомпенсационной прорези.

На фиг.3 изображено сечение по нормали к термокомпенсационной прорези.

На фиг.4 изображено огневое днище в перспективе.

Головка цилиндров дизельного двигателя содержит корпус 1. В корпусе 1 имеется прилив 2 для установки форсуночного стакана 3 под форсунку (не показано). Со стороны огневого днища 4 головки цилиндров расположены клапанные отверстия 5 и 6 под впускной и выпускной клапаны, клапанные гнезда 7 и 8 соответственно, а также клапаны, установленные в седла (не показано). Пространство, ограниченное клапанными отверстиями, образует область межклапанной перемычки 9, в которой находится форсуночное отверстие 10. Область, ограниченная форсуночным отверстием 10 и отверстием под впускной клапан 5, является областью наиболее вероятного появления термоусталостных трещин - перемычка 11 (перемычка между форсуночным отверстием 10 и впускным отверстием 5). Наряду с упомянутой областью такой же нагрузке подвержена область между форсуночным отверстием 10 и отверстием под выпускной клапан 6 - перемычка 12 (перемычка между форсуночным отверстием 10 и выпускным отверстием 6). С целью снижения суммарных напряжений в этих областях выполнены термокомпенсационные прорези 13 и 14, которые расположены в области межклапанной перемычки 9. Термокомпенсационные прорези 13 и 14 выполнены перпендикулярно плоскости огневого днища 4, на глубину нерабочей фаски (формообразующей) гнезда клапана, не превышая 3,5-5 мм, что позволяет не ослаблять посадочные места под гнезда клапанов 7 и 8 и саму головку блока в целом. В сечении по нормали термокомпенсационные прорези 13 и 14 имеют вид прямоугольника, у которого одна из меньших сторон, обращенная к форсунке (форсуночному стакану 3), закруглена по радиусу 15. Это позволяет снизить концентрацию напряжений на кромках термокомпенсационных прорезей 13 и 14. Термокомпенсационные прорези выполнены прямолинейно, что значительно снижает трудоемкость и рабочее время при их изготовлении. Ширина термокомпенсационных прорезей составляет 1 мм. Данный размер получен с учетом расчетно-аналитических данных и технологичности изготовления.

Часть перемычек 11 и 12 с форсуночным отверстием 10 ограничена от периферии огневого днища 4 термокомпенсационной прорезью 13, выполненной под углом в 5° к

RU 2 262 610 C2

горизонту на расстоянии 6 мм от центра форсуночного отверстия.

Часть перемычек 11 и 12 с форсуночным отверстием 10 ограничена от периферии огневого днища 4 термокомпенсационной прорезью 14, выполненной под углом в -3° к горизонту на расстоянии 7 мм от центра форсуночного отверстия.

5 При работе двигателя происходит впрыск топлива форсункой (не показано) через форсуночное отверстие 10, подача воздуха через впускное клапанное отверстие 5. Процесс впрыска топлива и завихрения остается неизменным благодаря тому, что выступание носка форсунки относительно огневого днища 4 головки цилиндров остается неизменным.

Термокомпенсационные прорези 13 и 14 отсекают наиболее опасную область
10 (перемычки 11 и 12) от общей массы головки цилиндров, преобразуя ее в отдельный элемент огневого днища. Данный элемент прогревается более равномерно, с одинаковой скоростью за счет своих малых габаритов и также равномерно охлаждается, с одинаковой скоростью по всей своей площади. За счет термокомпенсационных прорезей 13 и 14 в рабочем цикле элемент (перемычки 11 и 12), образованный прорезями, расширяется от
15 воздействий термических факторов во всех направлениях и не испытывает никакого механического воздействия со стороны соседних зон. При открывании впускного клапана (не показан) воздух из впускного отверстия 6 наиболее интенсивно обдувает перемычки 11 и 12, что снижает температурное поле в опасной области. На фиг.5, 6 для наглядности представлены поля напряжений огневого днища в области межклапанной перемычки, где
20 напряжения выделены в интервалы и каждому интервалу соответствует свой цвет. На фиг.5 представлены поля напряжений огневого днища в области перемычек 11 и 12 стандартной головки цилиндров. На фиг.6 представлены поля напряжений огневого днища в области перемычек 11 и 12 предлагаемой головки цилиндров. Исходя из представленных данных видно, что перемычки 11 и 12 в предлагаемой головке мене нагружены по
25 сравнению со стандартной. По завершению рабочего цикла при остывании двигателя в перемычках 11 и 12 не возникает никаких растягивающих напряжений, т.к. в силу своих малых габаритов данный элемент, равномерно прогретый, также равномерно и остывает. Неравномерно прогретая периферия огневого днища 4, остывая, вызывает термические напряжения растяжения, но воздействие периферийных зон не сказывается на перемычках
30 11 и 12, т.к. за счет термокомпенсационных прорезей 13 и 14 у периферии имеется возможность термического расширения/сжатия. В результате мы имеем и ослабление напряженного поля на периферии. Кромки термокомпенсационных прорезей 13 и 14 скруглены по радиусу 15. Скругление кромок термокомпенсационных прорезей 13 и 14 по радиусу 15 позволяет избежать концентрации напряжений. Термокомпенсационные
35 прорези 13 и 14 выполняются прямолинейно, перпендикулярно огневому днищу 4, что предотвращает накопление напряжений и их концентрацию в опасной области. Глубина термокомпенсационных прорезей 13 и 14 определялась с учетом средней толщины огневого днища 4, глубины залегания гнезд клапанов 7 и 8, а также величины максимальной деформации по вертикали к плоскости огневого днища 4. Таким образом, в
40 результате анализа полученных результатов в межклапанной перемычке 9 по сечению термокомпенсационной прорези 13 или 14 с учетом ее глубины толщина огневого днища 4 составляет 11,5 мм. По всей площади огневого днища 4 его толщина колеблется от 10 до 12 мм. Термокомпенсационные прорези 13 и 14 не опускаются ниже уровня залегания гнезд клапанов 7 и 8, что не ослабляет и не разрушает посадочные места под гнезда клапанов 7
45 и 8.

Использование изобретения позволит снизить термические напряжения в области перемычек 11 и 12 на 50%, предотвратить накопление остаточных напряжений, что
50 значительно продлит срок службы головки цилиндров. Для реализации данного процесса не требуется сложной технологической оснастки, процесс не требует больших временных затрат.

Оптимизация конструкции проводилась на основе расчетов и анализа данных, полученных с помощью программы Ansys. Способ решения - метод конечных элементов, хорошо зарекомендовавший себя во многих областях научной деятельности. Для расчета

RU 2 262 610 C2

использовалась оптимизированная модель огневого днища, представляющая собой диск с отверстиями под седла клапанов (впускной и выпускной), а также отверстием под форсунку. В центральной части диска находится бобышка под форсуночный стакан, который также входит в предлагаемую модель. Подобное описание модели неоднократно
5 использовалось многими авторами и хорошо себя зарекомендовало. В нашем случае при расчете модель была усовершенствована, т.е. добавлены патрубки к впускному и выпускному клапану, соблюдены большая часть фасок и галтелей. В расчетной модели используется 3 объекта: форсуночный стакан, клапанное гнездо (впускной клапан),
10 огневое днище. Каждому из объектов соответствует свой материал со своими механическими и теплофизическими свойствами. Огневое днище изготовлено из чугуна СЧ 21-40, форсуночный стакан из латуни ЛС-59, клапанное гнездо из хромистого жаропрочного чугуна.

В результате расчетных работ был получен вариант расположения термокомпенсационных прорезей, позволяющий снизить температурные напряжения на
15 50%.

Формула изобретения

Головка цилиндров дизельного двигателя, содержащая корпус, впускное и выпускное отверстия с гнездами клапанов, установленными в них клапанами и перемышкой между
20 ними, форсуночный стакан для установки форсунки, размещенный в корпусе, и дистанционные зазоры, выполненные в корпусе со стороны огневого днища и ограничивающие часть перемышки огневого днища с форсуночным отверстием от периферии огневого днища, отличающаяся тем, что дистанционные зазоры выполнены в виде термокомпенсационных прорезей, обеспечивающих компенсацию деформаций при
25 нагреве и охлаждении и имеющих прямолинейную форму, выполненных напроход и расположенных рядом с форсуночным отверстием перпендикулярно огневому днищу, кроме того, в сечении по нормали термокомпенсационные прорези имеют вид прямоугольника, у которого одна из меньших сторон, обращенная к форсунке, закруглена, глубина термокомпенсационных прорезей не превышает 3,5-5 мм, а их ширина равна 1 мм.

30

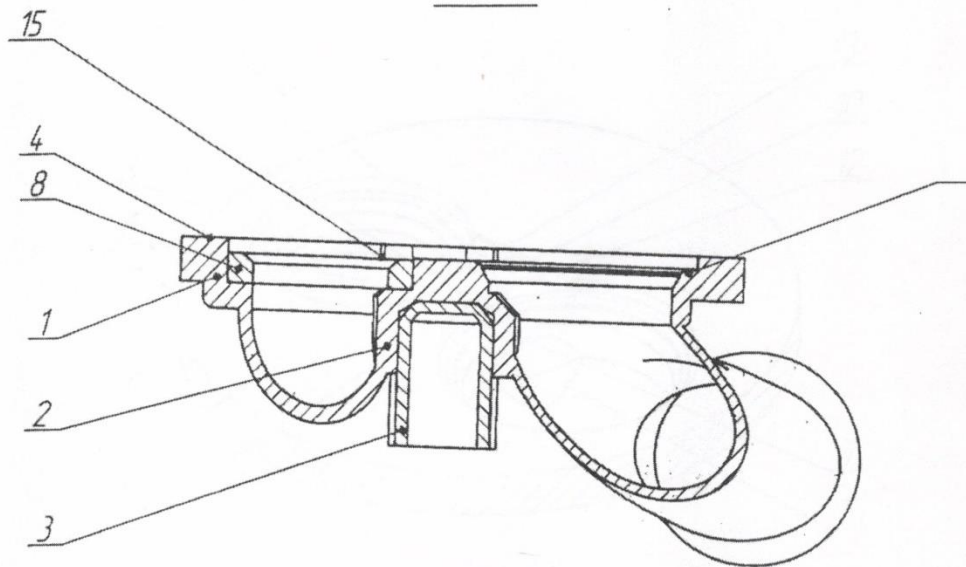
35

40

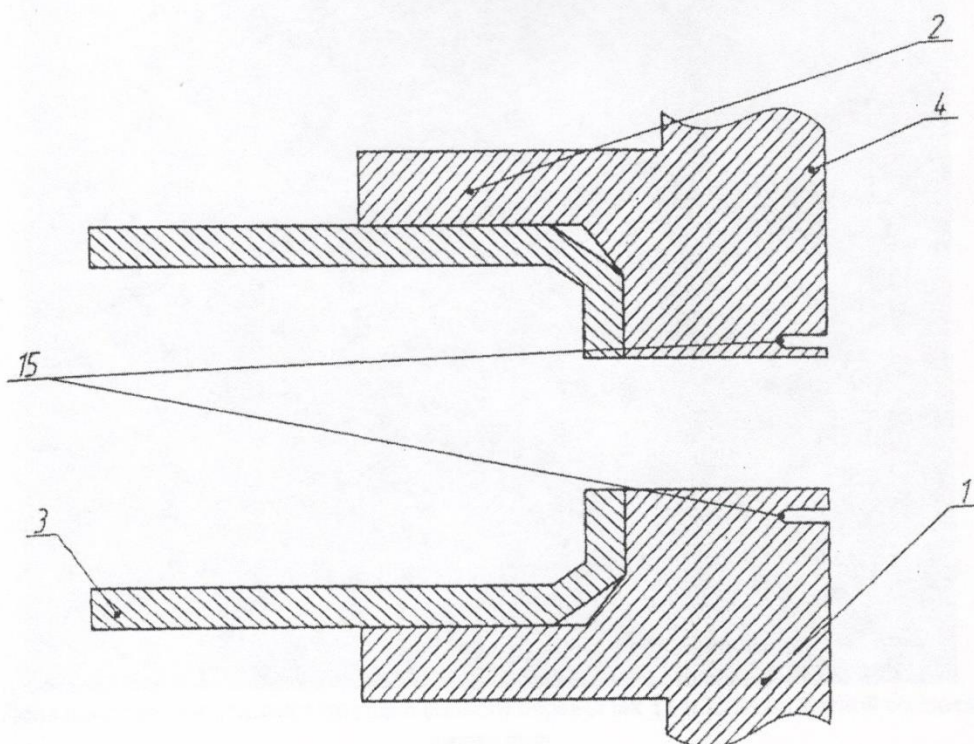
45

50

RU 2 262 610 C2

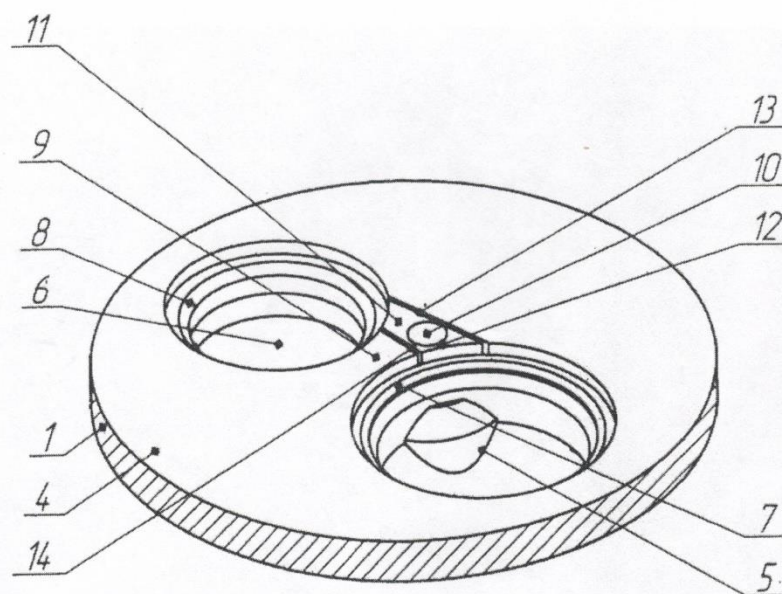
A-A

Фиг.2

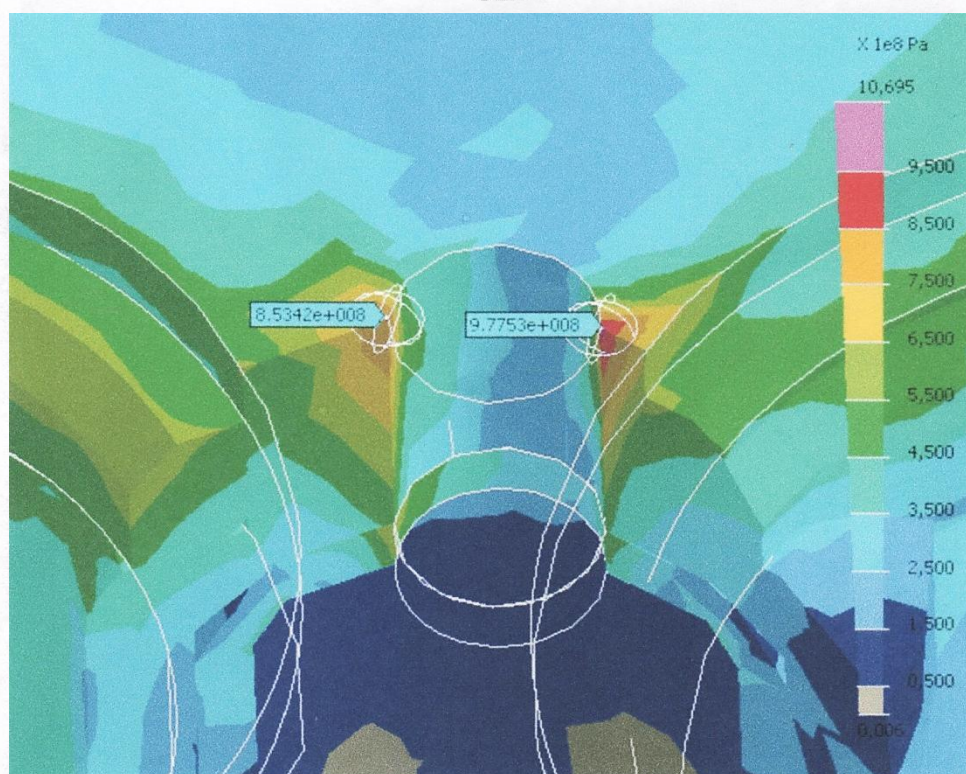
Б-Б

Фиг.3

RU 2 262 610 C2



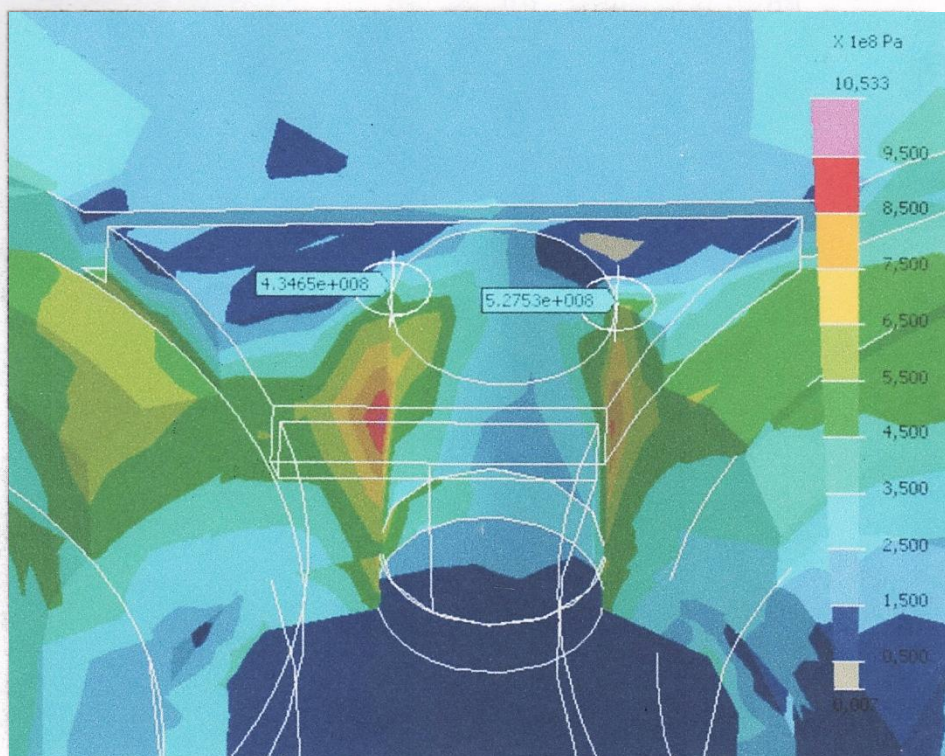
Фиг. 4



Поля напряжений огневого дна в области перемычек 11 и 12 стандартной головки цилиндров

Фиг. 5

RU 2 262 610 C2



Поля напряжений огневого дна в области перемычек 11 и 12 предлагаемой головки цилиндров

Фиг. 6



СОЮЗ СОВЕТСКИХ СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ РЕСПУБЛИК
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГОСУДАРСТВЕННОМ КОМИТЕТЕ СССР ПО НАУКЕ И ТЕХНИКЕ
(ГОСКОМИЗОБРЕТЕНИЙ)

АВТОРСКОЕ СВИДЕТЕЛЬСТВО
№ **1792129**

На основании полномочий, предоставленных Правительством СССР,
Госкомизобретений выдал настоящее авторское свидетельство
на изобретение:
"Головка цилиндров двигателя внутреннего сгорания"

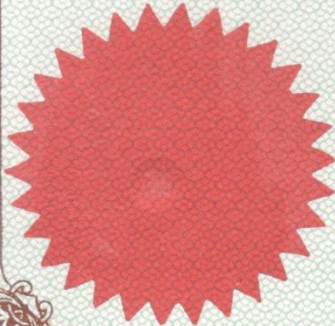
Автор (авторы): Межецкий Геннадий Дмитриевич и Чекмарев
Василий Васильевич

Заявитель: **САРАТОВСКИЙ ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО
ХОЗЯЙСТВА ИМ. М. И. КАЛИНИНА**

Заявка № **4766119** Приоритет изобретения **6 декабря 1989 г.**
Зарегистрировано в Государственном реестре
изобретений СССР

1 октября 1992 г.
Действие авторского свидетельства распро-
страняется на всю территорию Союза ССР.

Председатель Комитета *Расс*
Начальник отдела *Гусев*





СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

для служебного пользования экз. № 000055

(19) **SU** (11) **1792129 A1**

(51)5 F 02 F 1/24

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ
ВЕДОМСТВО СССР
(ГОСПАТЕНТ СССР)

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4766119/06

(22) 06.12.89

(71) Саратовский институт механизации

сельского хозяйства им. М.И. Калинина

(72) Г.Д. Межецкий и В.В. Чекмарев

(56) Патент ФРГ № 2514592,

кл. F 02 F 1/36, опублик. 1982.

Патент ФРГ № 2946887,

кл. F 02 F 1/34, опублик. 1982.

Заявка Великобритании № 2025518,

кл. F 02 F 1/24, опублик. 1980.

Заявка Японии 60-90956,

кл. F 02 F 1/24, опублик. 1985.

(54) ГОЛОВКА ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2

(57) Использование: конструирование головок цилиндров двигателей, позволяющих повысить термоусталостную прочность и ремонтопригодность. Сущность изобретения: между головкой цилиндров и вставным днищем, выполненным в форме диска, установлена пластина, а форсуночное отверстие армировано втулкой 5. При размерах вставного днища 3-0,6 0,65 и пластины 4-0,035...0,045 от толщины тепловоспринимающей стенки, втулки 5-0,1 0,15 от диаметра под форсунку, диаметре вставного днища 3-1,15...1,20 от диаметра цилиндра и теплопроводности пластины и втулки, в 6...10 раз превышающей теплопроводность головки цилиндров, достигается повышение термоусталостной прочности в 1,4...2 раза. 6 ил.

Изобретение относится к области машиностроения, а именно к конструкции дизельных двигателей с непосредственным впрыском топлива.

Из деталей, образующих рабочий объем цилиндра, наиболее неоднородное температурное поле имеет головка цилиндров. Объясняется это тем, что наибольшее количество теплоты отводится через огневое днище головки (40...60%), сложную конфигурацию имеют полости охлаждения, различное тепловое состояние у каналов газораспределения и др. Это является одной из основных причин возникновения наиболее распространенного дефекта головок цилиндров - термоусталостных трещин в центральной зоне (зоне межклапанных пе-

ремычек) на кромках отверстия под форсунку.

Отказы из-за трещин в головках цилиндров достигают 90%.

Интенсификация протекания рабочего процесса при форсировании ДВС приводит к значительному повышению температур и температурных перепадов в деталях цилиндро-поршневой группы и выдвигает на одно из первых мест среди проблем современного двигателестроения вопросы термоусталостной прочности головок цилиндров.

Известны различные конструкции, позволяющие предохранить головку цилиндров от воздействия высоких температур.

Одна из них представляет собой головку цилиндра с литой верхней частью и днищем с проемами для клапанов и топливной фор-

(19) **SU** (11) **1792129 A1**

сунки или предкамеры, расположенным между этой верхней частью и камерой сгорания и собранным из двух деталей. Днище имеет углубление в одной или обеих деталях, образующие полости для охлаждающей жидкости, а также несколько распределенных по окружности, в периферийной части, отверстий для подвода и, в центральной части, для отвода охлаждающей жидкости.

Эта конструкция позволяет интенсифицировать теплоотвод от тепловоспринимающей стенки огневого днища и снизить его температурный уровень. Надежно защищенной от тепловых воздействий оказывается литая верхняя часть головки. Однако наличие множества деталей и герметизирующих элементов в местах их сопряжений, а также различие в температуре нагрева и тепловом расширении этих деталей значительно усложняет задачу обеспечения герметизации полости охлаждения и снижает надежность конструкции.

Другое конструктивное решение заключается в том, что головка цилиндра защищена со стороны камеры сгорания с помощью вставного днища (данной плиты), расположенного в углублении, выполненном в тепловоспринимающей стенке головки. Со стороны головки цилиндра на вставном днище вокруг центральной резьбы расположен выступающий пояс, который входит в соответствующее углубление головки цилиндра. Вставное днище прижато к головке с помощью резьбовой детали (вставки предкамеры, форсуночного стакана и т.п.). В этой головке цилиндра отсутствует непосредственный контакт вставного днища с охлаждающей жидкостью, что снимает проблему герметизации сопряжений, присущую для предыдущей конструкции, однако возникает другая проблема, связанная с перегревом вставного днища из-за наличия зоны контакта его с головкой, повышающей сопротивление теплоотводу в систему охлаждения в особенности в центральной зоне. Это значительно снизит работоспособность вставного днища, а кроме того способно повысить и без того критический уровень температуры других деталей, ограничивающих камеру сгорания (гильза цилиндра, поршень).

В головке цилиндров этой конструкции вставное днище установлено посредством центральной бобышки, которая аксиально входит в резьбовое отверстие, выполненное в головке. Во вставном днище имеются отверстия для клапанов газораспределения, а также для свечи зажигания либо топливной форсунки.

Зона контакта вставного днища с головкой из-за повышенного теплового сопротивления ограничивает теплоотвод непосредственно в головку цилиндров и далее в систему охлаждения, что приводит к перегреву вставного днища и деталей топливной форсунки, контактирующих с ним.

На головку цилиндров оказывает положительное влияние, а для вставного днища является основной причиной снижения термостойкости и появления термоусталостных трещин. Отрицательное влияние перегрев оказывает на работоспособность форсунки, вызывая либо зависание иглы, либо закоксовывание отверстий распылителя. Кроме того обязательное наличие отверстия, аксиального с отверстием под форсунку (свечу зажигания или вставку предкамеры), в котором с помощью центральной резьбовой бобышки осуществляется закрепление вставного огневого днища, ограничивает применение данной конструкции в головках цилиндров с коаксиальным расположением отверстия под форсунку (головки цилиндров типа ЯМЗ-238, А-41, А-01 и др.).

Прототипом изобретения является конструкция головки цилиндра, в конструкции которой тепловоспринимающая поверхность головки изолирована от теплового воздействия с помощью керамической плиты, установленной в соответствующее углубление днища. Между стенкой головки цилиндра и керамической плитой имеется воздушный зазор, обеспечиваемый дополнительными герметизирующими прокладками.

Применение способов, ограничивающих теплоотвод в систему охлаждения через теплоотводящую стенку головки (теплозащитные покрытия и др.) неизбежно приводит к увеличению тепловых потоков через гильзу цилиндра и поршень. В конструкции головки цилиндра, принятой за прототип вставное керамическое днище функционально выполняет роль теплового барьера и вызывает снижение количества тепла, отводимого через головку цилиндра, вызывая при этом повышение температуры деталей ЦПГ, которые работают и без того в тяжелых условиях.

Цель изобретения – повышение термостойкости и ремонтпригодности головки цилиндров с коаксиальным расположением форсуночного отверстия.

Поставленная цель достигается тем, что в зоне контакта вставного огневого днища с головкой цилиндров устанавливается пластина из теплопроводного материала 0,035...0,045 толщины тепловоспринимающей стенки головки. При этом вставное дни-

ще выполняется в форме диска толщиной 0,60...0,65 толщины тепловоспринимающей стенки головки цилиндров, а его диаметр составляет 1,15...1,20 диаметра цилиндра. Со стороны форсуночного стакана в изготовленное отверстие устанавливается уплотнительная теплопроводная втулка с фланцем, толщина стенок которой 0,1...0,15 от диаметра отверстия под форсунку. Теплопроводность материала пластины и уплотнительной втулки в 6...10 раз больше теплопроводности материала головки цилиндров.

На фиг. 1 дано сечение головки цилиндров в месте установки стакана форсунки и седла выпускного клапана; на фиг. 2 – зависимость тепловой проводимости зоны контакта $1/R_{пл}$ пл. и безразмерного температурного коэффициента θ от толщины пластины $\delta_{пл}$ в зоне контакта; на фиг. 3 – зависимость термостойкости головки цилиндра со вставным днищем от толщины прокладки; на фиг. 4 – схема расположения датчиков температуры на огневом днище головки цилиндра; на фиг. 5 – температурные поля в межклапанных перемычках головки цилиндров дизеля ЯМЗ-238НБ при работе на номинальном режиме; на фиг. 6 – распределение вероятности появления трещин различной глубины в межклапанных перемычках головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и А-41.

Головка цилиндров 1 двигателя внутреннего сгорания с жидкостным охлаждением, непосредственным впрыском топлива и коаксиальным расположением отверстия под форсунку (двигатели типа ЯМЗ-238, А-41, А-01 и др.) содержит газообменные каналы, снабженные кольцевыми седлами 2 клапанов вставное огневое днище 3, выполненное в форме диска, в зоне контакт которого с головкой цилиндров 1 установлена пластина 4, выполненная из материала с теплопроводностью в 6...10 раз большей теплопроводности материала головки, и форсуночное отверстие армированное уплотнительной втулкой 5, поджимаемой через форсуночный стакан 6 гайкой 7. Фиксирование от смещения и выпадания вставного огневого днища 3 осуществляется за счет посадки его по торцевой поверхности 8 и поджатия через прокладку 9 выступающим буртом гильзы цилиндра 10. Кольцевые седла 2 клапанов устанавливаются после монтажа вставного огневого днища 3 и по высоте расположены частично в головке цилиндра 1 частично во вставном огневом днище 3. Это обеспечивает их на-

дежное закрепление и герметизацию сопряжения головки цилиндров – вставное днище – седло клапана.

Для повышения ресурса вставного огневого днища и перераспределения температурных полей с целью снижения температурных перепадов в центральной части головки цилиндров необходимо обеспечить наименьшее тепловое сопротивление зоны контакта вставного днища с головкой цилиндра и повысить скорость распространения тепла в контактной зоне в радиальном направлении.

Как показали исследования, для предлагаемой конструкции и условий теплообмена в зоне контакта вставного днища с головкой цилиндров, оптимальным решением можно считать установку пластины из материала с возможно большим коэффициентом теплопроводности и толщиной 0,035...0,045 от толщины тепловоспринимающей стенки головки.

Под толщиной тепловоспринимающей стенки понимается толщина стенки головки цилиндра (одна из стенок камеры сгорания), омываемая с одной стороны охлаждающей жидкостью с другой стороны продуктами сгорания топлива. Из машиностроительных материалов наиболее целесообразно применять медь и некоторые медные сплавы с коэффициентом теплопроводности в 6...10 раз превышающим коэффициент теплопроводности материала головки цилиндров. При таком сочетании толщин и теплопроводностей контактирующих материалов достигается наиболее рациональное соотношение между тепловой проводимостью пластины $1/R_{пл}$ и безразмерным температурным коэффициентом θ , характеризующим неравномерность температурного поля пластины.

Предварительная оптимизация по толщине пластины проводилась теоретически с использованием следующих зависимостей:

$$\frac{1}{R_{пл}} = \frac{\lambda_{пл} N}{3 \sigma_b \psi \delta_{пл}};$$

$$\psi = 0,915 \exp(-0,63 \frac{\delta_{пл}}{2a}) + 0,06 \exp[-0,1(\frac{\delta_{пл}}{2a} - 5)^2] + 0,085;$$

$$\theta = \frac{V}{V} = \frac{t - t_{cp}}{t_o - t_{cp}}$$

$$\theta = \exp(-Bi Fo)$$

$$Bi = \frac{\delta_{пл} \cdot \alpha}{2 \lambda_{пл}}$$

$$Fo = \frac{4 a \tau}{\delta_{пл}^2}$$

где λ – коэффициент теплопроводности пластины;

N – сила нормального давления;
 σ_B – предел прочности материала пластины;
 ψ – коэффициент стягивания линий теплового потока;
 $\delta_{пл}$ – толщина пластины;
 a – размер пятна контакта;
 τ – время;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 t_0 – температура пластины в момент времени $\tau = 0$;
 t – температура пластины в момент времени τ ;
 $t_{ср}$ – температура пластины при $\tau = \infty$;
 B_i – число БИО;
 Fo – число Фурье.

На фиг. 2 представлены графические зависимости тепловой проводимости и безразмерного температурного коэффициента от толщины пластины, полученные для соответствующих условий работы и соотношений геометрических размеров головки цилиндров, предлагаемой конструкции (для дизеля ЯМЗ-238НБ на номинальном режиме работы).

Из полученных зависимостей видно, что уменьшение толщины пластин менее 0,035 от толщины тепловоспринимающей стенки головки (0,4 мм) приводит к резкому увеличению неравномерности температурного поля пластины (θ уменьшается), иначе говоря, к ухудшению распространения тепла в радиальном направлении.

При увеличении же толщины пластины более 0,045 от толщины стенки головки (0,55 мм) падает тепловая проводимость зоны контакта, кроме того увеличение толщины пластины будет уменьшать либо толщину вставного днища либо толщину стенки головки цилиндров. В первом случае это снижает жесткость вставного днища, а во втором – может привести к нарушению герметичности полости охлаждения. Поэтому толщину пластины в зоне контакта целесообразно, по нашему мнению, рассматривать относительно толщины тепловоспринимающей стенки (в нашем случае $\delta_{ст} = 12$ мм) и оптимальной считать величину равную 0,035...0,045 от толщины тепловоспринимающей стенки головки цилиндров.

С целью установления влияния вставного днища из серого чугуна с прокладкой, а также оптимизации размеров прокладки нами были проведены лабораторные испытания на термостойкость головок цилиндров с прокладками различной толщины. В результате исследований по известной методике была построена графическая зависимость изменения термостойкости (количества цик-

лов нагрев-охлаждение до появления трещин) головки цилиндра со вставным днищем от толщины прокладки (см. фиг. 3).

На фиг. 3 N – количество термоциклов до появления трещины во вставном днище головки цилиндра, шт. δ – толщина прокладки (пластины) в отн. единицах.

При оптимизации размеров вставного днища, в первую очередь, рассматривались температурные поля в головке цилиндров и в особенности в перемычках форсуночным отверстием к гнездам клапанов газораспределения.

Распределение температур (см. фиг. 5) полученное расчетным методом для головки цилиндра дизеля ЯМЗ-238НБ, позволяет сделать вывод, что с приближением к тепловоспринимающей поверхности температурные градиенты по толщине днища существенно увеличиваются. Так у опорной поверхности прилива головки под форсуночный стакан 1 они составили $5 \cdot 10^{+3}$... $5,5 \cdot 10^{+3}$ °С/м на расстоянии 0,6...0,65 от толщины тепловоспринимающей стенки – $7 \cdot 10^{+3}$... $7,5 \cdot 10^{+3}$ °С/м, а непосредственно у тепловоспринимающей поверхности $9,5 \cdot 10^{+3}$... $10,5 \cdot 10^{+3}$ °С/м. При этом глубинные слои, имеющие меньшие градиенты температур и абсолютные ее значения, сдерживают расширение более нагретых поверхностных слоев, способствуя образованию термоусталостных трещин. Таким образом, чем дальше от тепловоспринимающей поверхности окажется зона разъема вставного днища с головкой цилиндров тем меньше температурные градиенты, а следовательно и температурные напряжения, будут возникать на поверхности головки.

При обосновании толщины вставного днища учитывалось, что т.к. конструкция разработана, в частности, как метод ремонта головок цилиндров с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках и перемычке между форсуночным отверстием и гнездами клапанов, то при выполнении места под вставное днище удаляется часть металла определенной глубины (соответствующей толщине вставного днища). Чем большую глубину будет иметь расточка под вставное днище, тем больший процент головок цилиндров можно восстановить предлагаемым методом. Так следует, что головки цилиндров с трещинами глубиной до 7,2...7,8 мм (0,6...0,65 от толщины тепловоспринимающей стенки) составляет до 90% от общего числа поступающих в капитальный ремонт. Дальнейшее увеличение глубины расточки (толщина днища) малоэффективно, т.к. кривые накопленной частности появления трещины выходят на линию насыщения

(см. фиг. 6). Кроме того дальнейшее увеличение глубины расточки может привести к нарушению герметичности полости охлаждения, что в данной конструкции недопустимо.

Из представленной зависимости видно, что увеличение толщины прокладки свыше 0,035...0,045 от толщины тепловоспринимающей стенки не целесообразно, т.к. не вызывает увеличения термостойкости вставного днища.

Поскольку техническое решение предназначено, в основном, как метод ремонта (восстановления) головок цилиндров с термоусталостными трещинами на огневом днище, то использование теплозащитных материалов для вставного днища (с низким коэффициентом теплопроводности) требует тепловой защиты остальных деталей, образующих камеру сгорания (гильза цилиндра и поршень). В предлагаемом нами решении тепловой поток через огневое днище изменяется незначительно т.к. материал вставного днища по коэффициенту теплопроводности близок к исходному, который имеет материал головки цилиндра. Доказательством этому могут служить результаты экспериментальных исследований температурного состояния головок цилиндров дизеля 84Н 13/14/ЯМЗ-238НБ/ с установленным днищем из серого чугуна и медной прокладкой (1 вариант исполнения), а также со вставным днищем из серого чугуна, но без прокладки (см. таблицу).

Расположение датчиков на огневом днище представлено на фиг. 4. Датчики №№ 2*, 3*, 4* и 5* установлены под втасным огневым днищем и прокладкой в головку цилиндра под датчиками с соответствующими номерами.

Анализируя результаты можно отметить уровень температур в наиболее опасных, с точки зрения термостойкости, точках 2, 3, 4 повысился на 25...35К (для I варианта исполнения) по сравнению с температурами в серийной головке цилиндров, что не сможет существенно повлиять на температуру остальных деталей ЦПГ: в головке цилиндров со вставным днищем и прокладкой из материала с высокой теплопроводностью снижается температура днища в точках 2, 3, 4 в среднем на 40...70 К и перепады температур на 15...25 К по сравнению с головкой цилиндра без прокладки.

В результате проведенных исследований и анализа температурных полей установлено, что оптимальной является толщина вставного днища, равная 0,60...0,65 от толщины тепловоспринимающей стенки головки цилиндров.

Для обеспечения надежной фиксации вставного днища, снижения теплового сопротивления зоны контакта за счет увеличения прижимающего усилия, а также предотвращения выпадания при эксплуатации, диаметр вставного днища должен быть больше диаметра выступающего бурта гильзы, составляющего (1,5...1,25) от диаметра цилиндра, и составлять 1,15...1,20 от диаметра цилиндра. В этом случае при установке головки цилиндров на блок, вставное днище надежно прижимается затяжкой силовых шпилек.

В наиболее перегретой – центральной зоне армирование форсуночного отверстия втулкой 5 (фиг. 1) позволяет блокировать термоусталостные трещины, достигающие опорной плоскости форсуночного стакана и защитить зону контакта вставного огневого днища с головкой цилиндров, выходящую на цилиндрическую поверхность отверстия, от проникновения в нее газов и продуктов сгорания топлива. Кроме того, теплопроводность материала втулки в 6...10 раз выше теплопроводности материала головки позволяет снизить температуры в центральной зоне т.к. увеличивается теплоотвод в осевом направлении через контактирующий со втулкой форсуночный стакан в систему охлаждения головки цилиндров.

В дополнение к представленным сообщениям по поводу соотношения размеров втулки, армирующей форсуночное отверстие, следует отметить, что в головках цилиндров рассматриваемой конструкции перемычки между гнездом впускного клапана и форсуночным отверстием не превышают величины (0,25...0,35)D, где D – диаметр отверстия под форсунку. Таким образом, величину стенки втулки можно допустить равной не более (0,1...0,15)D, что позволяет сохранить перемычку.

Таким образом ввод в конструкцию теплопроводных элементов: пластины в зоне контакта вставного днища с головкой толщиной 0,035...0,045 толщины стенки и втулки, армирующей форсуночное отверстие с толщиной стенки 0,1...0,15 мм от диаметра форсуночного отверстия выполненных из материала с теплопроводностью в 6...10 раз большей, чем теплопроводность головки позволил снизить температуры на поверхности вставного днища на 120...160°С с 450...500°С до 330...340°С.

Расчеты температурных полей на ЭВМ и термометрирование экспериментальных головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ, восстановленных предлагаемым способом показывают, что градиенты температур понизились до 0,9...2,2°С/мм против 3,2...6,4°С/мм

11

1792129

12

для варианта близкого к прототипу, принятого за базовый объект.

Все это позволило увеличить долговечность (надежность) головки цилиндров в 1,4...2 раза по сравнению с базовым объектом.

Предлагаемая конструкция головок цилиндров показала надежную работу при эксплуатационных испытаниях.

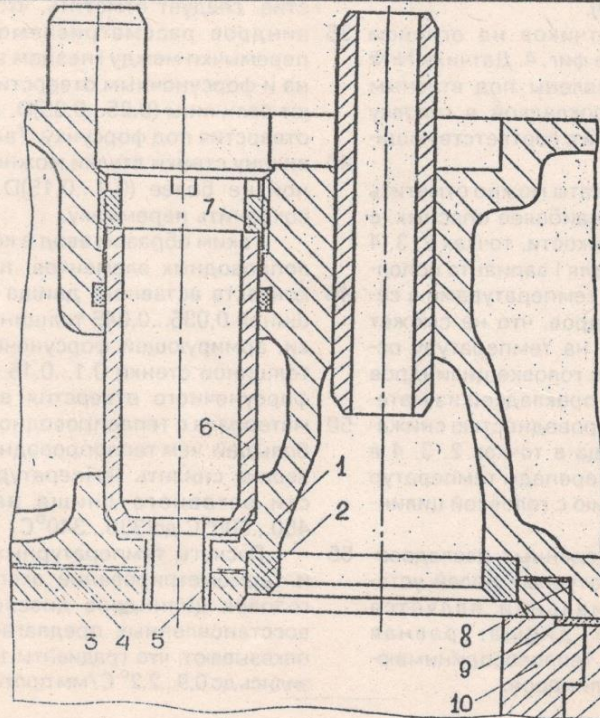
Экономическая эффективность при сравнении с базовым объектом составляет 15,1 рубля на одной головке цилиндров.

Формула изобретения

Головка цилиндров двигателя внутреннего сгорания, содержащая по меньшей мере два газообменных канала, центральное отверстие под установку топливной форсунки, топливоспринимающую стенку, защищенную керамической теплоизоляционной плитой, отличающаяся тем, что, с целью повышения термоусталостной прочности и ремонтпригодности, между головкой цилиндра и вставным днищем установлена пластина, а коаксиальное от-

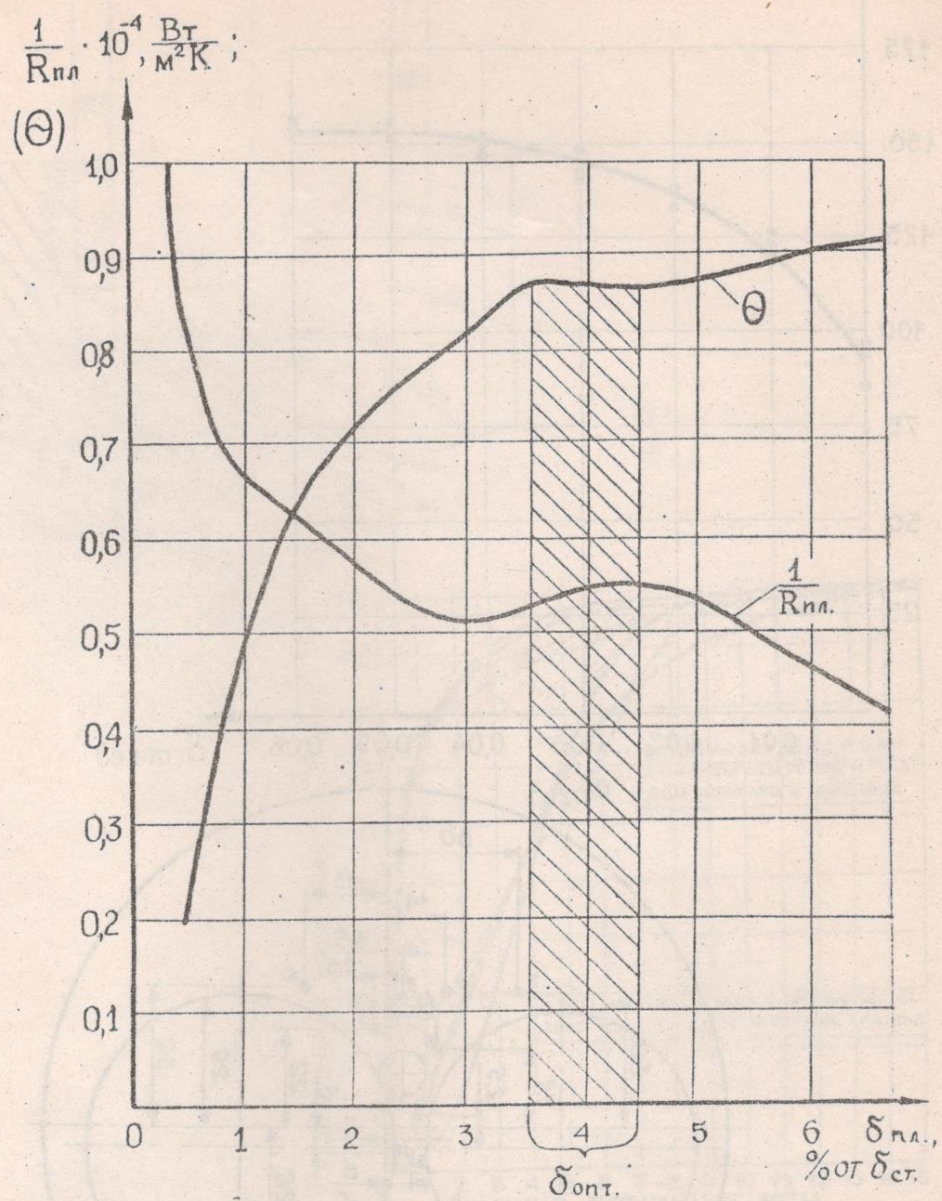
верстие под форсунку армировано ступенчатой втулкой, причем толщина пластины выбрана в пределах 0,035...0,045 от толщины тепловоспринимающей стенки головки, а толщина стенок втулки равна 0,1...0,15 от диаметра отверстия под форсунку, причем теплопроводность пластины и втулки в 6...10 раз превышает теплопроводность материала головки цилиндра и вставного днища, диаметр вставного днища равен 1,15...1,20 диаметра цилиндра, а его толщина составляет 0,60...0,65 от толщины тепловоспринимающей стенки головки цилиндра.

Вариант исполнения	Температура в датчике										
	1	2	2*	3	3*	4	4*	5	5*	6	7
1	546	603	491	656	545	650	513	610	503	570	592
2	613	673	536	697	562	705	543	683	513	628	650



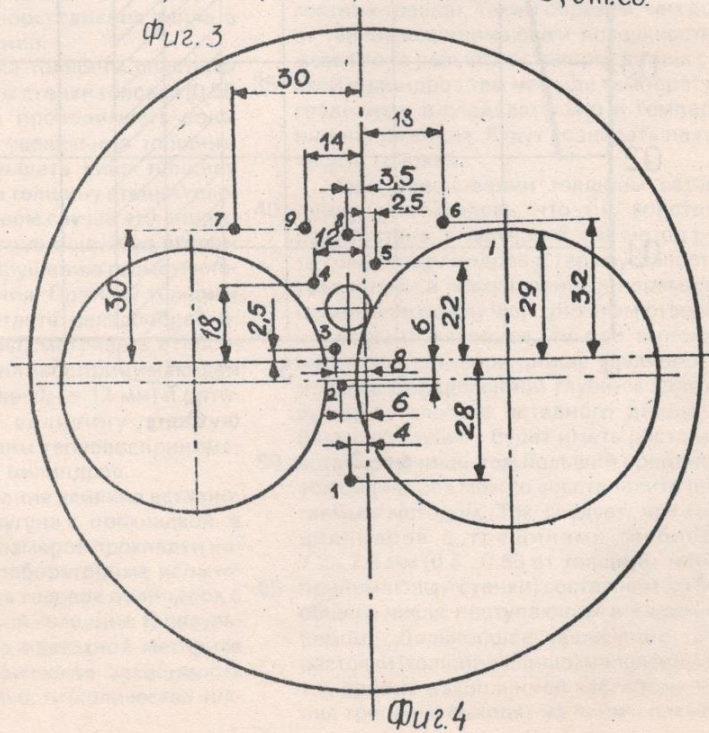
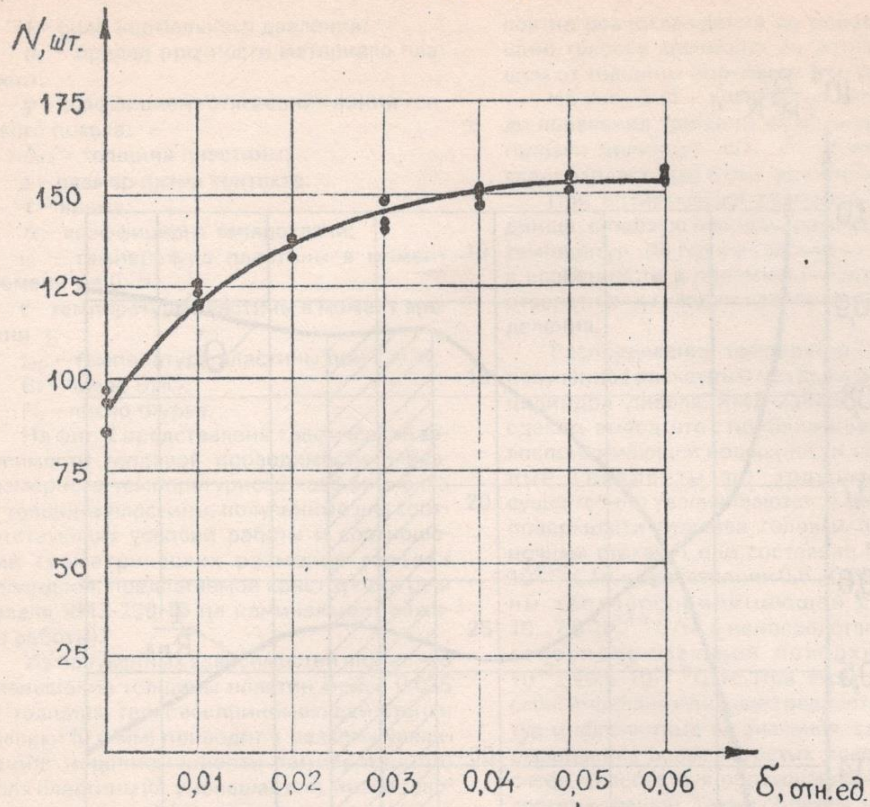
Фиг. 1

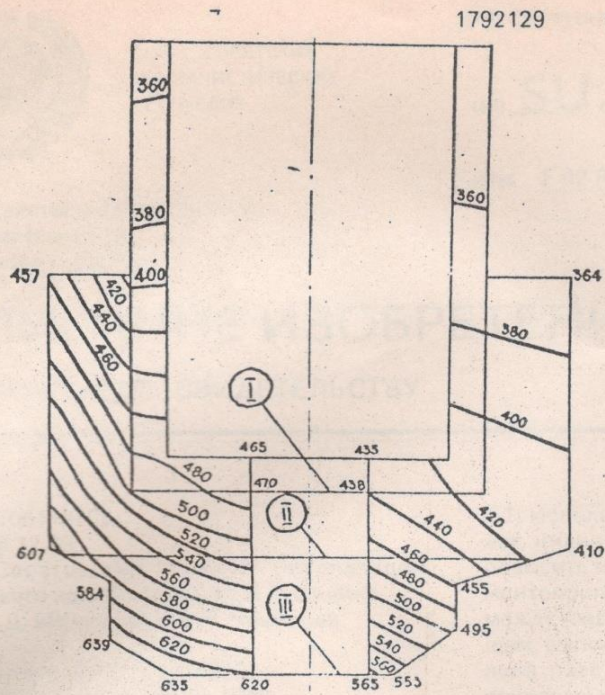
1792129



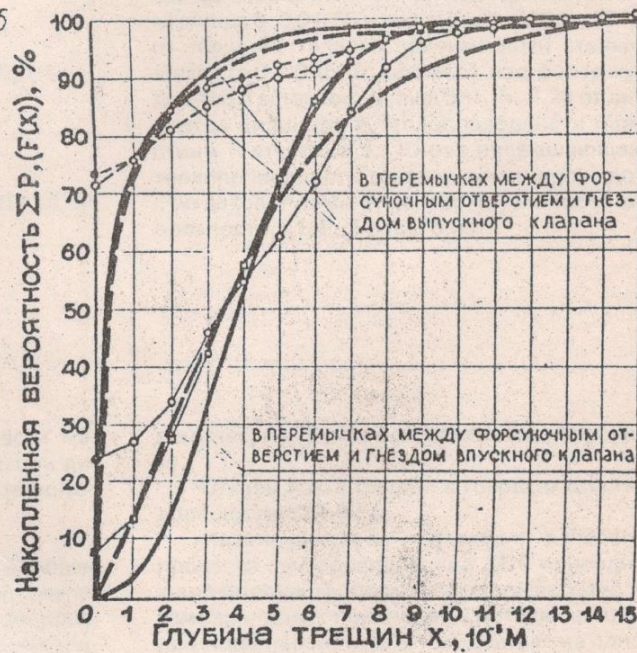
Фиг. 2

1792129





Фиг. 5



Фиг. 6

Редактор А.Горячева

Составитель Г.Межецкий
Техред М.Моргентал

Корректор С.Юско

Заказ 95/ДСП

Тираж

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., 4/5

Производственно-издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул.Гагарина, 101

192

192

Приложение № 4

к Инструкции о порядке выполнения
высшими учебными заведениями
научно-исследовательских работ по
хозяйственным договорам с заказчи-
ками

ПОДПИСАЮЩИЙ
ПОДПИСЬ М. П. ПОЛЯНИН В.К.

РУКОВОДИТЕЛЬ
ПРЕДПРИЯТИЯ (ОРГАНИЗАЦИИ)
ПОДПИСЬ М. П. АНУФРИЕВ Ф.А.

**ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ
ПРИЕМКИ-СДАЧИ НИР**

(индекс НИР)

Мы, нижеподписавшиеся, представитель заказчика Зам.председателя Куйбышевской
(указать должность, ф., и., о.,

Облсельхозтехника Мутилин В.К. с одной стороны, и представитель вуза-исполнителя
(подразделение)

руководитель темы К.Т.Н., доцент Межецкий Г.Д. другой, составили настоящий акт о
(должность, ф., и., о., кафедра)

том, что научно-исследовательская работа Восстановление головок цилиндров дизель-
ных двигателей с термоусталостными трещинами

выполнена в соответствии с заданием в полном объеме. В результате исследований разработан
Технологический процесс восстановления головок цилиндров диз. двигателей
(наименование разработки—конкретного

с термоусталостными трещинами.
практического результата научных исследований)

Научное значение работы Определены температурные поля на рабочей поверх-
(какие теоретические положения разработаны или уточнены)

ности головок цилиндров; отработана методика по определению глубины трещин
и характера их развития; обоснован технологический процесс восстановления
головок цилиндров.

ПЛАНИРУЕМОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ

Результаты НИР планируется использовать на ремонтных заводах
(наименование, предприятия или организации)

Вид и форма использования путем распространения технологического процесса
(указать конкретно содержание работ, которые

восстановления головок цилиндров на другие заводы
планируется выполнить с помощью разработок вуза)

от 19 86 — 19 г.

Целевая направленность исследования довести ресурс головок цилиндров после
восстановления до уровня новых

(охарактеризовать научно-техническую задачу, решаемую с помощью разработок вуза)

ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ

Форма планируемого внедрения Способы восстановления головки цилиндров двига-
телей ЯМЗ-238НБ, А-41, А-О1М

(название внедряемого объекта, в создании

которого используются результаты НИР)

Вид и объем внедрения разработанная технология восстановления головок
цилиндров будет применяться на рем.заводах при капитальном ремонте
двигателей названных марок.

(раскрыть конкретно рабочую функцию внедряемого

объекта, указать масштаб применения)

Где и когда планируется внедрение ремонтные заводы Куйбышевской области с 1986 г.

(название предприятия или организации

и сроки планируемого внедрения объекта)

По какому плану намечено внедрение Координационному плану ГОСНИТИ
(программа 02-02)

ОЖИДАЕМАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

База для сравнения разработанная технология сравнивается с технологией

(заменяемый вариант или принятые в качестве образца

заварки

(лучшие мировые, отраслевые или отечественные стандарты)

Организационно-технические преимущества разрабатываемого варианта не требуется изго-
товления специальных термосов для заварки головок цилиндров;

(ожидаемые функциональные, эксплуатационные и т. п. показатели, характеризующие

не нужны термические печи для снятия внутренних напряжений после заварки;

технический уровень внедряемого объекта и его преимущества по сравнению с базовым вариантом)

Увеличивается термостойкость головок цилиндров в 1,5-2 раза; улучшаются
санитарные нормы и техника безопасности при работе

Ожидаемые социально-экономические результаты

(расчетные показатели экономии материальных,

81554

трудовых и энергетических ресурсов, сокращения капиталовложений

или прямые, получаемые непосредственно от внедрения социальные и

социально-политические преимущества)

Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения 81554

(общая сумма цифрами и прописью

восемьдесят одна тысяча пятьсот пятьдесят четыре рубля

и сумма, отражающая долевое участие вуза)

Приложение расчет экономической эффективности

Руководитель работы

МЕЖЕЦКИЙ Г.Д.

ВИЗЫ:

Представитель заказчика

МУТИЛИН В.К.

ВИЗЫ:

194

" УТВЕРЖДЕНИЕ "

Зам. председателя Куйбышевского
областного производственного
объединения по производственно-
техническому обеспечению сельского
хозяйства

В.К. МУТИЛИН
" 27 " 12 1985 г.

РАСЧЕТ

экономического эффекта при восстановлении головок
цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, А-41 и А-01М способом
установки вставных огневых днищ

При создании и внедрении новых технологических процессов
восстановления деталей взамен существующих процессов годовой
экономический эффект (для деталей со сроком службы более од-
ного года) в соответствии с методикой, изложенной в /1/, опреде-
ляется по формуле:

$$\mathcal{E} = \left[(C_1 + E_n K_1) \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} - (C_2 + E_n K_2) \right] A_2,$$

где: C_1 и C_2 - себестоимость восстановления детали на ремонтно-
технологическом оборудовании, соответственно по
базовому и новому вариантам, руб.

K_1 и K_2 - удельные капитальные вложения на приобретение и
установку ремонтно-технологического оборудования
по базовому и новому вариантам, руб.

P_1 и P_2 - величины, обратные срокам службы деталей, восста-
новленных по базовому и новому вариантам.

E_H - нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, равный 0,15.

A_2 - годовая программа восстанавливаемых деталей по новому варианту в расчетном году, шт.

В качестве базового принят технологический процесс восстановления головок с термоусталостными трещинами путем заварки, позволяющий восстанавливать головки цилиндров с трещинами как в сторону гнезда впускного, так и в сторону гнезда выпускного клапана в то время как стягивание трещин фигурными вставками возможно осуществить лишь в перемычке между форсуночным отверстием и гнездом выпускного клапана. Предлагаемый способ восстановления позволяет восстанавливать головки цилиндров с трещинами на огневом днище в любом месте.

Себестоимость процесса восстановления (C) складывается из прямой заработной платы и накладных расходов. Прямая заработная плата при заварке трещин в головках цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ на Пугачевском ремонтном заводе Саратовской обл. (техпроцесс 6378.01102.00005-5) составляет 10,56 руб.

Накладные расходы на этом предприятии составили 333,7% суммы прямой заработной платы.

Таким образом:

$$C_1 = 10,56 + 35,30 = 45,86 \text{ руб.}$$

В случае восстановления головок способом установки сменных огневых днищ (сумма прямой заработной платы подсчитана исходя из техпроцесса) себестоимость составила:

$$C_2 = 4,95 + 16,52 = 21,47 \text{ руб.}$$

Площадь участка для восстановления головок по новой технологии составляет

$$S_2 = 10 \text{ м}^2$$

Производственная площадь участка восстановления головок

способом заварки трещин составляет (за счет наличия специального термостата в котором производится заварка и нагревательной электропечи для последующего отжига головок).

$$S_1 = 15 \text{ м}^2$$

Стоимость 1 м² (ц) производственных площадей ремонтных заводов "Сельхозтехники" составляет 155 рублей /2/. Замерами на оборудовании участков восстановления головок цилиндров (капиталовложения) составляют соответственно

$$З_1 = S_1 \text{ ц} = 15 \cdot 155 = 2325 \text{ руб.}$$

$$З_2 = S_2 \text{ ц} = 10 \cdot 155 = 1550 \text{ руб.}$$

Удельные капиталовложения на оборудование участков восстановления головок по базовому и новому способу (К) — есть затраты на оборудование участков, отнесенные к годовой программе восстановления деталей (А), восстанавливаемых на данном участке, т.е.

$$K = \frac{З}{А}$$

Согласно определению, величина Р является величиной обратной сроку службы деталей и определяется по формуле

$$P = \frac{1}{T},$$

где Т — срок службы деталей, лет.

Как показали предварительные испытания ресурс головок цилиндров восстановленных предлагаемым способом составляет 2500–3000 часов, т.е. соответствует ресурсу до капитального ремонта серийных головок. В то время как способ заварки трещин (из-за наличия остаточных сварочных напряжений, а также повышения хрупкости в переходной зоне) понижает ресурс до 35% от уровня серийной головки цилиндров — 2100 часов.

При годовой наработке двигателя 2000–2500 часов срок служ-

бы восстановленных головок соответственно составит $T_I = 1,05$,

$T_2 = 1,5$.

$$\text{Тогда } P_I = \frac{I}{T_I} = \frac{I}{1,05} = 0,952$$

$$P_2 = \frac{I}{T_2} = \frac{I}{1,5} = 0,666$$

Проведенные исследования ремфонда показали, что в среднем 25% головок цилиндров имеют термоусталостные трещины сквозные или заходящую на рабочую фаску гнезда впускного клапана (нарушающие герметичность сопряжения, а в дальнейшем прогар в этом месте). Сюда же входят днища разбитые оборвавшимся клапаном, которые также можно восстановить предлагаемым способом.

Годовая программа ремонта двигателей ЯМЗ-238НБ, А-41 и А-01М на предприятиях Куйбышевской области составляет (см. письмо Куйбышевской облсельхозтехники №03/77 от 03.83):

1. Сергиевский РМЗ А-41 - 2750 шт.
2. Кротовское спец.отделение "Сельхозтехника";
А-01М - 1500 шт.
3. Б-Глушицкая райсельхозтехника
ЯМЗ-238НБ - 300 шт.
4. Екатериновское спецотделение "Сельхозтехника"
ЯМЗ-238НБ - 800 шт.

Учитывая, что на деталях ЯМЗ-238НБ и А-01М устанавливаются по две головки, а также те, что в восстановлении предлагаемым способом нуждается четверть головок, снятых с ремонтируемых двигателей, получили, что в год необходимо восстановить:

$$A_2 = \frac{(2250 + 500 + 3000 + 600 + 1600)}{4} = 1987 \text{ шт.}$$

I98

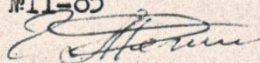
Годовой экономический эффект от внедрения разработанного способа восстановления головок цилиндров двигателей ЯМЗ-238НБ, А-41 и А-01М на ремонтных предприятиях Куйбышевской облсельхозтехники, подсчитанный по формуле, составит:

$$Э = \left[\left(45,86 + \frac{0,15 \cdot 2325}{1987} \right) \frac{0,952 + 0,15}{0,666 + 0,15} (21,47 + \frac{0,15 \cdot 1550}{1987}) \right]$$

I987 = 81554 руб.

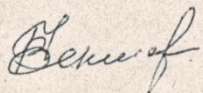
Руководитель темы №11-85

к.т.н., доцент



МЕШЕЦКИЙ Г.Д.

Мл.научн. сотрудник



ЧЕРКАПОВ В.В.

"УТВЕРЖДАЮ"

Главный инженер Сергиевского
ремонтно-механического завода
Межхозяйственного объединения
ремонтных предприятий Кузбасского
Агросоюза

Н. И. Шишов

16 "сентября" 1987 год

А К Т

Комиссия в составе председателя главного технолога завода КОЛЕСНИКОВОЙ Л.П. и членов комиссии: начальника моторного цеха ШИШОВОЙ Е.И., начальника отдела технического контроля КАРЯГИНА В.И. и старшего научного сотрудника кафедры "Технологии машиностроения" Саратовского института механизации сельского хозяйства имени Н.И. Калинина ЧЕКМАРЕВА В.В. удостоверяет, что партия головок цилиндров с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках, восстановленных постановкой тепловоспринимающих вставных днищ и уплотнительных теплопроводных втулок находится в эксплуатации 17 месяцев, что соответствует средней наработке 3000...3500 часов.

Рекламаций и замечаний по состоянию двигателей с экспериментальными головками цилиндров не поступало.

Председатель комиссии
Члены комиссии

Л.П. Колесникова
Е.И. Шишова
В.И. Карягин
В.В. Чекмарев

Колесникова Л.П.
Шишова Е.И.
Карягин В.И.
Чекмарев В.В.

ДОГОВОР

на создание (передачу) научно-технической
продукции

г. Саратов 7 декабря 19 88 г.

Институт механизации сельского хозяйства им.М.И.Калинина
(наименование объединения, организации, предприятия)

именуемое в дальнейшем исполнитель, в лице проректора по научной работе
(должность)

Полянина Владимира Кузьмича

(фамилия, имя, отчество)

действующего на основании устава предприятия

с одной стороны и Ярославского Моторного завода

(наименование объединения, организации,

г. Ярославль

предприятия)

в лице гл.инженера Гламаздина И.А.

(должность, фамилия, имя, отчество)

действующего на основании устава предприятия с другой

стороны заключили настоящий договор о нижеследующем:

I. ПРЕДМЕТ ДОГОВОРА

I.1. Заказчик поручает (принимает), а исполнитель принимает на
себя (передает) Обоснование максимально-допустимой глубины трещин
и разработка метода восстановления головок цилиндров двигателя ЯМЗ-238Б
(наименование научно-технической продукции)

I.2. Научные, технические, экономические и другие требования к
научно-технической продукции, являющейся предметом договора
Исполнитель проводит работу по динамике роста трещин в головках
цилиндров и математическую обработку результатов исследования
(содержание требований или наименование, номер, дата документа,

в котором они отражены)

I.3. Срок сдачи работ по договору 31 декабря 19 89 г.

1.4. Содержание и сроки выполнения основных этапов, определяются календарным планом, составляющим неотъемлемую часть настоящего договора.

1.5. Приемка и оценка научно-технической продукции осуществляется в соответствии с требованиями технического задания или иного документа на проведение работы технического задания
(наименование, №, число, месяц,

год утверждения)
от 25.02. 1988 г. № _____, являющегося частью договора.

1.6. Использование научно-технической продукции осуществляется заказчиком на ремонтных предприятиях Госагропрома СССР
(указать предприятие, организацию)
путем изменения норм расхода запасных частей и внедрения технологии ремонта головок цилиндров
(указать каким образом, когда будет использована научно-техническая продукция - освоение серийного выпуска, применение в качестве средства труда и т.п.)

2. СТОИМОСТЬ РАБОТ И ПОРЯДОК РАСЧЕТОВ

2.1. За выполненную научно-техническую продукцию согласно настоящему договору заказчик перечисляет исполнителю в соответствии с протоколом о договорной цене двенадцать тыс. руб.
(сумма прописью)

2.2. Оплата производится (единовременно за законченную работу,
I этап - 7000 руб. 2-й этап - 5000 руб.
на основании других принципов согласно договоренности заказчика и исполнителя)

2.3. Счета исполнителя оплачиваются заказчиком в установленном порядке.

2.4. Не позднее месячного срока со дня подписания договора заказчик обязан перечислить аванс 25% (т.е. 3000 руб) от сметной стоимости работ

3. ПОРЯДОК СДАЧИ И ПРИЕМКИ РАБОТ

3.1. Перечень научной, технической и другой документации, подлежащей оформлению и сдаче исполнителем заказчику на отдельных этапах выполнения и по окончании договора, порядок проведения приемочных испытаний опытных образцов (партий) новой техники, изготавливаемых в соответствии с договором, определен техническим заданием
(наименование документа)

от 28.02.1988 г.
(число, месяц, год)
№ _____, являющегося частью договора.

3.2. Передача оформленной в установленном порядке документации по отдельным этапам договора осуществляется сопроводительными документами исполнителя.

3.3. При завершении работ исполнитель представляет заказчику акт сдачи-приемки научно-технической продукции с приложением к нему: комплекта научной, технической и другой документации, предусмотренной техническим заданием и условиями договора;

протокола комиссии по приемке опытных образцов (партий) новой техники, изготовленных по договору^{х)};

копии протокола научно-технического совета исполнителя с заключением о соответствии выполненной работы техническому заданию (или иному документу) на её проведение _____
(наименование,

число, месяц и год утверждения)

3.4. ^{х)} Заказчик обязан в срок до _____

(число, месяц, год)

утвердить и сообщить исполнителю состав комиссии по проведению приемочных испытаний опытных образцов, изготовленных в соответствии с планом работ по договору.

3.5. ^{х)} Исполнитель обязан в срок до 20 декабря 1989 г.

(число, месяц, год)

уведомить заказчика о готовности изготовленных образцов к проведению приемочных испытаний (рассмотрения результатов законченной научно-исследовательской работы научно-техническим советом).

3.6. Заказчик в течение 10 дней со дня получения акта сдачи-приемки работ и отчетных документов, указанных в п.3.3 настоящего договора, обязан направить исполнителю подписанный акт сдачи-приемки научно-технической продукции или мотивированный отказ от приемки работ.

3.7. В случае мотивированного отказа заказчика сторонами составляется двухсторонний акт с перечнем необходимых доработок, сроков их выполнения.

3.8. В случае досрочного выполнения работ заказчик вправе досрочно принять и оплатить работы по договорной цене.

^{х)} Для договоров, выполнение которых предусматривает приемочные испытания опытных образцов (партий) новой техники.

3.9. При сокращении сроков выполнения работ, улучшения технико-экономических параметров разработки, повышения экспортных возможностей заказчика от внедрения работы, за проведение исполнителем вариантных исследований, экспериментов и работ по дизайну с целью удовлетворения специальных требований устанавливается доплата к договорной цене в размере _____.

(сумма прописью)

3.10. Если в процессе выполнения работы выясняется неизбежность получения отрицательного результата или нецелесообразность дальнейшего проведения работы, исполнитель обязан приостановить её, поставив об этом в известность заказчика в _____-дневный срок после приостановления работы.

В этом случае стороны обязаны в _____-дневный срок рассмотреть вопрос о целесообразности и направлениях продолжения работ.

4. ОТВЕТСТВЕННОСТЬ СТОРОН

4.1. За невыполнение или ненадлежащее выполнение обязательств по настоящему договору исполнитель и заказчик несут имущественную ответственность в соответствии с действующим законодательством.

4.2. Дополнительные, не установленные законодательством санкции за неисполнение или ненадлежащее исполнение обязательств.

5. ПРОЧИЕ УСЛОВИЯ

5.1. Условия соблюдения прав сторон на создаваемую (передаваемую) научно-техническую продукцию.

Исполнитель совместно с заводом обосновывает процент расхода запасных частей (головок цилиндров). По окончании работ исполнитель передает заводу прибор ЭИД-4.

5.2. Другие условия по усмотрению сторон.

1. Заказчик отчисляет 30% экономической эффективности от внедрения работы в производство в адрес института.

2. Исполнитель имеет право на командировки в различные пункты СССР

6. СРОК ДЕЙСТВИЯ ДОГОВОРА И ТРИДВАДЦАТЬ АДРЕСА СТОРОН

6.1. Срок действия договора начало
окончание"1 января
"31 декабря1989 г.
19 89 г.6.2. Адреса и расчетные счета сторон исполнителя
г.Саратов, Советская, 60 СИМСХ им. М.И.Калининасчет № 000140730 в Октябрьском отделении ПСБанка г.Саратова
(почтовый и телеграфный индекс и адрес исполнителя и банка)

(счет)

заказчика Ярославский моторный завод , 15004
г.Ярославль, пр.Октября, 75 счет № 267102 в Дзержинском отделении
(почтовый и телеграфный индекс и адрес заказчика и банка)
промстройбанка г.Ярославля

(счет)

6.3. К настоящему договору прилагается:

1. Техническое задание2. Календарный план3. Протокол соглашения о договорной цене

Заказчик

М.П.



" УТВЕРЖДАЮ "



Главный инженер Ярославского
моторного завода

Гламаздин Л.А.

1988 г.

" УТВЕРЖДАЮ "



Преподователь по машинной работе

Колянин В.К.

1988 г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Саратовскому институту механизации сельского хозяйства имени М.И. Калинина на выполнение хозяйственной научно-исследовательской работы "Обоснование максимально допустимой глубины трещин в головках цилиндров ЯМЗ-238НБ и разработка методов их восстановления".

Работа рассчитана на выполнение в течение 2-х лет. В первый год необходимо:

1. Провести анализ дефектов головок цилиндров дизельного двигателя ЯМЗ-238НБ в условиях Пугачевского ремонтного завода Саратовского Облагропрома.
2. Сделать анализ трещин в головках цилиндров по глубине и провести математическую обработку результатов исследований.

Во второй год:

1. Провести анализ динамики роста трещин в головках цилиндров ЯМЗ-238НБ между капитальными ремонтами двигателя и сделать математическую обработку результатов исследования.
2. Разработать технологию восстановления головок цилиндров, имеющих трещины в межклапанных перемычках и снижающую скорость их роста. Подготовить отчет по работе.

Объем работы на первый год 10000 руб. Базовым предприятием для проведения исследований считать Пугачевский ремонтный завод Саратовского Облагропрома.

На завершающем этапе работ институт передает результаты исследований и технологию на восстановление головок цилиндров Ярославскому моторному заводу и совместно с ним обосновывает процент расхода запасных частей /головок цилиндров/.

Результаты исследований предполагается использовать на ремонтных предприятиях ГОСАГРОПРОМА СССР.

Представитель заказчика:

Зам. гл. конструктора
Слабов Е.П.

Исполнитель:

Руководитель темы К.Т.Н.
Меженский Г.Д.

Приложение № 2

к Положению о договорах на создание (передачу) научно-технической продукции, утвержденному постановлением ИКНТ СССР от 19 ноября 1987г. № 435

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН РАБОТ

на 19 89 г.

Наименование работ по договору и основных этапов его выполнения	Срок выполнения начало- окончание (месяц, год)	Расчетная цена этапа, тыс.руб.
		в % к договорной цене
1. Провести анализ динамики роста трещин в головках цилиндров ЯМЗ-238НБ	1.07.89г.	7000 рублей - 58,3%
2. Провести математическую обработку результатов исследований. Выразить их графиком. Составить отчет. Разработать технологию восстановления головок цилиндров, снижающую скорость роста трещин.	31.12.89г.	5000 рублей - 41,7%

от "ИСПОЛНИТЕЛЯ"

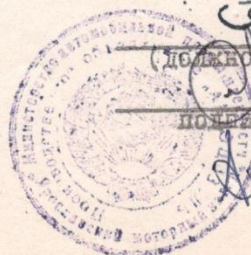
Руководитель разработки

Фамилия

Подпись

от "ЗАКАЗЧИКА"

(Подпись)



Фамилия

Подпись

Приложение № 3

к Положению о договорах на создание
(передачу) научно-технической про-
дукции, утвержденному постановлением
ПНТ СССР от 19 ноября 1987г. № 435

П Р О Т О К О Л

соглашения о договорной цене на научно-техническую
продукцию

Обоснование максимально-допустимой глубины трещин в головках
(наименование научно-технической продукции)
ИМЗ-238НБ и разработка методов их восстановления".

по договору № 52-88 от " I " января 1989 г.

Мы, нижеподписавшиеся, от лица заказчика Ярославский моторный завод
в лице гл.инженера Гламаздина Л.В.
(полное наименование заказчика)

и от лица исполнителя Саратовский институт механизации сельского
хозяйства проректора Полянина В.К.
(полное наименование исполнителя)

удостоверяем, что сторонами достигнуто соглашение о величине договор-
ной цены на создание (передачу) научно-технической продукции в сумме
12000 руб. Двенадцать тысяч рублей

(подпись)

При выполнении (невыполнении) исполнителем условий договора в
соответствии с пунктами _____
договорная цена увеличивается (уменьшается):

по пункту _____ на _____ %, по пункту _____ на _____ %
по пункту _____ на _____ %.

Настоящий протокол является основанием для проведения взаимных
расчетов и платежей между исполнителем и заказчиком.

От исполнителя

М.П.



От заказчика

М.П.



Научно-исследовательский сектор при Саратовском ордена „Знак Почета“ институте механизации сельского хозяйства им. М. И. Калинина.
410740, г. Саратов, ул. Советская, 60
Р/сч № 000568503 в Октябрьском отделении ПСБ г. Саратова МФО 251729

Приложение № 3

к Инструкции о порядке выполнения научно-исследовательских работ высшими учебными заведениями по хозяйственным договорам с заказчиками

Ярославский моторный завод
Счет №267102 в Дзержинском отделении Промстройбанка МФО 238060

(наименование заказчика и его реквизиты)

АКТ ПРИЕМКИ-СДАЧИ ЭТАПА № _____

по теме Обоснование максимальной глубины трещин в головках цилиндров ИЖ-230НБ и разработка методов их восстановления

Мы, нижеподписавшиеся, представитель исполнителя Проектор по научной работе Полянин В.К. с одной стороны, и представитель заказчика гл. инженер завода Гламаздин Л.А. с другой стороны, составили настоящий акт в том, что согласно договору № 2-88 от 1 марта 1989 г. исполнителем выполнено с начала работы на „3“ декабря 1989 г. 100 % от общей стоимости работы по договору Ярославским моторным заводом, что составляет в руб. 12000

В том числе выполнено по этапу в процентах в рублях:

Этап №1 - 7000 руб. (58,3%)

Этап №2 - 5000 руб. (41,7%)

Итого на сумму рублей 12 000 рублей

Ранее опроцентовано рублей 7000 руб. + 3000 руб. - аванс

Следует к получению по настоящему акту руб. 2000 руб.

От исполнителя акт подписал

(Ф. И. О., должность)



От заказчика акт подписал

(Ф. И. О., должность)



17.04.89 г. Саратов. Тип. СХИ. Тир. 5000. Зак. 176

«Энгельсспецремтехпред»
Общество с ограниченной ответственностью

413121, г. Энгельс,
ул. 148 Черниговской дивизии, 26
ИНН/КПП 6437000468/644901001

Директор: 8(8453) 77-59-01
Бухгалтерия: 8(8453) 74-07-29
Факс: 8(8453) 77-55-72
<http://esrtp.saratova.ru>

Р/С 40702810700000001319
Филиал ООО
«Промсельхозбанк»
в г. Энгельсе
БИК 046311919
к/с 30101810822026311919

Утверждаю

Директор

ООО «Энгельсспецремтехпред»

Хорольский С.В.

«09» апреля 2015 г.

А К Т

Мы, ниже подписавшиеся, в составе председателя комиссии главного инженера Князева В.Е. и членов комиссии: механика Хваталина Е.Б., а также представителей Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова профессора Межецкого Г.Д. и доцента Чекмарева В.В. удостоверяем, что в условиях предприятия подготовлены две опытные партии головок цилиндров двигателя ЯМЗ 236 в количестве 4 шт. Две головки цилиндров из них имели термоусталостные трещины в перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов глубиной более 5 мм и восстановлены установкой вставного огневого днища. В двух других имелись зарождающиеся трещины. Эти головки цилиндров были восстановлены с помощью способа нанесения деконцентратора напряжений. После восстановления опытная партия головок цилиндров установлена на двигатели и после успешных испытаний направлена в КФХ Закиров А.Р.

Подписи:

Председатель комиссии,

главный инженер

ООО «Энгельсспецремтехпред» _____ Князев В.Е.

Члены комиссии:

механик ООО «Энгельсспецремтехпред» _____ Хваталин Е.Б.

Представители

Саратовского ГАУ, профессор _____ Межецкий Г.Д.

Доцент _____ Чекмарев В.В.

Утверждаю
ИП глава КФХ Закиров А.Р.
Александр
А.Р. Закиров
«14» декабря 2014



А К Т
ЭКСПУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-236

Комиссия в составе представителей КФХ Закиров А.Р.: главы КФХ Закирова А.Р., механизатора Закирова А.С. и представителей Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова профессора Межецкого Г.Д. и доцента Чекмарева В.В. удостоверяет, что в условиях КФХ Закиров А.Р. проведены эксплуатационные испытания двигателя ЯМЗ-236 на тракторах РТМ-160, укомплектованных экспериментальными головками цилиндров, восстановленными в условиях ООО «Энгельсспецремтехпред». Две головки цилиндров восстановлены установкой вставного огневого днища, причем два цилиндра из шести оставались серийными. Две головки цилиндров восстановлены с помощью способа нанесения деконцентратора напряжений также с чередованием восстановленных и серийных огневых днищ.

По окончании проведения испытаний было установлено:

1. Нарботка двигателей к моменту контроля составила 2880 и 5760 моточасов. Отказов за период эксплуатации по вине экспериментальных головок цилиндров не имелось.
2. В головках цилиндров, восстановленных установкой вставного огневого днища, во вставных днищах имелись зарождающиеся трещины, что потребовало их замены. Под вставным днищем

признаков термоусталостных трещин в перемычках между гнездами клапанов и форсуночным отверстием не имелось.

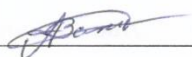
3. В головках цилиндров, восстановленных с помощью способа нанесения деконцентратора напряжений трещин не имелось, и они продолжили дальнейшую эксплуатацию до 5760 моточасов. После указанной наработки трещин в зоне межклапанных перемычек обнаружено не было.

В результате комиссия пришла к заключению, что ресурс головок цилиндров восстановленных установкой вставного огневого днища составил 2880 моточасов, а головок цилиндров восстановленных с помощью способа нанесения деконцентратора напряжений – 5760 моточасов.

Подписи:

Представители

КФХ Закиров А.Р.

 А.Р. Закиров

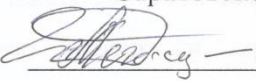
«___» _____ 20 г.

 А.С. Закиров

«___» _____ 20 г.

Представители

Саратовского ГАУ

 Г.Д. Межецкий

«___» _____ 20 г.

 В.В. Чекмарев

«___» _____ 20 г.

«ДИЗЕЛЬРЕМГРУППА»

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

199406, Россия, г.Санкт-Петербург, ул.Шевченко д. 39, лит.А, ИНН 7801621179, КПП 780101001. ОГРН 11478470250034

р/с 40702810715010001190 в Филиале ОПЕРУ ОАО Банк ВТБ в г. Санкт-Петербурге

к/с 30101810200000000704, БИК 044030704, тел (812) 356-80-75, e-mail: drg14@inbox.ru

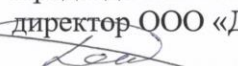
«Утверждаю»
Директор ООО «Дизельремгруппа»

В. И. Розметов
16 ноября 2016 г.

АКТ

Мы, ниже подписавшиеся, в составе председателя комиссии технического директора ООО "Дизельремгруппа" Решникова А.В. и членов комиссии: гл. технолога Алешина А.А., мастера ремонтного цеха Шляндина В.П., представителей Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова профессора Межецкого Г.Д. и доцента Чекмарева В.В. удостоверяем, что эксплуатационные испытания головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ сельскохозяйственного назначения, имевших термоусталостные трещины в межклапанных перемычках между форсуночным отверстием и гнездами клапанов и восстановленных способом установки вставных огневых днищ показали их работоспособность без отказов в течении 3000 ... 3200 часов работы. Всего эксплуатационным испытаниям было подвергнуто 10 восстановленных головок. Эксплуатация тракторов с испытываемыми головками проводилась в хозяйствах Белгородской, Саратовской и Воронежской областях.

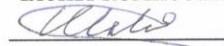
Председатель комиссии, технический директор ООО «Дизельремгруппа»:

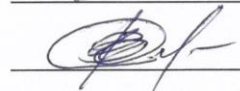
 /Решников А. В./

Подписи представителей СГАУ:

 /Межецкий Г.Д./

Члены комиссии:

 /Шляндина В.П./

 /Чекмарев В.В./

 /Алешин А.А./

«ДИЗЕЛЬРЕМГРУППА»

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

199406, Россия, г. Санкт-Петербург, ул. Шевченко д. 39, лит. А, ИНН 7801621179, КПП 780101001. ОГРН 11478470250034

р/с 40702810715010001190 в Филиале ОПЕРУ ОАО Банк ВТБ в г. Санкт-Петербурге

к/с 30101810200000000704, БИК 044030704, тел (812) 356-80-75, e-mail: drgl4@inbox.ru

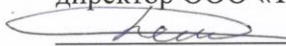
«Утверждаю»
Директор ООО «Дизельремгруппа»

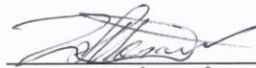
В. И. Розметов
10 декабря 2017 г.

А К Т

Мы, ниже подписавшиеся, в составе председателя комиссии технического директора ООО "Дизельремгруппа" Решникова А.В. и членов комиссии: гл. технолога Алешина А.А., мастера ремонтного цеха Шляндина В.П., представителей Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова профессора Межецкого Г.Д. и доцента Чекмарева В.В. удостоверяем, что эксплуатационные испытания головок цилиндров двигателей ЯМЗ-240Б, восстановленных способом нанесения деконцентраторов напряжений, показали их работоспособность без отказов в течение 6000...6500 часов работы. Всего в ходе апробации технологии восстановления было восстановлено и испытано 12 экспериментальных головок цилиндров.

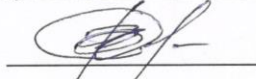
Председатель комиссии, технический директор ООО «ТЭК-С» Подписи представителей СГАУ:

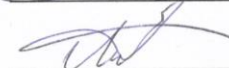
 /Решников А. В./

 /Межецкий Г.Д./

Члены комиссии:

 /Шляндин В.П./

 /Чекмарев В.В./

 /Алешин А.А./

«ДИЗЕЛЬРЕМГРУППА»

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

199406, Россия, г.Санкт-Петербург, ул.Шевченко д. 39, лит.А, ИНН 7801621179, КПП 780101001. ОГРН 11478470250034

р/с 40702810715010001190 в Филиале ОПЕРУ ОАО Банк ВТБ в г. Санкт-Петербурге

к/с 30101810200000000704, БИК 044030704, тел (812) 356-80-75, e-mail: drgl4@inbox.ru

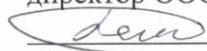
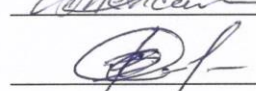
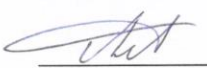
«Утверждаю»
Директор ООО «Дизельремгруппа»

В. И. Розметов
10 декабря 2014 г.

А К Т

Мы, ниже подписавшиеся, в составе председателя комиссии технического директора ООО "Дизельремгруппа" Решникова А.В. и членов комиссии: гл. технолога Алешина А.А., мастера ремонтного цеха Шляндина В.П., представителей Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова профессора Межецкого Г.Д. и доцента Чекмарева В.В. удостоверяем, что технологические процессы восстановления головок цилиндров дизелей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б сельскохозяйственного назначения с термоусталостными трещинами в межклапанных перемычках способом нанесения деконцентраторов напряжений и установкой вставного огневого днища с комплектом технологической оснастки и инструмента внедрены в ремонтное производство. В процессе передачи технологии были восстановлены 2 партии головок цилиндров вышеназванных дизелей в количестве 10 и 12 шт. соответственно, обучен квалифицированный рабочий.

Председатель комиссии, технический директор ООО «Дизельремгруппа»: Подписи представителей СГАУ:

 /Решников А. В./  /Межецкий Г.Д./
Члены комиссии:
 /Шляндин В.П./  /Чекмарев В.В./
 /Алешин А.А./