

Варшавский Андрей Алексеевич

**ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЗМА
ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Специальность: 2.4.7 – Турбомашины и поршневые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва – 2026

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Чайнов Николай Дмитриевич**,
доктор технических наук, профессор кафедры
«Комбинированные двигатели и альтернативные
энергоустановки» ФГАОУ ВО
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Научный консультант: **Краснокутский Андрей Николаевич**,
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Комбинированные двигатели и альтернативные
энергоустановки» ФГАОУ ВО
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Васильев Александр Викторович**,
доктор технических наук, профессор кафедры
«Информационная безопасность» ФГАОУ ВО
«Волгоградский государственный университет»

Силюта Анатолий Геннадьевич,
кандидат технических наук, начальник отдела
«Автономные источники» научного центра
«Тяговый подвижной состав» АО «ВНИИЖТ».

Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Приволжский государственный
университет путей сообщения»**

Защита диссертации состоится « » 2026 г. в часов на заседании диссертационного совета 24.2.331.17 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.17.

Автореферат разослан « » 2026 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
кандидат технических наук

Харитонов С.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Исследование ориентировано на газораспределительный механизм (ГРМ) современных среднеоборотных поршневых комбинированных двигателей внутреннего сгорания. ГРМ должен обеспечить качественное протекание процессов газообмена для получения высоких экономических, экологических и мощностных показателей двигателя. Конструкция звеньев механизма должна обеспечить их надежность во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя в пределах заданного моторесурса.

Сложность создания ГРМ вновь проектируемых высокофорсированных современных двигателей непрерывно возрастает вследствие повышения напряженности элементов ГРМ. При этом должна быть обеспечена неразрывность кинематической цепочки механизма при работе двигателя, исключая ударное взаимодействие его элементов на всех режимах работы двигателя.

Элементы ГРМ при работе двигателя находятся под суммарным воздействием переменных усилий пружин, сил инерции клапанов и других деталей газораспределительного механизма и перепада давлений газовой среды на тарелках клапанов. Вызываемые этими силами напряжения в элементах ГРМ являются причиной их усталостных разрушений.

Цель диссертационной работы: повышение прочностной надежности ГРМ форсированного среднеоборотного двигателя (СОД) и разработка рекомендаций по повышению прочности элементов ГРМ.

Объектом исследования является семейство четырёхтактных, среднеоборотных комбинированных двигателей внутреннего сгорания типа ЧН 26,5/31 производства АО «Коломенский завод».

Задачи исследования. Задачи, решение которых необходимо для достижения поставленной цели:

1. Оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции клапанной группы ГРМ двигателя на основе созданных твердотельных и конечно-элементных (КЭ) моделей;
2. Повышение прочностной надежности элементов ГРМ путем внесения изменений в конструкцию деталей клапанной группы на основе результатов КЭ анализа;
3. Экспериментальное исследование величины и характера распределения напряжений, возникающих в витках клапанной пружины методом тензометрирования;
4. Разработка рекомендаций по повышению прочностной надежности элементов клапанной группы.

Научная новизна диссертации:

- разработана методика экспериментального исследования уровня и характера изменения напряжений от действующей нагрузки в клапанных пружинах методом тензометрирования;
- получены новые данные, связанные с неравномерностью распределения напряжений по рабочим виткам клапанной пружины, достигающая 20 % с макси-

мумом напряжений на крайних рабочих витках при проведении прочностного анализа клапанных пружин с использованием разработанных моделей на базе объемных конечных элементов;

– разработаны рекомендации по повышению прочностной надежности основных элементов клапанной группы ГРМ среднеоборотных дизелей, заключающиеся в улучшении конструкции деталей в сопряжении «тарелка-сухарики-стержень клапана», в частности, для исследуемой конструкции клапанной группы среднеоборотного двигателя, благодаря чему значительно снизился уровень эквивалентных напряжений и давления обжата в элементах ГРМ, а именно: изменен угол сопряжения тарелки клапанной пружины с разрезными сухариками с $8^{\circ}45'$ на 10° , уменьшена высота внутреннего фиксирующего пояса сухарика с 3 до 1,5 мм, горизонтальные кромки на внутренней части разрезных сухариков по сопряжению с клапаном выполнены радиусом 5 мм.

Практическая значимость результатов исследования состоит:

– в уточненной оценке прочности элементов конструкции «тарелка – сухарики – стержень клапана» ГРМ с рекомендациями по повышению их прочностной надежности;

– в экспериментальном подтверждении уровня НДС клапанных пружин ГРМ и неравномерном распределении максимальных касательных напряжений по виткам пружины, полученном при расчетном анализе;

– в результатах расчетных исследований, по которым даны рекомендации по внесению изменений в конструкцию разрезных сухариков клапанной группы и расположению опорных витков клапанной пружины при сборке двигателей.

Достоверность и обоснованность результатов научных положений и результатов работы обусловлены применением методов теории упругости и конечно-элементного анализа НДС элементов ГРМ; известных методик расчета, результаты которых верифицируются с данными, полученными в эксперименте на безмоторном стенде; типового, метрологически аттестованного оборудования с учетом погрешностей измерений контрольных показателей при обработке результатов.

Методами научного исследования являются: математическое моделирование кинематики и динамики ГРМ; расчетное моделирование НДС клапанной группы и всей цепочки ГРМ; тензометрирование натуральных элементов конструкции ГРМ.

Личный вклад автора. Представленные результаты получены соискателем лично. Соискателем выполнен расчетный анализ НДС клапанной группы с использованием трехмерных КЭ моделей, выбор рациональной конструкции сопряжения «тарелка – сухарики – стержень клапана» ГРМ двигателя типоразмерного ряда ЧН 26,5/31, проведено экспериментальное исследование уровня и характера распределения напряжений в витках клапанной пружины методом тензометрирования, а также разработаны рекомендации по повышению прочностной надежности элементов ГРМ.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика оценки повышения прочности элементов ГРМ с траверсой

среднеоборотного двигателя в сопряжениях «тарелка-сухарики-стержень клапана»;

2. Уточненная оценка распределения напряжений в витках клапанной пружины, полученная на базе КЭ анализа;

3. Результаты экспериментального исследования клапанной пружины СОД в условиях безмоторного стенда.

Реализация результатов работы.

Результаты исследования внедрены в учебный процесс кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, в процесс проектирования газораспределительных механизмов в ООО «Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ».

Достоверность и обоснованность научных положений и результатов работы обусловлены применением: методов теории упругости и конечно-элементного анализа НДС элементов ГРМ; известных методик расчета, результаты которых верифицируются с данными, полученными в эксперименте на безмоторном стенде; типового, метрологически аттестованного оборудования с учетом погрешностей измерений контрольных показателей при обработке результатов.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на: 10-ых Луканинских чтениях. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса (Москва, 2023), 11-ых Луканинских чтениях. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса (Москва, 2025), Всероссийской научно-практической конференции «Наука - Общество - Технологии - 2023» (Москва, 2023 г), 160 лет Коломенскому заводу и 120 лет дизелестроению в Коломне: научно-практическая конференция, посвященная 160-летию образования АО «Коломенский завод» ТМХ (Коломна, 2023), заседании кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2026).

Публикации. Всего по теме диссертации опубликованы 4 научные работы, включая 3 статьи в журналах из перечня ВАК РФ, 1 статья в журнале из перечня Scopus. Общий объем опубликованных работ – 1,6 п.л.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из оглавления, введения, четырех глав, списка литературы и приложения. Общий объем работы 146 страниц, включая 110 страниц основного текста, содержащего 17 таблиц и 80 рисунков. Список литературы включает 123 наименования на 13 страницах. Приложение на 23 страницах содержит расчет динамики ГРМ двигателя типа ЧН 26,5/31 (на 21 странице) и информацию о внедрении результатов работы (на двух страницах).

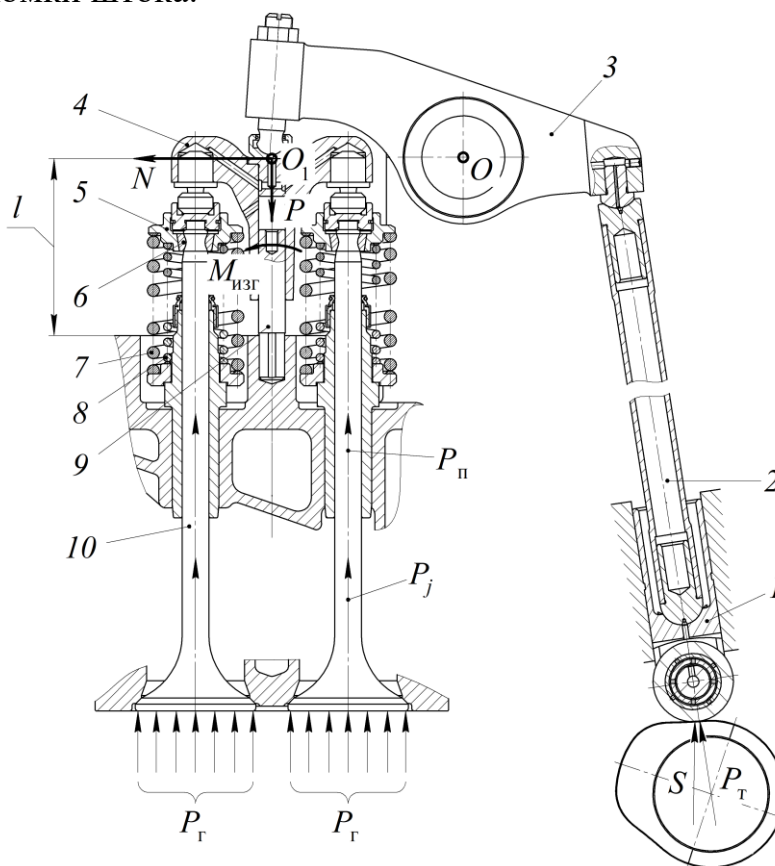
СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дано краткое описание основных структурных элементов диссертации, отраженных выше в разделе «Общая характеристика работы» автореферата.

В первой главе проведен анализ работ, посвященных конструкции и расчету узла газораспределительного механизма СОД.

Среди многих причин, которые приводят к снижению прочностной надежности, прежде всего следует отметить недостаточную прочность отдельных элементов конструкции в условиях постоянного форсирования СОД по среднему эффективному давлению, приводящего к росту температурных и механических напряжений практически во всех основных элементах двигателя, включая ГРМ. Таким образом обеспечение прочностной надежности высокофорсированных СОД представляет актуальную и сложную научно-техническую задачу. В связи с возросшими агрегатными мощностями в СОД, в частности ЧН 26,5/31, применена конструкция ГРМ двигателя с траверсной схемой привода клапанной группы. Следует отметить, что применение траверсы требует тщательной тарировки клапанных пружин при идентичности их характеристик, а также одинаковых зазоров на верхнем торце стержней объединённой пары клапанов во избежание перекосов траверсы. Последнее приводит к повышенному износу, а иногда к поломке.

Рассмотрены существующие методики расчета элементов клапанной группы СОД с определением усилий, действующих в ГРМ. Существующие методики реализуют одномерные расчетные модели, используемые в курсах сопротивления материалов при расчете стержневых систем. При этом невозможно определить распределение и величину максимальных напряжений в наиболее нагруженных элементах ГРМ, включая клапанные пружины. В приложении приведен пример расчета отдельных элементов ГРМ с использованием подобных моделей. Так, величина напряжений в штоке 9 (Рис. 1) составила при этом 167 МПа, однако при этом имели место поломки штока.



1 – толкатель, 2 – штанга, 3 – коромысло, 4 – траверса, 5 – тарелка, 6 – разрезные сухарики, 7 – наружная пружина, 8 – внутренняя пружина, 9 – шток, 10 – клапан

Рис. 1. Схема газораспределительного механизма двигателя ЧН 26,5/31

Обзор литературы по повышению прочностной надежности элементов ГРМ показал, что данный вопрос требует более глубокого рассмотрения, в том числе, уточненного прочностного анализа сопряжения «тарелка – сухарики – стержень клапана» и клапанных пружин, где имели место поломки в двигателе ЧН 26,5/31. Благодаря вышесказанному сформированы цели и задачи диссертации.

Во второй главе основное внимание уделено прочностному анализу основных элементов ГРМ форсированного СОД типа ЧН 26,5/31. Среди элементов ГРМ в первую очередь следует назвать впускные и выпускные клапаны, а также клапанные пружины, являющиеся наиболее напряженными элементами ГРМ. Именно выход из строя этих базовых деталей имел место при форсировании двигателей по величине среднего эффективного давления и цилиндровой мощности. Учитывая сложную геометрию ряда элементов ГРМ, анализ их НДС следует проводить главным образом с помощью объемных (3-х мерных) КЭ моделей. Традиционно основное внимание всегда уделялось прочности нижней головки (тарелки) в первую очередь выпускного клапана, являющегося наиболее нагретым и теплонапряженным элементом поршневого двигателя, где максимальные значения температур на огневых поверхностях тарелок достигают порядка 625 и 560 °С для выпускных и впускных клапанов (Рис. 2).

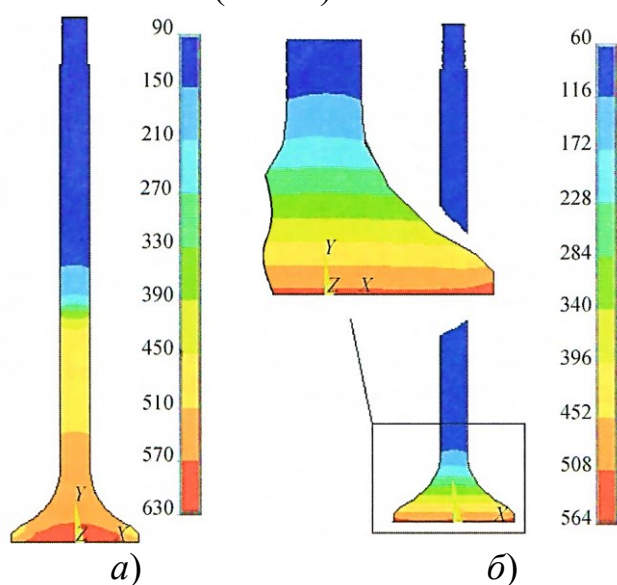


Рис. 2. Температурные поля (°С) выпускного (а) и впускного (б) клапанов

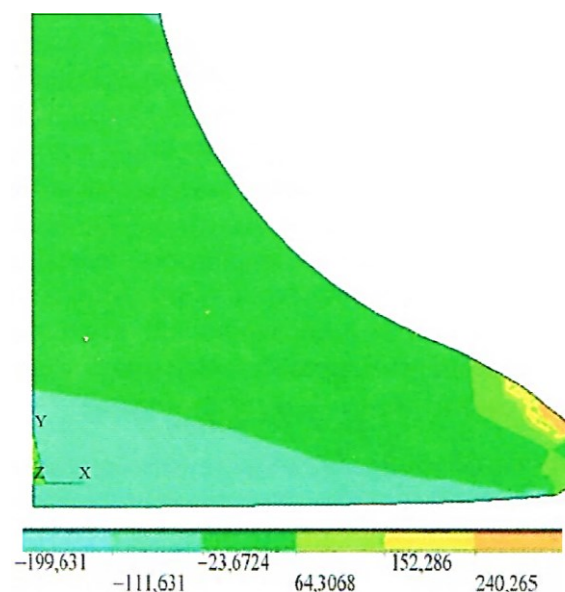


Рис. 3. Распределение упругих суммарных напряжений (МПа) в клапане от сил давления газов и температур

После расчета температурного поля клапана рассчитывают деформации и напряжения, возникающие в клапане под действием поля температур, усилий от действия пружины и сил давления газов. При этом используется осесимметричная КЭ модель, с помощью которой определяется поле температур и напряжения в головке клапана (Рис. 3). Растягивающие окружные температурные напряжения достигают максимальных значений на фаске клапана и составляют от 200 до 240 МПа. Напряжения в головке клапана от давления газов невелики и составляют в районе фаски клапана около 7 МПа. Особого внимания требует место соединения шпинделя (стержня) клапана с тарелкой клапанной пружины, так называемый «замок». Известны многочисленные случаи выходов из строя элементов замка в

ГРМ различных типов двигателей. Конструкция соединения шпинделя клапана с тарелкой клапанной пружины, изображенная на Рис. 1, является достаточно надежной и часто применяемой на практике. Также общим элементом практически всех клапанных ГРМ служат винтовые цилиндрические пружины. Известны случаи выхода из строя как самих пружин, так и опорных тарелок.

Решение задачи определения НДС газораспределительного механизма в объемной постановке методом конечных элементов (МКЭ) начинается с составления расчетной схемы нагружения. В работе приведены основные математические зависимости МКЭ при оценке НДС деталей клапанной группы и клапанных пружин. Задача теории упругости решается в перемещениях в объемной постановке и сводится к решению систем линейных алгебраических уравнений относительно вектора узловых перемещений КЭ модели рассматриваемой детали. Система линейных алгебраических уравнений получается минимизацией полной потенциальной энергии рассматриваемой детали. В матричной форме система имеет вид:

$$[k]\{\delta\} = \{\bar{G}\} \quad (1)$$

где $\{\delta\}$ – вектор узловых перемещений; $[k]$ – глобальная матрица жесткости; $\{\bar{G}\}$ – глобальный вектор нагрузки.

Для проведения практических расчетов созданы «твердотельные» и КЭ модели отдельных деталей клапанной группы до кулачкового вала. С целью верификации расчетной модели проведен расчет жесткости клапанных пружин в объемной постановке. Результаты показали, что различия в заданных и указанных расчетных жесткостях пружин составляют порядка 1 %, что подтверждает адекватность конечно-элементных моделей. На следующем этапе проведено моделирование НДС деталей клапанной группы от монтажных и рабочих нагрузок. **Монтажной нагрузкой** обозначено состояние, когда клапан зафиксирован в сухариках и действует только усилие от предварительной осадки пружин, а **рабочей нагрузкой** – состояние, при котором клапан полностью открыт и на элементы клапанной группы действуют силы инерции клапана и рабочее усилие пружин. Расчеты выполнены применительно к впускным клапанам с учетом их большей массы и соответственно больших сил инерции. На Рис. 4 представлена расчетная модель впускной клапанной группы.

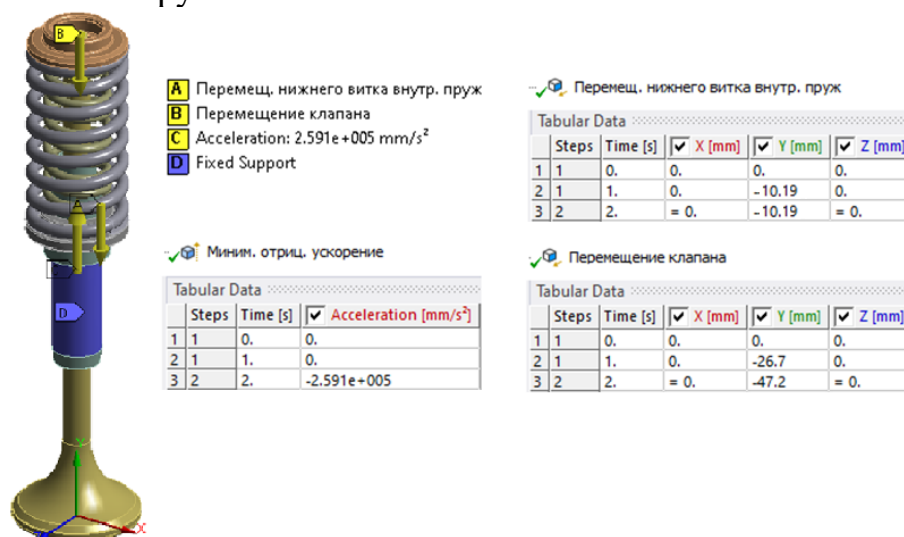


Рис. 4. Расчетная модель клапанной группы

На Рис. 5 представлено деформированное состояние деталей и распределение напряжений в элементах замкового механизма от рабочих нагрузок, включая верхнюю часть стержня клапана при максимальной мощности двигателя.

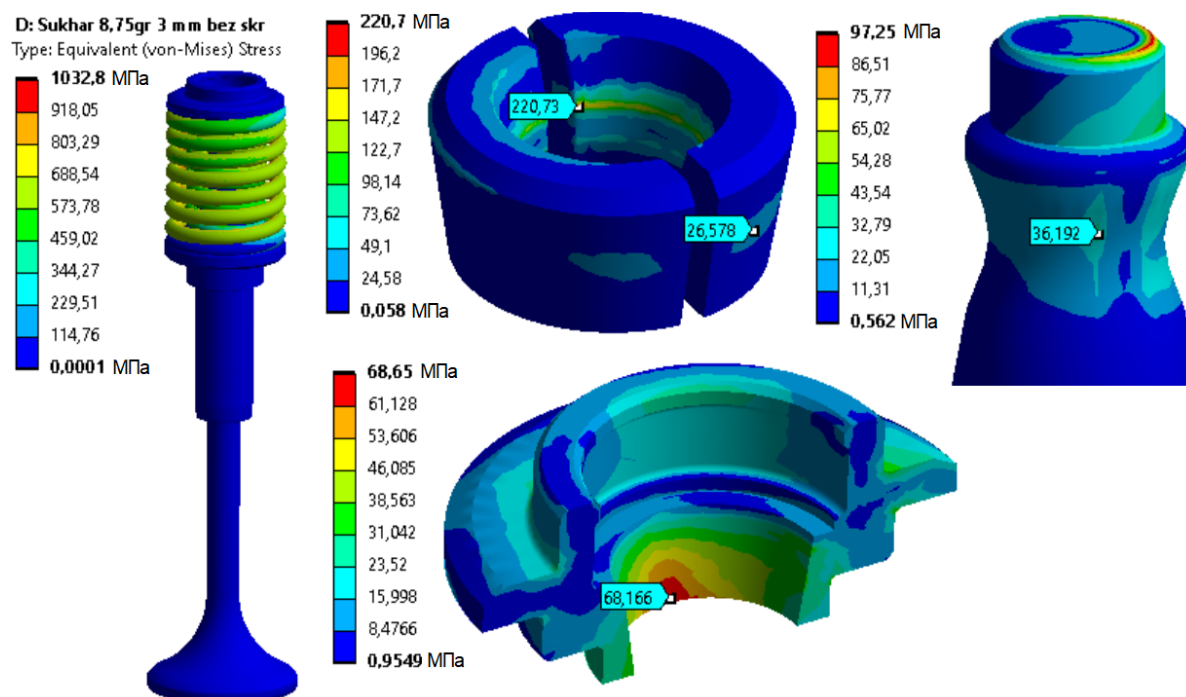


Рис. 5. Напряжения в элементах клапанной группы базовой конструкции от рабочих нагрузок

Высокий уровень напряжений в сухариках удалось снизить с 204 до 143 МПа для монтажных и с 220 до 170 МПа для рабочих нагрузок, благодаря подбору угла конуса поверхностей сопряжения тарелки и разрезных сухариков (Рис. 6).

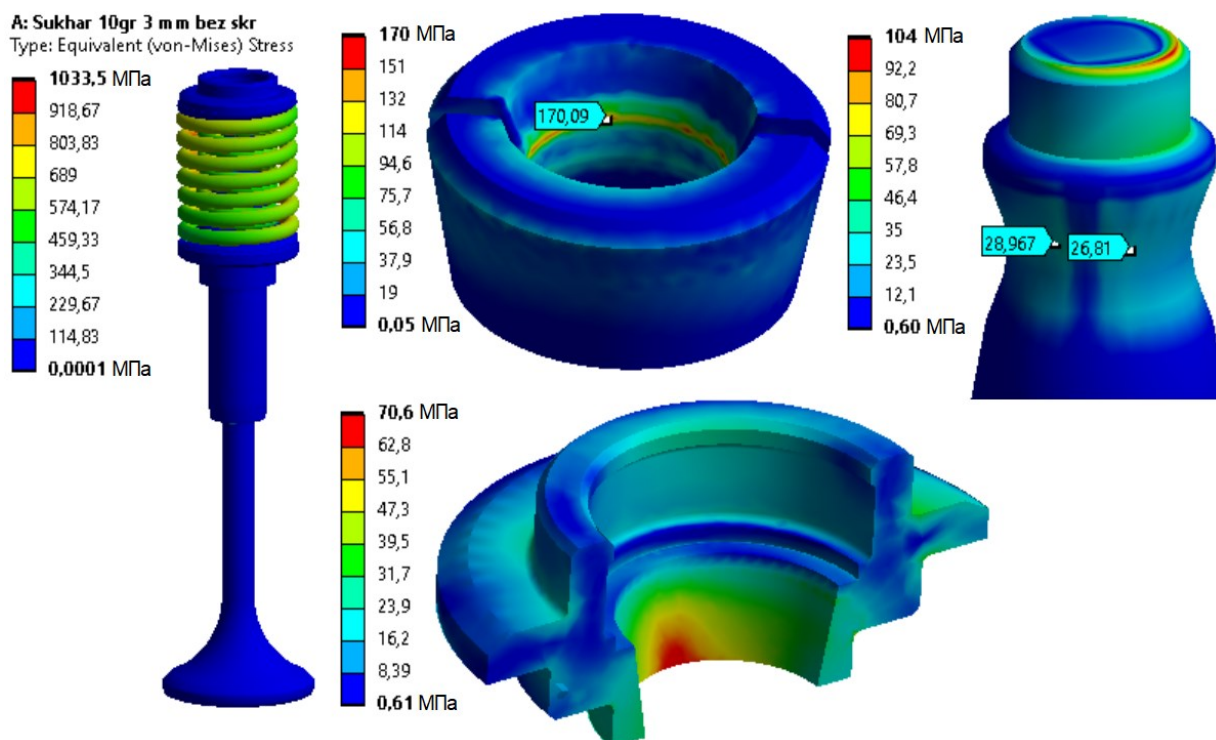


Рис. 6. Напряжения в элементах клапанной группы от рабочих нагрузок при угле конуса 10° между тарелкой и сухариками

Значение угла принято 10° против первоначального $8^\circ 45'$. Величина максимальных напряжений в стержне клапана снизилась незначительно с 36 до 29 МПа при рабочей нагрузке. Далее проведены расчёты с различной геометрией сопряжения разрезных сухариков с узким сечением стержня клапана. По результатам расчетов в конструкции разрезных сухариков предлагается уменьшить высоту внутреннего фиксирующего пояса сухарика с 3 мм до 1,5 мм; выполнить вертикальные кромки со скруглением R0,5 мм, горизонтальные кромки с радиусом R5 мм по сопряжению с фиксирующим пояском. Так, напряжения в разрезных сухариках снизились с 170 до 66 МПа, в узком сечении клапана с 29 до 25 МПа, а давление обжатия снизилось с 244 до 111 МПа (Рис. 7).

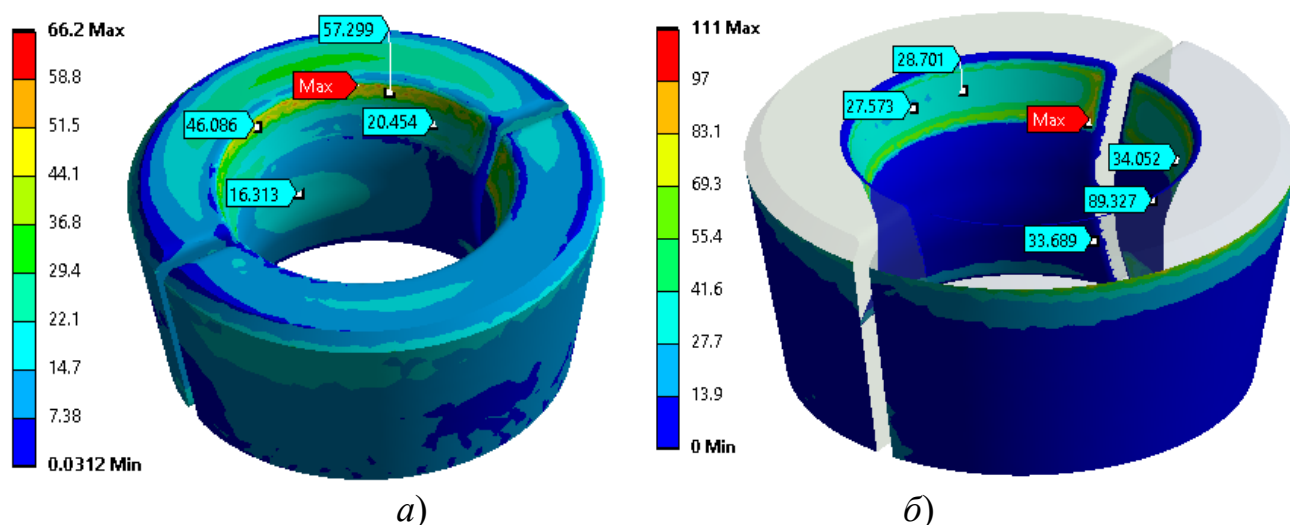


Рис. 7. Эквивалентные напряжения *а)* и давление обжатия *б)* в разрезных сухариках новой конструкции

Также рассчитан случай нагружения с включением в расчетную схему траверсы, рычага и штанги для оценки влияния указанных деталей на НДС клапанных групп. Определено, что включенные в расчетную схему траверсы, рычаги и штанги оказывают незначительное влияние на НДС деталей клапанной группы.

На распределение напряжений и контактных давлений в замке, и максимальных касательных напряжений в пружинах также оказывает влияние расположение опорных витков клапанных пружин. На Рис. 7 представлены варианты расположения концов опорных витков пружин с новыми разрезными сухариками.

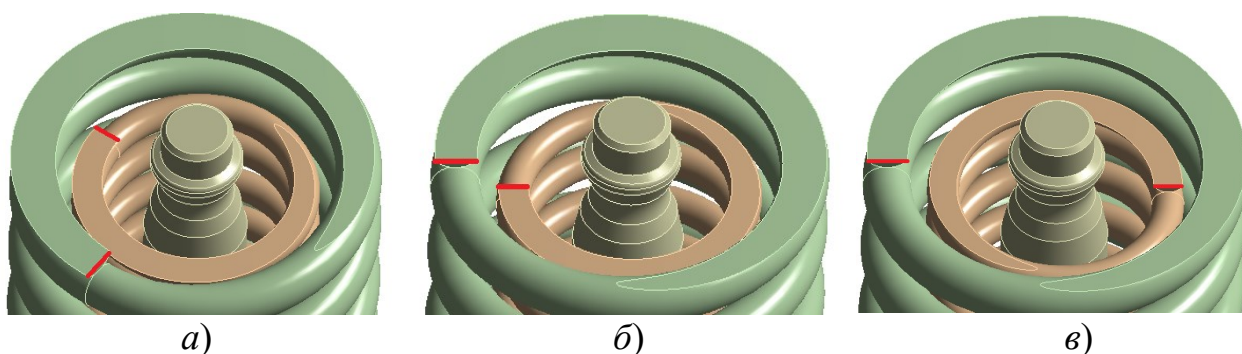


Рис. 8. Варианты расположения витков пружин: *а)* под углом 90° ; *б)* в одну сторону; *в)* в противоположные стороны

Результаты расчета представлены в Таблице 1.

Т а б л и ц а 1 – Распределение напряжений и контактных давлений в сопряжении «сухарики–стержень клапана» и пружинах при рабочей нагрузке

Расположение витков на Рис. 8	Напряжения в сухариках при рабочей нагрузке, МПа	Давление обжатия в сухариках при рабочей нагрузке, МПа
<i>а)</i>	68	120
<i>б)</i>	69	115
<i>в)</i>	66	111
	Максимальные касательные напряжения при рабочей нагрузке, МПа	
	Наружная пружина	Внутренняя пружина
<i>а)</i>	540	472
<i>б)</i>	542	485
<i>в)</i>	538	487

Таблица 1 показывает, что расположение опорных витков в большей степени влияет на величину напряжений у внутренней пружины. Наименьшие значения напряжений в сухариках получены при противоположном расположении концов витков пружин. Для снижения контактных давлений в сопряжении «тарелка – сухарики – стержень клапана» рекомендуется при сборке концы опорных витков пружин располагать в противоположные стороны, как показано на Рис.8в.

Возможности современной вычислительной техники позволяют при создании и доводке элементов ГРМ дополнительно провести уточненный прочностной анализ пружин, наряду с обычно проводимым расчетом на кручение по известным методикам. При работе пружин имеет место сложное НДС материала витка пружин ГРМ двигателя. Проведен уточненный анализ их нагруженности МКЭ в объемной постановке (Рис. 9).

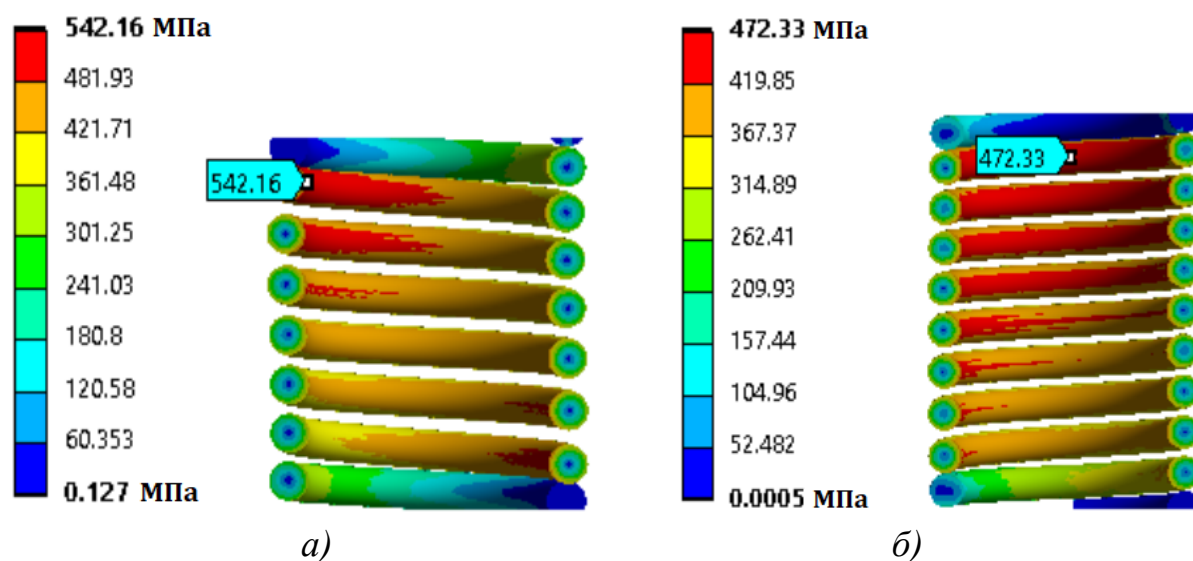


Рис. 9. НДС наружной (а) и внутренней (б) клапанных пружин при рабочей нагрузке

Результаты показывают, что максимальные касательные напряжения находятся на внутренней стороне первых рабочих витков: для наружной пружины 542 МПа, для внутренней 472 МПа. В Таблицу 2 сведены результаты расчета максимальных касательных напряжений, полученных МКЭ, и по формуле кручения витых цилиндрических пружин для различных значений коэффициентов учета кривизны витка k , рекомендуемых в литературе.

Т а б л и ц а 2 – Результаты расчета максимальных касательных напряжений

Расчетная формула	Коэффициент кривизны витка k	Максимальные касательные напряжения в пружинах $\tau_{\max}$, МПа	
		Наружная	Внутренняя
МКЭ	–	542	472
$\tau_{\max} = \frac{8kPD}{\pi d^3}$	$\frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$	499	472
	$\frac{4c-1}{4c-1} + \frac{0,615}{c}$	448	424
	$1 + \frac{1,45}{c}$	497	470
	$\frac{4c+2}{4c-3}$	494	467
	$\frac{c - 0,5 + \sin^2 \alpha}{c - 0,75 + 1,51 \sin^2 \alpha}$	460	429

Имеют место некоторые различия по напряжениям. Наибольшие значения напряжений получены при использовании конечно-элементной модели. В среднем сечении пружин максимальные касательные напряжения, полученные МКЭ, составляют для наружной пружины 497 МПа и для внутренней 460 МПа. Значение максимальных касательных напряжений в крайних витках наружной пружины близки к допустимым для стали 51ХФА-Ш (560 МПа). Запасы выносливости n_t пружин составляют 1,7 для наружной и 1,8 для внутренней пружины. Рекомендуемые значение запаса выносливости составляют $n_t = 1,2 \dots 2,2$. Запасы прочности по переменным напряжениям достаточны.

Третья глава содержит описание проведения экспериментального исследования уровня и характера распределения напряжений в витках наружной клапанной пружины СОД двигателя тензометрированием на безмоторном стенде. Объектом эксперимента является наружная клапанная пружина двигателя ЧН 26,5/31. Эксперимент проведен на испытательной нагрузочной машине ЦДМУ-30 по разработанной автором программе. Деформации в пружине определяются однокомпонентными фольговыми тензорезисторами базой 2 мм. Для определения деформаций на наружную и внутреннюю сторону витков наклеивались два одиночных тензорезистора: на наружной (№1–12) и внутренней (№13–24) стороне под углом 45° к оси проволоки пружины в направлении главных деформаций (Рис. 10).

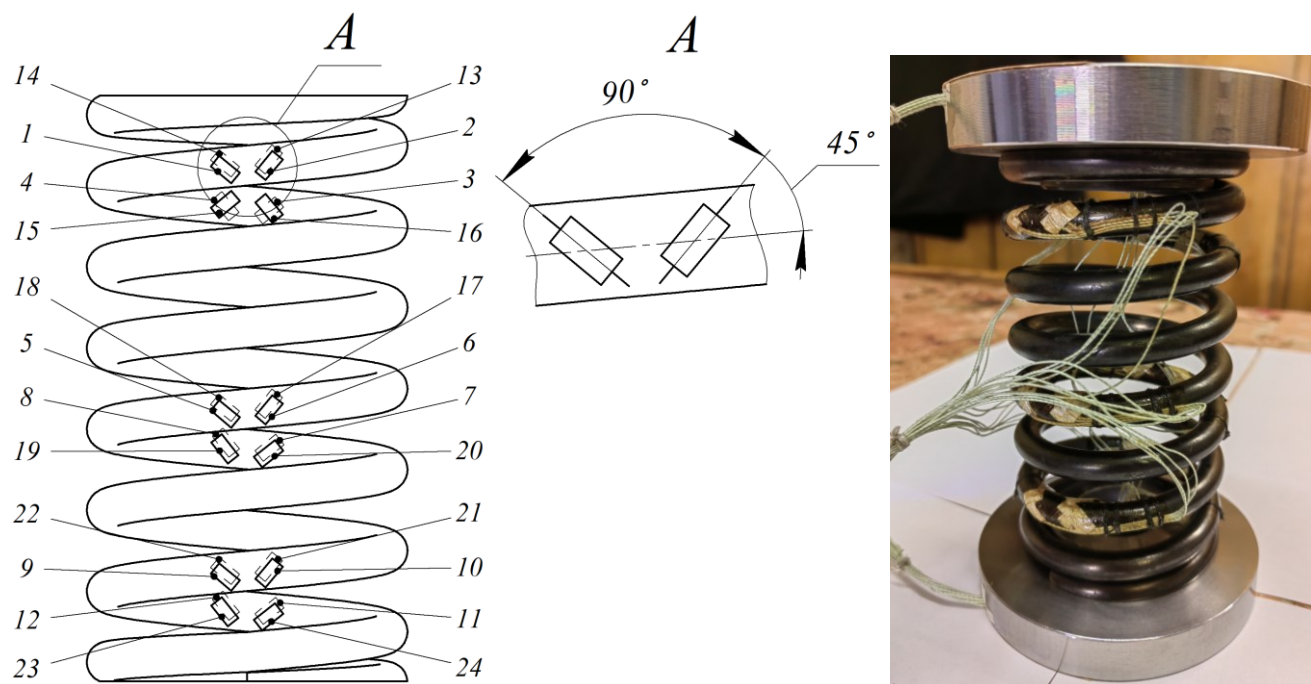


Рис. 10. Схема наклейки тензорезисторов на витки и пружина с наклеенными тензорезисторами

После установки пружины на испытательную машину и балансировки тензорезисторов производилось 3-х кратное обжатие наружной пружины усилием от 0 до 1765 Н (180 кгс) с шагом 196 Н (20 кгс). Запись показателей деформации тензорезисторов осуществляется на каждой ступени нагружения. Формула для пересчета деформаций в касательные напряжения имеет вид:

$$\tau_{\max} = \varepsilon_{\text{ср}} \frac{E}{1+\mu} \quad (2)$$

где $\tau_{\max}$ – значение касательных напряжений; $\varepsilon_{\text{ср}}$ – среднее значение показаний деформации пары датчиков в витке пружины; E – модуль упругости материала пружины, μ – коэффициент Пуассона. Полученные значения деформаций и напряжений представлены в диссертации.

Четвертая глава посвящена анализу результатов расчета и эксперимента, разработке рекомендаций по повышению прочностной надежности ГРМ.

В первой главе диссертации проведен анализ методов повышения прочностной надежности элементов ГРМ, которые для форсированных СОД являются достаточно эффективными и применяются в настоящее время. Однако при проектировании элементов конструкции, с помощью известных формул, не всегда удастся учесть неравномерность распределения напряжений, наличие концентраторов, в отличие от расчета МКЭ.

Благодаря конечно-элементному анализу ГРМ дизелей ЧН 26,5/31 в объемной постановке выявлены значительные локальные напряжения в сопряжении «тарелка – сухарики – стержень клапана». Данные напряжения удалось снизить путем подбора угла конуса поверхностей сопряжения тарелки с разрезными сухариками и высоты центрального пояска разрезных сухариков в сопряжении со стержнем клапана (Таблица 3, 4).

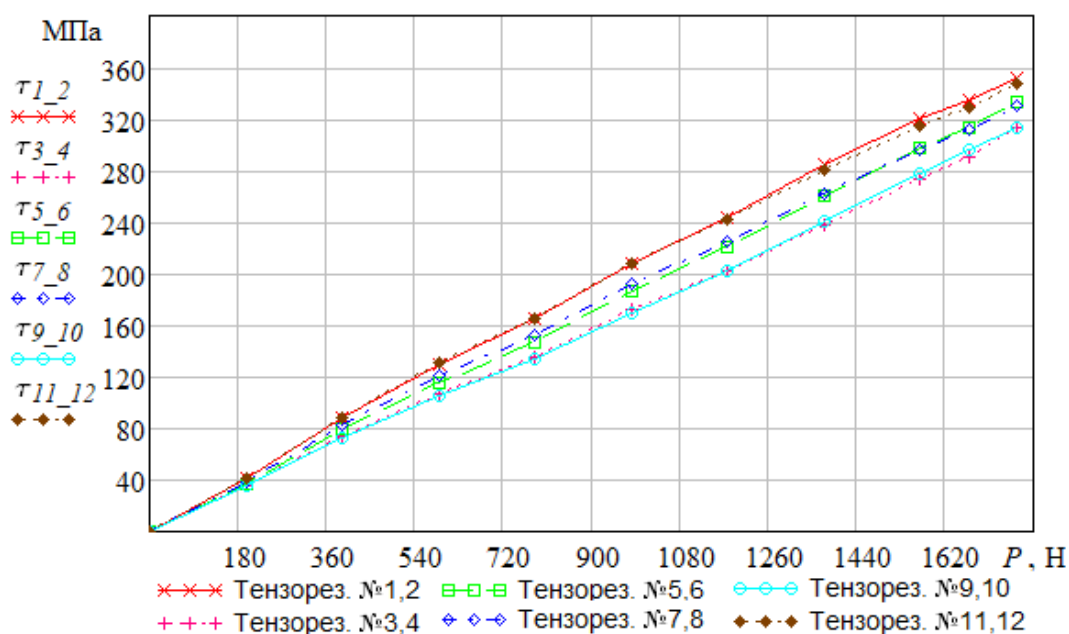
Т а б л и ц а 3 – Напряжения в базовых конструкциях деталей клапанной группы при максимальной суммарной нагрузке

Максимальные значения напряжений и давлений, МПа		без скругленных кромок и центральным поясом высотой 3 мм	
		с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков $8^{\circ}45'$	с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 10°
Эквивалентные напряжения	в стержне клапана	36	34
	в сухариках	220	170
Давление обжатия в контактах сухарики–клапан		253	244

Т а б л и ц а 4 – Напряжения в измененных конструкциях деталей клапанной группы при максимальной суммарной нагрузке

Максимальные значения напряжений и давлений, МПа		со скругленными кромками и высотой центрального пояса 1,5 мм и углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 10°
Эквивалентные напряжения	в стержне клапана	25
	в сухариках	66
Давление обжатия в контактах сухарики–клапан		111

По полученным результатам эксперимента на безмоторном стенде построены графические зависимости касательных напряжений в витках пружины на внешней и внутренней стороне от прилагаемого усилия (Рис. 11).



а)

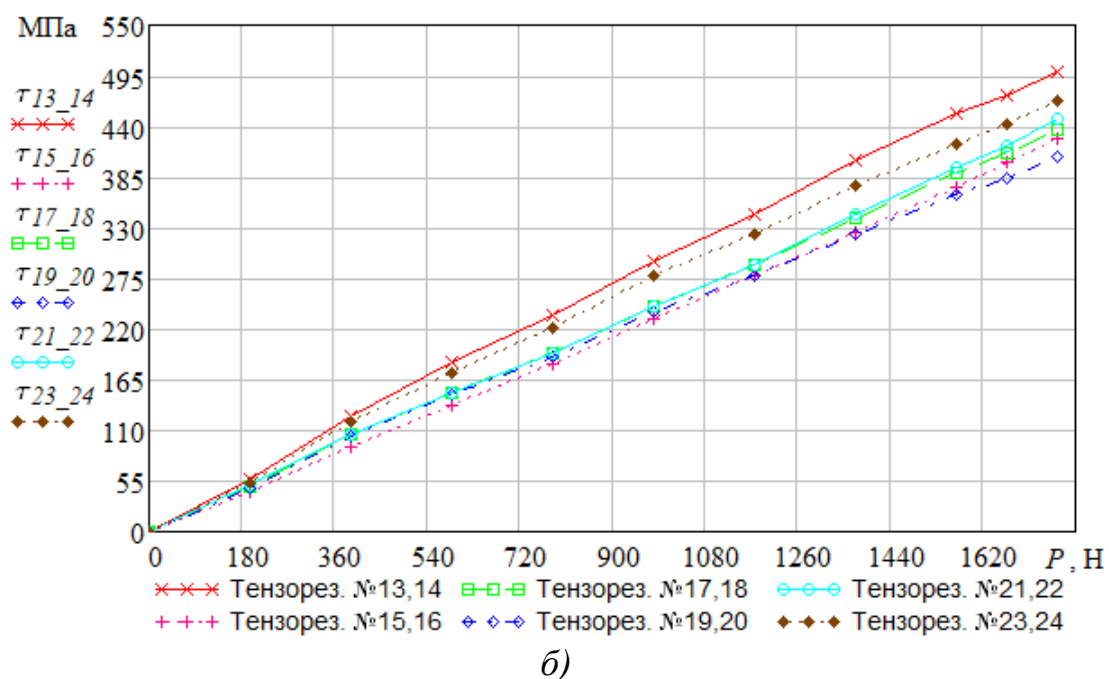


Рис. 11. График зависимости касательных напряжений τ в витках пружины с внешней (а) и внутренней (б) стороны от изменения усилия P (на страницах 12, 13)

В отличие от формулы кручения цилиндрического бруса, где значения касательных напряжений постоянны по периметру бруса, в цилиндрических пружинах эти значения переменны – меньшие напряжения с наружной стороны витков, большие – с внутренней. Значения касательных напряжений, полученные в верхних и средних витках, имеют отличие в среднем на 90 МПа при максимальной нагрузке.

Для оценки достоверности полученных результатов проведен численный расчет наружной пружины, результаты которого показывают идентичную картину распределения напряжений по виткам пружины (Рис. 12).

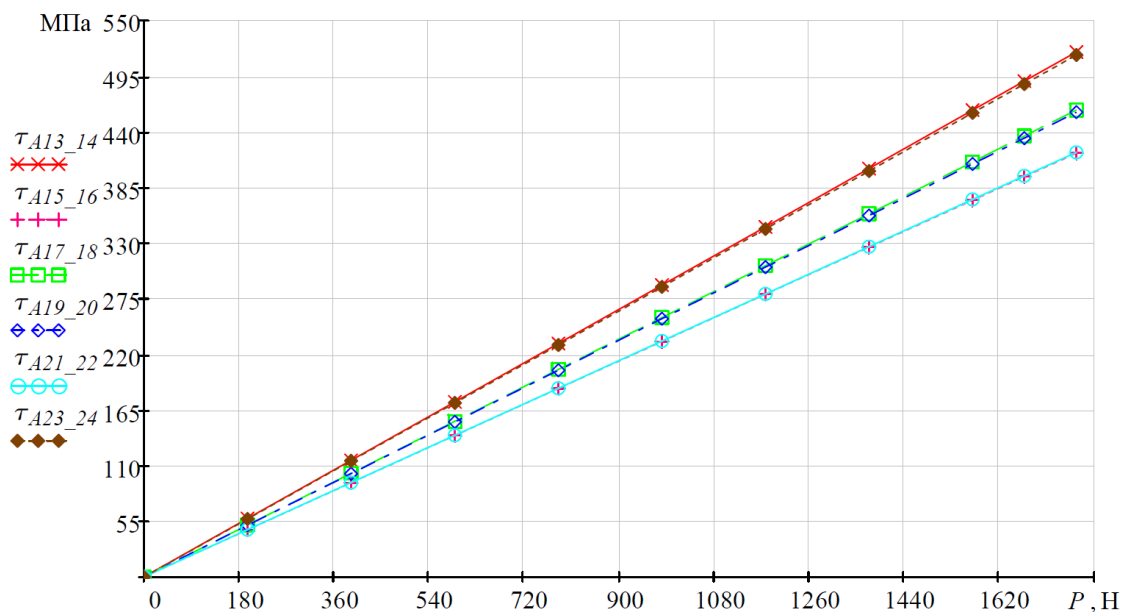


Рис. 12. График зависимости касательных напряжений τ в витках пружины с внутренней стороны от изменения усилия P (численный эксперимент)

Графическая зависимость на Рис. 13 показывает хорошую сходимость результатов натурного эксперимента с численным расчетом, значения которых находятся в допуске суммарной относительной погрешности измерений.

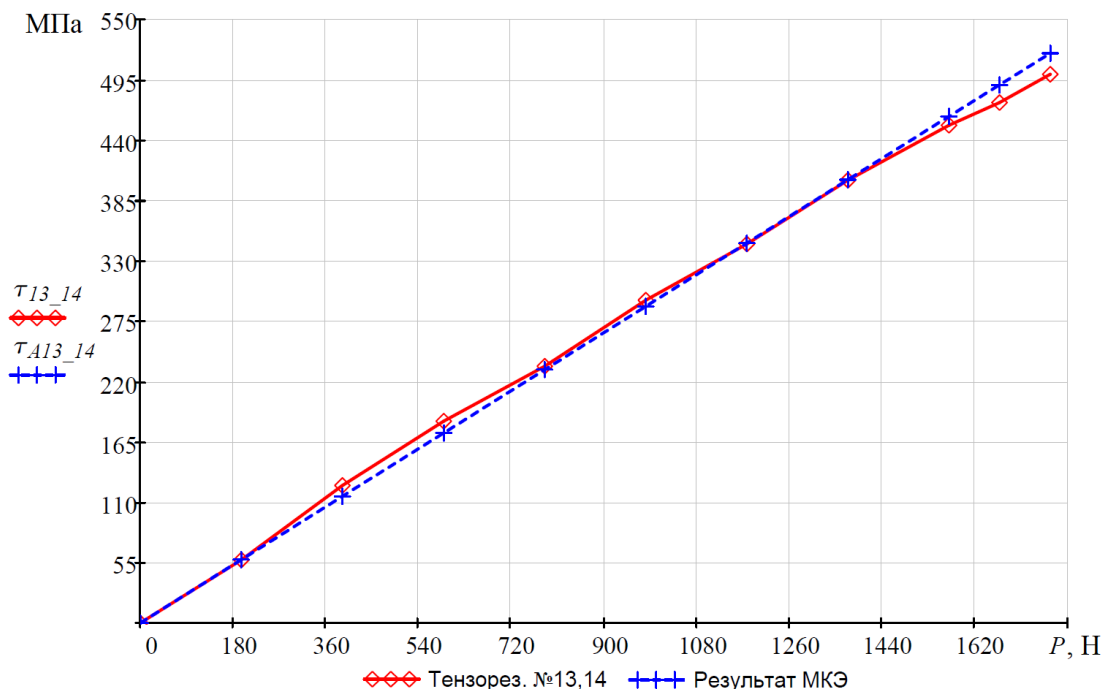


Рис. 13. Сравнение величин напряжений τ , полученных экспериментально и расчетом МКЭ (внутренний виток, тензорезисторы 13, 14)

Анализ результатов эксперимента показал:

1. По результату натурного эксперимента наиболее нагруженными являются первые рабочие витки пружины, где на внутренней поверхности касательные напряжения составили 500 МПа. Данная величина, с учетом суммарной относительной погрешности определения деформаций и напряжений ($\delta_{\Sigma} = \pm 6,1 \%$), практически равна максимально допустимым касательным напряжениям, полученным МКЭ (516 МПа). Как показывает статистика разрушения клапанных пружин в эксплуатации, наиболее часто поломки пружин происходили по первому рабочему витку.

2. На внутренней стороне витков пружины получен более высокий уровень напряжений, чем на внешней стороне витков. Высокий уровень касательных напряжений в локальной зоне первого витка возможно вызван неравномерным шагом пружины в районе крайних витков. Последующие витки имеют равномерный шаг и более низкие и равномерно распределенные значения напряжений.

3. В средней части пружины касательные напряжения на внутренней стороне составили 436 МПа (тензорезисторы 17, 18), с внешней стороны пружины 331 МПа (тензорезисторы 7, 8).

4. Сравнение результатов численного расчета МКЭ и эксперимента показал хорошую сходимость значений для наружной стороны витков пружины. Для внутренней стороны витков пружины сходимость несколько ниже. Одна из возможных причин – сложность ориентации тензорезисторов при их наклейке на внутреннюю поверхность витков пружины, особенно в среднем витке, что может привести к дополнительным погрешностям измерения деформации.

5. Среднее значение расхождения результатов расчета и эксперимента при усилии 1765 Н (180 кгс) составило 2,4 %. При этом среднее значение расхождения результатов численного расчета МКЭ и эксперимента для внешней стороны витков пружины составило 0,1 %, для внутренней стороны – не более 4 %.

Произведен расчет запасов выносливости наружной пружины на внутренней стороне витков, где в качестве исходных данных приняты показания тензометрирования и расчета МКЭ, которые соответствуют максимальным касательным напряжениям на внутренней стороне пружины при рабочей ($\tau_{\max}$) и монтажной ($\tau_{\min}$) нагрузках. Результаты расчета сведены в Таблицу 5.

Т а б л и ц а 5 – Запасы выносливости пружины

№ пары датчиков	Эксперимент	МКЭ
13, 14	1,31	1,23
15, 16	1,54	1,53
17, 18	1,47	1,39
19, 20	1,61	1,39
21, 22	1,42	1,53
23, 24	1,41	1,24

Коэффициент запаса выносливости, как и значения максимальных касательных напряжений, изменяется по высоте пружины. Таким образом экспериментально подтверждено неравномерное распределение касательных напряжений по виткам пружины, причем наибольшие значения получены на первом рабочем витке с внутренней стороны наружной клапанной пружины.

По результатам проведенной работы даны следующие рекомендации по повышению надежности ГРМ дизелей типа ЧН 26,5/31:

- для исключения локальных зон перекрытия и чрезмерных напряжений обжатия в сопряжении «сухарик – клапан» предлагается в обе конструкции сухариков внести изменения: уменьшить высоту внутреннего фиксирующего пояса сухарика до 1,5 мм, горизонтальные кромки на внутренней части сухариков выполнить с радиусом скругления R5 мм; вертикальные кромки выполнить с радиусом скругления R0,5 мм; все обработанные поверхности зашлифовать. Зазор между разрезными сухариками уменьшить с 2 до 1 мм.

- для снижения контактных давлений в замковом сопряжении клапана при сборке концы опорных поверхностей пружин располагать в противоположные стороны.

- при проектировании клапанных пружин рекомендуется учитывать неравномерность максимальных касательных напряжений по виткам. По результатам натурного и численного эксперимента методом конечных элементов установлено, что максимальные касательные напряжения на крайних рабочих витках превосходят в 1,2 раза значения напряжений в средних рабочих витках;

- для решения задач, связанных с конструированием газораспределительных механизмов СОД рекомендуется использовать методы математического моделирования, включая метод конечных элементов в объемной постановке, с экспериментальными исследованиями на безмоторных стендах и натурными испытаниями деталей на работающем двигателе.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ прочностной надежности элементов ГРМ СОД типа ЧН 26,5/31 с использованием разработанной методики выявил высокие значения напряжений в зоне замка клапанной группы. Полученные максимальные значения напряжений и давлений обжатия в сопряжении «тарелка – сухарики – стержень клапана» имеют выраженный локальный характер и превышают допустимые значения;

2. Решена задача по повышению прочностной надежности ГРМ рассматриваемого двигателя путем внесения изменений в конструкцию замка. Данные изменения значительно снизили величину максимальных напряжений в элементах сопряжения «тарелка – сухарики – стержень клапана», в частности, в сухариках эквивалентные напряжения снижены с 220 до 66 МПа, давление обжатия в контакте с клапаном снижено с 253 до 111 МПа. Снижение уровня напряжений удалось добиться и в других элементах ГРМ;

3. Проведено экспериментальное исследование величины и характера распределений напряжений, возникающих в витках пружины в зависимости от осевого усилия. Наиболее нагруженными являются крайние рабочие витки пружины, где напряжения на внутренней стороне достигают 500 МПа, что подтверждается при конечно-элементном моделировании. В средних рабочих витках напряжения составляют 436 МПа;

4. Разработаны рекомендации по повышению прочностной надежности ГРМ. При проектировании клапанных пружин рекомендуется учитывать неравномерность максимальных касательных напряжений по виткам. По результатам натурального и численного эксперимента установлено, что максимальные касательные напряжения на крайних рабочих витках превосходят в 1,2 раза значения напряжений в средних рабочих витках.

Основные публикации, отражающие содержание диссертации

1. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А. Оценка прочности элементов механизма газораспределения среднеоборотного двигателя // Двигателестроение. 2023. №2. С. 3-13. (0,9 п.л./ 0,3 п.л.).

2. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А. Прочностная надежность пружин механизма газораспределения форсированных среднеоборотных дизелей // Двигателестроение. 2024. № 4. С. 20-28. (0,6 п.л./0,4 п.л.).

3. Варшавский А.А., Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н. Экспериментальное исследование величины и характера распределения напряжений в клапанной пружине среднеоборотного двигателя// Вестник машиностроения. 2025. № 8. С. 629-633 (0,7 п.л./ 0,4 п.л.).

4. Varshavskiy A.A., Chainov N.D., Krasnokutskiy A.N. Stress in the Valve Spring of a Medium-Speed Engine // Russian Engineering Research, 2025, Vol. 45, No. 10, pp. 1339–1343. DOI:10.3103/S1068798X25702375 (0,7 п.л./ 0,4 п.л.).

5. Варшавский А.А., Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н. Оценка прочности элементов механизма газораспределения среднеоборотного // Материалы международной научно-технической конференции «10-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития авто-транспортного комплекса», Москва, 27 января 2023 года. (0,1 п.л./ 0,05 п.л.).

6. Варшавский А.А., Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н. Оценка прочности клапанных пружин среднеоборотного двигателя // Материалы международной научно-технической конференции «11-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития авто-транспортного комплекса», Москва, 28 января 2025 года. (0,1 п.л./ 0,05 п.л.).