

На правах рукописи



Сусликов Вячеслав Владимирович

ПОВЫШЕНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА
СРЕДНЕОБОРОТНОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

05.04.02 – Тепловые двигатели

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» на кафедре «Поршневые двигатели».

Научный руководитель: **Чайнов Николай Дмитриевич**
доктор технических наук, профессор кафедры
«Поршневые двигатели» ФГБОУ ВПО «МГТУ им.
Н.Э. Баумана»

Официальные оппоненты: **Гоц Александр Николаевич**
доктор технических наук, профессор кафедры
«Тепловые двигатели и энергетические установки»
ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный
университет имени Александра Григорьевича и
Николая Григорьевича Столетовых»

Раенко Мстислав Иванович
кандидат технических наук, начальник отдела
прочности ОАО «Коломенский завод»

Ведущее предприятие: ФГБОУ ВПО «Московский автомобильно-
дорожный государственный технический
университет (МАДИ)»

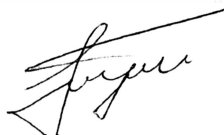
Защита диссертации состоится "18" февраля 2016 г. в 14:00 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском Государственном Техническом Университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

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

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан " " декабря 2015 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



Тумашев Р.П.

Актуальность темы исследования объясняется доминирующим положением на наземном и водном транспорте дизельных двигателей. К современной дизельной установке предъявляются высокие технико-экономические требования, включая эффективные и экологические показатели, повышенный ресурс, необходимые массогабаритные характеристики. Коленчатый вал (КВ) должен выполнять свои функции в течение всего срока эксплуатации двигателя.

Выполнение заданных требований ставит перед разработчиками задачи по поиску новых более совершенных методик расчета конструкций на прочность и долговечность. Применяемые в прошлом подходы к конструированию и расчету КВ не всегда способны адекватно описать работу конструкции. Накопленная база эмпирических параметров, применяемых в расчетных методиках, все чаще сталкивается с границами своего применения и требует проведения новых экспериментов, что может серьезно увеличить стоимость и сроки разработки новых двигателей. Выход может заключаться в поиске новых и более современных методик расчета КВ.

Целью данной работы является уточнение методики оценки циклической прочности КВ при использовании методов поверхностного пластического деформирования зон концентрации напряжений.

Основные задачи диссертационной работы:

- составление алгоритма расчета и определение полей остаточных напряжений в КВ после процесса обкатки галтелей в трехмерной постановке;
- уточнение методики расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) КВ в процессе работы среднеоборотного дизеля в трехмерной постановке;
- уточнение методики оценки циклической прочности КВ с учетом остаточной напряженности галтелей вследствие обкатки роликами;
- проведение сравнительного анализ результатов расчетного и экспериментального исследований НДС после обкатки роликами и выдача рекомендаций по выбору параметров технологического процесса обкатки галтелей роликами.

Научная новизна работы в том, что:

- впервые в трехмерной постановке исследуется технологический процесс обкатки галтелей клиновыми роликами с целью повышения циклической прочности КВ;
- впервые проведено исследование влияния параметров обкатки (усилия, количество оборотов роликов) на повышение циклической прочности КВ и даны рекомендации по выбору рациональных параметров обкатки;

- впервые определена величина эффективной амплитуды напряжений в процессе работы КВ на основе теории подобия усталостного разрушения.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

- создана методика, позволяющая с достаточной точностью прогнозировать возникновение величины остаточных напряжений в поверхностном слое галтелей вследствие поверхностного пластического деформирования обкаткой роликами;
- создана методика расчета, позволяющая с помощью объемной конечно-элементной модели оценивать циклическую прочность КВ с достаточной точностью.

Автор защищает:

- результаты исследования по влиянию параметров обкатки (усилия, количество оборотов роликов) на повышение циклической прочности КВ;
- результаты определения величины эффективной амплитуды напряжений в процессе работы КВ на основе теории подобия усталостного разрушения;
- экспериментально обоснованные математические модели определения НДС КВ, методы компьютерной реализации этих моделей и результаты численных экспериментов, полученные на основе используемых моделей и методов.

Степень достоверности и обоснованности результатов работы определяются:

- использованием фундаментальных законов и уравнений теории упругости, пластичности, циклической прочности с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей, результатами верификации математических моделей;
- применением современных моделей материалов в упруго-пластической области, построенных на основе опытных данных и реализованных в современных программных комплексах;
- применением надежных опытных данных по исследованию процесса обкатки вала роликами.

Апробация результатов. Основные результаты диссертационной работы были доложены на:

1. Научно-методической и научно-исследовательской конференции (МАДИ, Москва, 2012, 2013, 2014, 2015);
2. Заседаниях кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2012, 2013, 2014, 2015).

Личный вклад. Автором создана методика, позволяющая с достаточной точностью прогнозировать возникновение величины остаточных напряжений в поверхностном слое галтелей вследствие поверхностного пластического деформирования обкаткой роликами, на основе специализированного программного комплекса DEFORM-3D. С использованием экспериментальных

данных проведены выбор и отладка математических моделей определения напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе обкатки галтелей роликами.

Исследовано влияние усилия обкатки и количества оборотов вала в процессе технологического процесса обкатки на распределение остаточных напряжений в поверхностном слое галтели. Определен набор рациональных параметров обкатки, позволяющий получить заданный уровень циклической прочности коленчатого вала.

С использованием теории подобия усталостного разрушения определена величина эффективной амплитуды напряжений в процессе работы коленчатого вала для оценки циклической прочности коленчатого вала.

Проведено сравнение расчетного и экспериментального исследований эффекта от обкатки галтелей роликами на циклическую прочность коленчатого вала. Результаты сравнения подтвердили эффективность предложенной методики расчета остаточных напряжений.

Публикации. Результаты выполненной диссертационной работы отражены в девяти научных работах, из них три работы в рецензируемых журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, общим объемом 2.18 п.л.

Объем работы. Диссертационная работа содержит 144 страницы текста, 81 рисунок, 8 таблиц, состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 119 наименований, 4-х приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится краткое обоснование выбора целей исследования, приводятся сведения об объеме фактического материала, положенного в основу работы.

Первая глава содержит обзор конструктивных и технологических решений для повышения циклической прочности, применяемых при изготовлении КВ форсированных среднеоборотных дизелей, методы определения НДС и оценки циклической прочности КВ форсированных среднеоборотных дизелей.

Анализ поломок показал, что разрушение КВ носит усталостный характер и начинается в местах концентрации напряжений (края маслоподводящих отверстий и галтели – места сопряжения щек с шейками вала). Расчетами установлено, что в процессе работы дизеля наибольшие напряжения возникают в галтелях щек КВ при действии знакопеременного изгибающего момента в плоскости кривошипа. Для повышения циклической прочности галтели КВ подвергают поверхностному пластическому деформированию. Экспериментально установлено, что наибольший эффект дает обработка галтелей роликами.

Анализ экспериментальных данных показал, что эффект от обкатки проявляется в уменьшении шероховатости поверхности, упрочнении материала и возникновении остаточной напряженности поверхностного слоя вала. Из Рисунка 1 видно, что увеличение остаточных напряжений сжатия ведет к повышению максимально возможных амплитуд цикла.

Большие возможности для упрочнения галтелей имеют ролики с биением рабочего профиля – клиновые ролики (Рисунок 2), которые позволяют эффективно обкатывать галтели по всей криволинейной поверхности с захватом прилегающих участков без специального движения подачи.

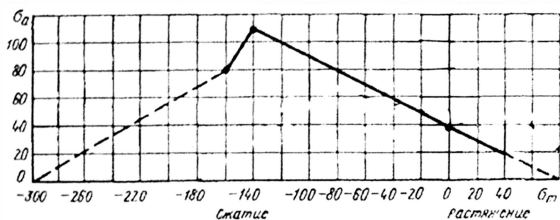


Рисунок 1. Диаграмма предельных амплитуд легированной стали, 10*МПа

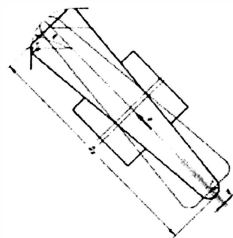


Рисунок 2. Схема обкатки галтели

Исследования В.М. Браславского и др. показали, что остаточная напряженность поверхностно деформированных деталей является одной из главных причин повышения их циклической прочности. Во время работы в обкатанных деталях возникают напряжения от внешней нагрузки, которые суммируются с остаточными напряжениями и уменьшают опасные растягивающие напряжения.

Расчетам на циклическую прочность КВ посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных авторов, из которых следует отметить И.А. Биргера, А.Н. Гоца, В.И. Иванова-Дятлова, Р.С. Кинасошвили, В.П. Когаева, А.С. Орлина, М.А. Салтыкова, С.В. Серенсена, Н.Д. Чайнова. Обзор литературы показывает, что традиционные методы расчета НДС КВ, применяемые в настоящее время, можно разделить на две группы.

Первая группа основана на разрезной схеме, то есть КВ многоцилиндрового двигателя представляется набором колен, нагруженных соответствующими усилиями. Влияние соседних колен учитывается только через набегающий крутящий момент. К недостаткам данной схемы можно отнести тот факт, что она не учитывает действие нагрузок на смежные с рассматриваемым колена и влияние надпорных изгибающих моментов, действующих в различных плоскостях.

Уточненный анализ НДС коленчатого вала (вторая группа) проводится по неразрезной схеме. Рассматривается целиком весь КВ с нагрузками,

приложенными ко всем коленам при различных положениях коленчатого вала. При этом для обеспечения требуемой точности при расчете необходимо учитывать податливость опор КВ, которая связана с деформацией картера, подвесок и вкладышей подшипников, гидродинамикой масляного слоя и др. Кроме того, жесткость КВ при изгибе различна в зависимости от угла наклона плоскости, проходящей через ось вращения, в которой рассматривается изгиб.

При оценке циклической прочности во всех случаях требуется знание ряда эмпирических величин. Данные по последним весьма ограничены, что в ряде случаев предусматривается назначением более высоких величин коэффициентов запаса.

Для оценки циклической прочности после определения НДС, для двух "экстремальных" углов поворота КВ определяются параметры цикла нагружения (амплитуда и среднее значение). Величины амплитуд напряжений, определенных методом конечных элементов, оказываются завышены. Как показывают испытания образцов с концентраторами напряжений и без них, разрушение наступает при $\sigma_{-1K} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}$, при этом $K_\sigma < \alpha_\sigma$, где K_σ и α_σ – соответственно эффективный и теоретический коэффициенты концентрации напряжений. Формула коэффициента запаса циклической прочности при изгибе в этом случае:

$$n_y = \frac{y_{-1}}{\frac{A_\sigma \cdot y_{ia}}{e_M \cdot e_{III} \cdot v_{УПР}} + \psi_y \cdot y_{im}}, \quad (1)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала; $A_y = \frac{K_y}{\bar{b}_\sigma} = \frac{1-q}{\bar{b}_\sigma} + q$ – коэффициент ослабления напряжений, полученных при расчете НДС методом конечных элементов; q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; e_M – масштабный фактор; e_{III} – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости; $v_{УПР}$ – коэффициент поверхностного упрочнения; ψ_y – коэффициент чувствительности материала вала к асимметрии цикла; y_{ia} – эквивалентная амплитуда за цикл нагружения, $y_{ia} = y_{a_кз} = \bar{b}_y \cdot y_{ном}$, $y_{ном}$ – номинальное напряжение; y_{im} – эквивалентная интенсивность средних напряжений за цикл нагружения.

В связи с реализацией конечно-элементного подхода при расчете амплитуды напряжений имеется возможность учета поверхностного пластического деформирования обкаткой роликами, минуя использование коэффициента $v_{УПР}$, через уточнение напряженно-деформированного состояния КВ.

Вторая глава посвящена разработке математической модели расчета НДС КВ с учетом остаточных напряжений, возникающих после технологического процесса обкатки галтелей роликами на этапе его изготовления, и разработке методики оценки его циклической прочности.

Задача определения НДС КВ с учетом остаточных напряжений является нелинейной. Если найдено решение линейной задачи, то решение нелинейной задачи получают с помощью некоторого итерационного процесса, на каждом шаге которого материальные константы выбираются так, чтобы удовлетворялись определяющие уравнения.

Функционал баланса мощности системы внутренних и внешних сил включает в себя скорость рассеяния энергии деформации и мощность, развиваемую действующими на заготовку внешними силами f_i на скоростях смещений v_i :

$$\Phi \equiv \int_V \sigma_i \cdot \dot{\epsilon}_i dV - \int_S f_i v_i dS. \quad (2)$$

Для минимизации функционала (2) на всей области определения применяется метод конечных элементов (МКЭ) с шаговой концепцией по времени. Нелинейность задачи ведет к нарушению принципа суперпозиции и ее решение существенным образом зависит от истории (пути) нагружения. Решение может быть получено лишь разбиением пути нагружения на малые интервалы и суммированием найденных на каждом интервале решений.

Для реализации шаговой концепции по времени МКЭ должен быть сформулирован в инкрементальной форме, когда разрешающие уравнения записываются не для конечных величин узловых внешних воздействий, а для их приращений в пределах каждого шага: $\{\dot{\delta}^{t+\Delta t}\} = \{\dot{\delta}^t\} + \{\Delta \dot{\delta}\}$. При этом вектор решения на каждом шаге $\{\Delta \dot{\delta}\}$ должен быть найден из системы уравнений равновесия МКЭ, но записанной в инкрементальной форме:

$$F(\{\dot{\delta}^t\}) = [K(\{\dot{\delta}^t\})] \cdot \{\Delta \dot{\delta}\} - \{\Delta R(\{\dot{\delta}^t\})\} = 0, \quad (3)$$

где $[K(\{\dot{\delta}^t\})]$ – матрица жесткости системы, являющаяся функцией ее состояния в момент времени t ; $\{\Delta \dot{\delta}\}$ – вектор-столбец неизвестных значений приращений узловых скоростей за время Δt ; $\{\Delta R(\{\dot{\delta}^t\})\}$ – вектор приращений узловых внешних сил системы, зависящий от $\{\dot{\delta}^t\}$ вследствие температурных деформаций.

При решении задачи приходится иметь дело с конечными временными интервалами, что ведет к накоплению погрешности приближенного решения. Для устранения этого недостатка на каждом временном шаге используется итерационный алгоритм Ньютона-Рафсона.

Результатами расчета является распределение остаточных напряжений, которое используется в дальнейшем при оценке циклической прочности КВ.

При работе дизеля задача определения НДС КВ в трехмерной постановке, решается на основе МКЭ в упругой области, где функционалом системы является полная потенциальная энергия. Минимизация функционала приводит к системе линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) вида

$$[k]\{\delta\} = \{\bar{G}\}, \quad (4)$$

где $[k]$ – матрица жесткости, $\{\delta\}$ – вектор узловых перемещений, $\{\bar{G}\}$ – вектор нагрузки. Решением СЛАУ являются составляющие вектора $\{\delta\}$, зная которые вычисляются деформации и напряжения в элементах.

В результате расчета НДС КВ определяются параметры цикла нагружения (среднее значение и амплитуда напряжений), являющиеся исходными данными для дальнейшего расчета на циклическую прочность.

При традиционном подходе с использованием методов сопротивления материалов величина амплитуды напряжений определяется по размаху номинальных напряжений $y_{\text{ном}}$ за цикл работы дизеля. При трехмерном конечно-элементном подходе понятие номинального напряжения теряет смысл, поэтому удобно использовать теорию подобия усталостного разрушения.

В.П. Когаевым была выведена удобная для расчетов форма уравнения подобия усталостного разрушения:

$$\lg(\xi - 1) = \lg\left(\frac{1}{\varepsilon_{\infty}} - 1\right) - \nu_{\sigma} \cdot \left(\lg \frac{L}{\bar{G}} - 1,946\right). \quad (5)$$

В (5) входят следующие величины: $\xi = \frac{\sigma_{\max}}{u} = \frac{(\sigma_{-1\sigma} \cdot \alpha_{\sigma})}{(\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\infty})}$, где $\sigma_{-1\sigma}$ и σ_{-1} – предел выносливости детали без концентратора напряжений и материала; $\varepsilon_{\infty} = 0,5$ – для сталей и чугунов с шаровидным графитом. ν_{σ} – коэффициент чувствительности к концентрации напряжений и масштабному фактору. $\frac{L}{\bar{G}}$ – критерий подобия усталостного разрушения, а $\bar{G} = \frac{G}{y_{\max}}$, G – градиент напряжений в зоне концентратора.

Для исключения номинального напряжения из расчета после преобразований из (5) и (1) имеем:

$$n_y = \frac{y_{-1}}{K \cdot y_{ia} + \psi_y \cdot y_{im}}, \text{ где } K = \frac{1}{\varepsilon_{\infty} + (1 - \varepsilon_{\infty}) \cdot \left(\frac{1}{88,3} \cdot \frac{L}{G}\right)^{-\nu_{\sigma}}} \cdot \frac{1}{e_{ш} \cdot \sigma_{УПР}}. \quad (6)$$

Выведенная формула на основе теории подобия усталостного разрушения позволяет вычислять коэффициент запаса циклической прочности детали без определения "номинального напряжения", а только на основе определения ее НДС в трехмерной постановке.

Третья глава посвящена расчету остаточных напряжений, определению НДС и оценке циклической прочности КВ форсированного среднеоборотного тепловозного дизеля по методикам, изложенным во второй главе.

При определении остаточных напряжений строится конечно-элементная модель участка КВ, содержащего галтель (Рисунке 3).

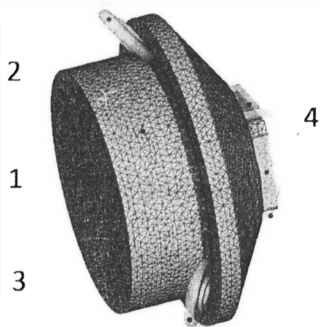


Рисунок 3. Конечно-элементная модель участка КВ

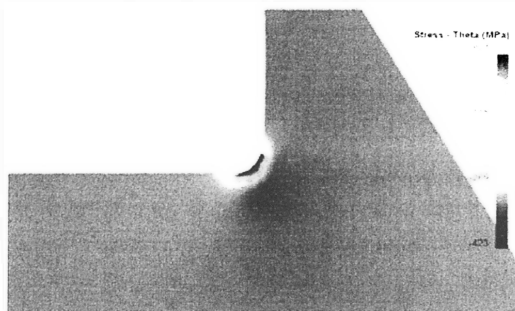


Рисунок 4. Окружные напряжения σ_{θ} галтели после обкатки (сечение вала)

Конечно-элементная модель расчетной области (Рисунок 3) состоит из 132000 тетраэдральных элементов модели вала (1) (характерный размер грани тетраэдров – от 0.5 мм до 7 мм со сгущением в районе контактных областей).

На Рисунке 3 показан участок КВ с галтелью (1) в начальный момент времени, на котором установлены равномерно по окружности три ролика: два клинового (3) и один постоянного профиля (2). Вал фиксируется от осевых и радиальных перемещений 4-мя фиксаторами (4). С помощью данных фиксаторов валу передается угловая скорость вращения. Усилие обкатки передается на вал через ролики (2) и (3). Ролики имеют возможность свободно вращаться вокруг своей оси во время обкатки за счет силы трения в пятне контакта с валом (1).

На рисунке 4 приведены результаты расчета для принятого режима обработки галтелей (номинальный режим): сила обкатки $F=36\text{кН}$; угловая

скорость вращения вала $\omega=11$ об/мин; число оборотов вала $n=18$. Максимальное по модулю напряжение принимает у поверхности вала ($\sigma_\theta=-423$ МПа) и постепенно переходит в растягивающее. Сжимающие напряжения σ_θ локализованы на глубину до ~ 3 мм. Величина растягивающих напряжений невелика и достигает значения $\sigma_\theta=39,1$ МПа на глубине ~ 5 мм.

С целью определения рациональных параметров обкатки при сохранении заданного уровня циклической прочности КВ было рассмотрено влияние усилия обкатки и количества оборотов на величину остаточных напряжений σ_θ .

Для определения влияния усилия обкатки проведены расчеты с номинальными параметрами при усилиях обкатки $F=30-40$ кН. Результаты расчетов представлены в Таблице 1.

Из Таблицы 1 видно, что величина максимальных окружных нормальных напряжений $\sigma_{\theta max}$ растет с ростом усилия обкатки от -365 МПа до -496 МПа. С ростом усилия обкатки распределение максимальных напряжений по дуге галтели становится более равномерным.

Таблица 1

Усилие обкатки F, кН	$\sigma_{\theta max}$, МПа	$\sigma_{\theta gar}$, МПа	$\Delta\sigma_{\theta gar}$, МПа
30	-365	-227	-135
33	-382	-298	-64
36 (номин. режим)	-423	-362	-
40	-496	-376	+14

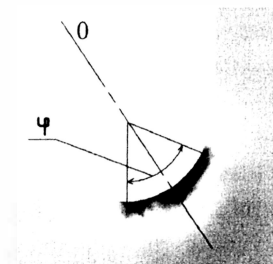


Рисунок 5. К определению гарантированной величины $\sigma_{\theta gar}$

Для определения эффекта от обкатки при оценке циклической прочности лучше использовать не максимальные величины напряжений $\sigma_{\theta max}$, так как они не достигаются на всей дуге галтели, а гарантированные величины $\sigma_{\theta gar}$, которые были достигнуты на всей дуге галтели.

В действительности имеются области на галтели, в которых сконцентрированы большие по модулю напряжения величиной до $\sigma_{\theta max}$. Примем, что напряжение σ_θ принимает гарантированную величину $\sigma_{\theta gar}$, если оно является минимальным по модулю на дуге галтели $\varphi=70^\circ$ относительно линии 0 действия усилия обкатки F (Рисунок 5).

Из Таблицы 1 можно видеть, что прирост гарантированной величины $\sigma_{\theta gar}$ уменьшается с ростом усилия обкатки, что может быть вызвано упрочнением материала в процессе пластической деформации. С уменьшением усилия обкатки с $F=36$ кН до $F=33$ кН величина $\sigma_{\theta gar}$ по модулю уменьшается на 18% (на 64

МПа), а с уменьшением усилия обкатки с $F=36$ кН до $F=30$ кН величина $\sigma_{\theta gar}$ по модулю уменьшается на 37% (на 135 МПа) по сравнению с номинальным режимом.

Для определения влияния количества оборотов роликов проведены расчеты процесса обкатки с номинальными параметрами при количестве оборотов $n=12-18$. Результаты расчетов представлены в Таблице 2.

Таблица 2

Количество оборотов, n	σ_{0max} , МПа	$\sigma_{\theta gar}$, МПа	$\Delta\sigma_{\theta gar}$, МПа
12	-407	-279	-83
15	-419	-323	-39
18 (номин. режим)	-423	-362	-

С уменьшением количества оборотов с $n=18$ до $n=15$ величина $\sigma_{\theta gar}$ по модулю уменьшается на 11% (на 39 МПа), а с уменьшением количества оборотов с $n=18$ до $n=12$ величина $\sigma_{\theta gar}$ по модулю уменьшается на 23% (на 83 МПа) по сравнению с номинальным режимом. Однако имеется существенная неравномерность распределения напряжений σ_{θ} по дуге галтели, поэтому при выборе рациональных параметров обкатки количество оборотов ($n=18$) стоит сохранить, т.к. данное значение выбрано из соображений обеспечения равномерности напряжений по всей дуги галтели и необходимости сглаживания поверхности галтели от воздействия клиновых роликов.

Проведен расчет НДС КВ, возникающего в процессе работы дизеля, для двух углов поворота, соответствующих экстремальным значениям результирующей силы ($\varphi=50^{\circ}$ и $\varphi=190^{\circ}$), действующей на КВ (Рисунки 6,7).

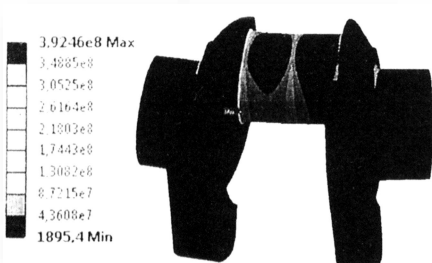


Рисунок 6. Интенсивность напряжений в КВ для угла поворота $\varphi=50^{\circ}$, Па

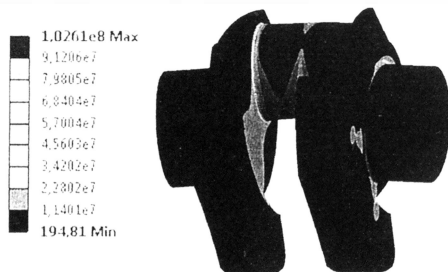


Рисунок 7. Интенсивность напряжений в КВ для угла поворота $\varphi=190^{\circ}$, Па

Результаты расчета показали, что наиболее опасный цикл напряжения ($y_i^{пст} \sim 380$ МПа при растяжении ($\varphi=50^{\circ}$), и $y_i^{сж} \sim 20$ МПа при сжатии ($\varphi=190^{\circ}$)

возникает в точке нижней части галтели, соединяющей шатунную шейку с щекой КВ. Зная НДС в наиболее опасной точке в двух экстремальных положениях КВ, можно определить параметры цикла нагружения.

Интенсивность амплитуд определяется по формуле:

$$y_{ЭКВa} = y_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(y_{aX} - y_{aY})^2 + (y_{aX} - y_{aZ})^2 + (y_{aZ} - y_{aY})^2 + 6(\phi_{aXY}^2 + \phi_{aZY}^2 + \phi_{aXZ}^2)} = 184 \text{ МПа.} \quad (7)$$

Интенсивность средних напряжений определяется по формуле:

$$y_{ЭКВm} = y_{im} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(y_{mX} - y_{mY})^2 + (y_{mX} - y_{mZ})^2 + (y_{mZ} - y_{mY})^2 + 6(\phi_{mXY}^2 + \phi_{mZY}^2 + \phi_{mXZ}^2)} = 197 \text{ МПа.} \quad (8)$$

Параметры цикла нагружения $\sigma_{ЭКВa}$ и $\sigma_{ЭКВm}$ являются исходными данными для дальнейшей оценки запаса циклической прочности при изгибе КВ.

Рассмотрены две методики оценки циклической прочности. Первая общепризнанная методика Серенсена-Кинасошвили. Недостатки, которые присущи данному методу, призвана устранить методика, базирующаяся на предложенной В.П. Когаевым теории подобия усталостного разрушения.

Определение коэффициента запаса циклической прочности при изгибе по методике Серенсена-Кинасошвили по формуле (1) дало результат: $n_y = 1,91$. В машиностроении для кованных стальных КВ диапазон изменения суммарных коэффициента запаса составляет 1,6-1,9. Выбор таких значений позволяет учесть нестабильность свойств сопротивления деталей усталостному разрушению, зависящую от уровня технологии, стабильности и полноты контроля качества.

Определение коэффициента запаса циклической прочности при изгибе по методике, основанной на теории подобия усталостного разрушения, по формуле (6) дало результат: $n_y = 2,49$. В этом случае возможно определение параметров в формуле коэффициента запаса в широком диапазоне изменения геометрических параметров деталей, а учет влияния различных факторов является более оправданным с точки зрения их физической интерпретации.

В ГОСТ 25.504-82 указано на то, что расчет коэффициентов концентрации напряжений по методике Серенсена может давать погрешность до 20% по сравнению с более точной методикой, основанной на теории подобия усталостного разрушения. Таким образом, для каждой методики существует своя шкала допустимых значений коэффициентов запаса циклической прочности на изгиб.

С целью выбора рациональных параметров обкатки с сохранением заданного уровня циклической прочности определены коэффициенты запаса для режимов обкатки и соответствующие им значения $v_{УПР}$ (Таблица 3).

Усилие обкатки F, кН	Количество оборотов n	σ_{0gar} , МПа	n_1 (Серенсен-Кинасошвили)	$v_{УПР}$	n_2 (теория подобия)
30	18	-227	1,68	1.26	2,1
33	18	-298	1,79	1.36	2,29
36	18	-362	1,91	1.48	2,49
40	18	-376	1,94	1.50	2,54
36	12	-279	1,76	1.33	2,23
36	15	-323	1,84	1.41	2,36

Рассчитанные коэффициенты запаса циклической прочности и значения $v_{УПР}$ являются минимально гарантированными, т. к. при оценке циклической прочности было использовано значение остаточных напряжений σ_{0gar} , которое ниже σ_{0max} . Если при оценке циклической прочности использовать σ_{0max} , то можно получить следующие результаты для номинального режима: $n_1=2.05$, $v_{УПР}=1.61$. Реальное значение параметров будет лежать в пределах $n_1=1.91-2.05$, $v_{УПР}=1.48-1.61$. Принимая осредненное значение, окончательно получим $v_{УПР}=1.55$.

-200 -150 -100 -50 0 50 МПа

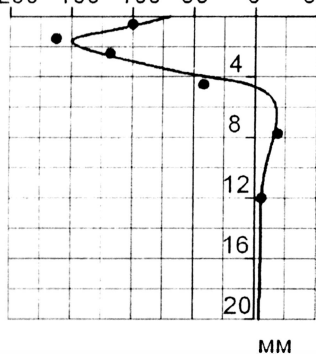


Рисунок 8. Распределения окружных нормальных напряжений σ_θ по глубине вала (линия – расчет №1, точки – эксперимент)

Четвертая глава содержит анализ результатов расчетного и экспериментального исследований НДС после обкатки и оценки циклической прочности КВ форсированного среднеоборотного тепловозного дизеля.

С целью определения достоверности (верификации) предложенного алгоритма расчета остаточных напряжений в КВ в трехмерной постановке после обкатки галтелей роликами был проведен сравнительный анализ результатов расчетов (№1 и №2), соответствующих разным параметрам обкатки, и экспериментальных данных.

За основу были выбраны результатов эксперимента О.О. Куликова и В.М. Браславского по обкатке крупных валов диаметром 230 мм из стали 50.

Результаты расчета №1 и эксперимента в виде распределения окружных нормальных напряжений σ_θ представлены на Рисунке 8.

Результаты сравнения экспериментальной и расчетной эпюр окружных нормальных напряжений по Рисунку 8 сведены в Таблицу 4.

Таблица 4

Характерные точки эпюры	σ_θ , МПа (эксперимент)	σ_θ , МПа (расчет №1)	$ \Delta\sigma_\theta $, МПа	$\Delta\sigma_\theta$, %
на поверхности	-60	-69	9	13
$ \sigma_{\theta\max} $	-165	-149	16	10
$\sigma_{\theta\max}$	15	14	1	7

Можно отметить следующее:

- 1) глубина залегания пиковых напряжений $|\sigma_{\theta\max}|$ составляет в эксперименте и в расчете №1 соответственно 1,5 мм и 1,6 мм;
- 2) глубина залегания максимальных положительных напряжений $\sigma_{\theta\max}$ составляет в эксперименте и в расчете №1 соответственно ~8 мм и 6,5 мм.

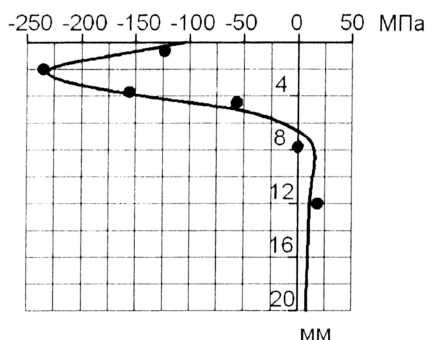


Рисунок 9. Распределения окружных нормальных напряжений σ_θ по глубине вала (линия – расчет №2, точки – эксперимент)

поверхности вала. Данное обстоятельство может быть устранено построением сетки с более мелкой разбивкой. Учитывая данные Таблицы 4, можно сделать вывод что результаты эксперимента и расчета №1 имеют хорошее совпадение.

Результаты расчета №2 и эксперимента в виде распределения окружных нормальных напряжений σ_θ представлены на Рисунке 9.

Результаты сравнения экспериментальной и расчетной эпюр окружных нормальных напряжений по Рисунку 9 сведены в Таблицу 5.

Небольшой разброс имеют напряжения на поверхности $|\Delta\sigma_\theta|=9$ МПа (13%), что может быть связано с инкрементальной интерпретацией нагружения по времени и аппроксимацией контактного взаимодействия. Данное обстоятельство может быть устранено выбором более мелкого шага расчета по времени.

Различие в глубине залегания максимальных положительных напряжений $\sigma_{\theta\max}$ в эксперименте и в расчете №1 можно объяснить более грубой сеткой при удалении от

Характерные точки эпюры	σ_θ , МПа (эксперимент)	σ_θ , МПа (расчет №2)	$ \Delta\sigma_\theta $, МПа	$\Delta\sigma_\theta$, %
на поверхности	-80	-106	26	24
$ \sigma_{\theta\max} $	-240	-231	9	4
$\sigma_{\theta\max}$	20	19	1	5

Можно отметить следующее:

- 1) глубина залегания пиковых напряжений $|\sigma_{\theta\max}|$ составляет в эксперименте и в расчете №2 соответственно 1,9 мм и 2,1 мм;
- 2) глубина залегания максимальных положительных напряжений $\sigma_{\theta\max}$ составляет в эксперименте и в расчете №2 соответственно ~12 мм и 8,5 мм.

Разброс имеют напряжения на поверхности $|\Delta\sigma_\theta| = 26$ МПа (24%), что может быть связано с инкрементальной интерпретацией нагружения по времени и аппроксимацией контактного взаимодействия. Данное обстоятельство может быть устранено выбором более мелкого шага расчета по времени.

Различие в глубине залегания максимальных положительных напряжений $\sigma_{\theta\max}$ в эксперименте и в расчете №2 можно объяснить более грубой сеткой при удалении от поверхности вала. Данное обстоятельство может быть устранено построением сетки с более мелкой разбивкой. Учитывая данные Таблицы 5 можно сделать вывод, что результаты эксперимента и расчета №2 имеют хорошее совпадение.

На ОАО “Коломенский завод” проведены усталостные испытания на изгиб одноколенного элемента КВ, содержащий одну шатунную и две коренные шейки. Элемент вырезан из натурального вала по галтелям коренных шеек, примыкающих к поверхностям щек соседних кривошипов.

Элемент КВ прошел базу испытаний 10^7 циклов без разрушений и микротрещин. Контроль состояния вала выполнялся методом цветной дефектоскопии. Перед началом испытаний было осуществлено статическое тензометрирование наиболее нагруженных районов вала: радиусный переход (галтель) от поверхности шатунной шейки к щеке вала, а также кромки масляных отверстий на поверхности шатунной шейки. Анализ показал, что уровень напряжений в данных районах соответствует уровню напряжений в серийном КВ.

Вычисленный по результатам испытаний коэффициент поверхностного упрочнения $\beta_{\text{УП}}^{\text{эксп}} = 1,8$. Расчетom было установлено, что максимальное значение

$\beta_{\text{УП}}^{\text{расч}} = 1,61$ (Таблица 3), которое отражает только влияние остаточных напряжений

на циклическую прочность. В первой главе было показано, что эффект от обкатки

роликами на циклическую прочность выражается не только в создании поля сжимающих остаточных напряжений, но и в уменьшении шероховатости поверхности и в улучшении механических свойств материала. По этой причине суммарный коэффициент упрочнения будет иметь большее значение близкое к 1,8, что согласуется со значением, полученным по результатам испытаний.

ВЫВОДЫ

1. Предложенный алгоритм расчета остаточных напряжений в коленчатом вале после процесса обкатки галтелями роликами, реализованный в специализированном программном комплексе, позволяет подбирать рациональные параметры обкатки, обеспечивающие требуемый уровень циклической прочности во всем диапазоне работы среднесоборотного тепловозного дизеля.

2. Уточненная методика расчета НДС КВ в трехмерной постановке позволяет определить суммарное действие остаточных сжимающих напряжений с напряжениями, возникающими в процессе работы дизеля, исходя из расчета НДС процесса обкатки.

3. Уточненная методика оценки циклической прочности КВ позволяет определить влияние остаточной напряженности на коэффициент поверхностного упрочнения $\nu_{УПР}$ без проведения экспериментальных исследований и оценить его влияние на запас циклической прочности.

4. Предложенная альтернативная методика оценки коэффициентов запаса, основанная на теории подобия усталостного разрушения, имеет более широкие возможности при оценке циклической прочности, исключая определение номинальных напряжений и может быть использована при разработке новых дизелей.

5. По испытаниям образцов на растяжение определены характеристики материала КВ (диаграмма деформирования материала), необходимые для определения НДС в процессе обкатки галтелями роликами.

6. Даны рекомендации по выбору рациональных параметров технологического процесса обкатки. Обоснована необходимость сохранения заданного количества оборотов вала при обкатке ($n=18$). Показана возможность снижения усилия обкатки с $F=36$ кН до $F=33$ кН с сохранением заданного уровня циклической прочности.

Полученные расчетные данные по распределению остаточных напряжений в поверхностном слое галтели КВ после обкатки роликами и по величине коэффициента поверхностного упрочнения $\nu_{УПР}$ подтверждаются экспериментальными данными.

1. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Моделирование контактных взаимодействий в базовых узлах и деталях двигателя // Студенческий научный вестник: Студенческая весна-2010, М, 2010, т. 10, ч. 3. С. 75–76. (0.05 п.л./0.04 п.л.).
2. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Математическое моделирование контактных взаимодействий упруго-пластичных тел // Строительная механика и теория надежности конструкций: Тезисы докладов научно-методической и научно-исследовательской конференции, М, 2012. С. 14–15. (0.08 п.л./0.06 п.л.).
3. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Математическое моделирование контактных взаимодействий упруго-пластичных тел // Вопросы строительной механики и надежности машин и конструкций, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет. М., 2012. С. 104–111. (0.4 п.л./0.35 п.л.).
4. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Математическое моделирование технологического процесса обкатки галтели коленчатого вала // **Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана**, Сер. «Машиностроение», 2012, №7, Спец. Выпуск. С. 101–110. (0.52 п.л./0.45 п.л.).
5. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Повышение циклической прочности коленчатого вала среднеоборотного ДВС обкаткой галтелей роликами // Строительная механика и теория надежности конструкций: Тезисы докладов научно-методической и научно-исследовательской конференции, М, 2013. С. 34–35. (0.08 п.л./0.06 п.л.).
6. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Оценка циклической прочности коленчатых валов с учетом нагрузок, действующих в течение рабочего цикла двигателя // Строительная механика и теория надежности конструкций: Тезисы докладов научно-методической и научно-исследовательской конференции, М, 2014. С. 17–18. (0.08 п.л./0.06 п.л.).
7. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Упрочнение коленчатого вала методами поверхностного пластического деформирования // **Грузовик**, Машиностроение, 2014, №3. С. 31–35. (0.58 п.л./0.5 п.л.).
8. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Уточнение методики расчета на циклическую прочность коленчатых валов среднеоборотных форсированных транспортных дизелей // **Грузовик**, Машиностроение, 2014, №12. С. 22–27. (0.7 п.л./0.6 п.л.).
9. Чайнов Н.Д., Сусликов В.В. Использование критериев подобия усталостного разрушения при оценке циклической прочности коленчатого вала среднеоборотного форсированного двигателя // Строительная механика и теория надежности конструкций: Тезисы докладов научно-методической и научно-исследовательской конференции, М, 2015. С. 51–52. (0.08 п.л./0.06 п.л.).