

## ОЦЕНКА ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЯ 4С48,2/7,56 ПРИ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ 1,8

Н.М. Ломакина, М.А. Мацулевич, Г.В. Ломакин

*Выполнена оценка тепломеханической нагруженности поршня двигателя 4С48,2/7,56, при форсировании по среднеэффективному давлению с использованием универсальной методики оценки граничных условий, позволяющая учесть все составляющие теплового баланса и особенности газодинамического нагружения в ходе рабочего цикла.*

*Ключевые слова: поршень, граничные условия, газодинамическое нагружение, квазистационарный теплообмен.*

Тепловая нагруженность поршня, как одного из наиболее нагруженных элементов ЦПГ с рабочими температурами до 300 °С и выше, лимитирует работу компрессионных колец, ограничивает срок службы и ухудшает свойства смазочного масла, является причиной появления трещин с последующим оплавлением кромки поршня и сдерживает повышение мощности двигателей. Конструктивные особенности поршней обусловлены конфигурацией камеры сгорания и мероприятиями, интенсифицирующими отвод теплоты от теплонагруженных элементов: размещение тепловых барьеров в виде прорезей над верхним компрессионным кольцом и увеличение сечения поршня в месте перехода от поверхности внутреннего днища к юбке. В качестве тепловых барьеров, например, используются нирезистовые или стальные аустенитные кольцевидные вставки. Уменьшение температуры поршня в этом случае является следствием повышения термического сопротивления зоны компрессионных колец.

Совершенствование конструкции поршней высокофорсированных двигателей, с соответствием к тенденции к сокращению компрессионных колец, развивается в следующих направлениях: интенсификации локального охлаждения, применения материалов с высокой стойкостью к теплосменам и составных конструкций. Серьезное внимание уделяется высоте «жарового» пояса головки поршня, определяемого расстоянием от днища до верхнего компрессионного кольца.

Нанесение на поверхность образующей различного рода масляных каналов для равномерного распределения масла и формиро-

вание маслоулавливающих канавок в головке поршня способствуют улучшению условий смазывания сопряжения «поршень – гильза цилиндра», уменьшению удельных давлений и увеличению теплоотдачи от поршня.

Таким образом, оценка теплового состояния поршня двигателя 4С48,2/7,56 методом конечно-элементного анализа, предусматривает следующую последовательность действий:

- определение характера изменения давления и температуры газов в цилиндре двигателя посредством синтеза рабочего цикла;
- определение параметров теплообмена со стороны рабочих газов в цилиндре двигателя, смазочного материала и сопряженных элементов цилиндро-поршневой группы;
- описание геометрических характеристик элемента, создание конечно-элементной модели и определение условий теплообмена на границах расчетной области;
- указание теплофизических свойств материалов и выполнение расчетных процедур по решению уравнения теплопроводности для нахождения распределения температур в анализируемом элементе.

Граничные условия теплового нагружения поршня двигателя 4С48,2/7,56 определены по универсальной методике, позволяющей учесть все составляющие теплового баланса и особенности газодинамического нагружения в ходе рабочего цикла [1].

При оценке прочностных параметров поршня, применительно к конечно-элементной модели, заданы граничные условия силового воздействия на режимах номи-

нальной мощности, основными из которых являются давление газов и инерционная сила, возникающая при возвратно-поступательном движении поршня. Результирующая сила, действующая на поршень и приложенная к оси поршневого пальца, определена по результатам кинематического и динамического анализа кривошипно-шатунного механизма.

Для оценки распределения температур по поверхности и в объеме поршня, созданы и представлены в виде совокупности конечных элементов твердотельная и конечно-элементная модели (рис. 1).

Следует отметить, что величины удельной теплоемкости и коэффициента теплопроводности для материала поршня необходимо корректировать в зависимости от их температуры при оценке распределения температур на поверхности и в объеме головки и юбки поршня.

Решение тепловой задачи формируется совокупностью граничных условий теплообмена, включающей: теплофизические свойства материалов, эквивалентные коэффициенты теплоотдачи и результирующие температуры среды.

Для сохранения адекватности формы модели реальному исследуемому объекту линейные размеры элементов выбраны таким образом, чтобы исключить их влияние на геометрические характеристики поршня и обеспечить приемлемую точность при выполнении итерационного процесса.

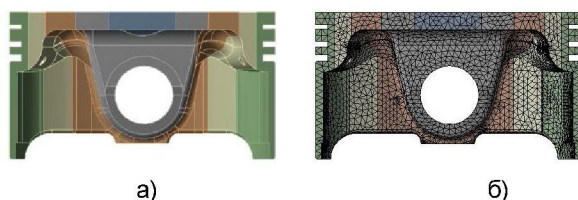


Рисунок 1 – Твердотельная (а) и конечно-элементная (б) модели поршня

При определении распределения температур по поверхности и в объеме поршня, в соответствии с методом конечных элементов, минимизируется функционал, эквивалентный дифференциальному уравнению теплопроводности и граничным условиям. Для этого модель поршня представляют в виде системы конечных элементов определенной формы. В пределах каждого элемента конкретизируют свойства материала, в предположении, что при переходе через границы смежных элементов они изменяются дискретно и с учетом зависимости от температуры. В качестве функции формы, описывающей распределение температуры в элементе, обычно

36

используется полином. Системой неизвестных являются температуры в узлах граней элементов, через которые затем выражают распределение температур в их пределах. Подставляя функцию формы в выражение функционала, находят его минимум по отношению к температурам узлов конечно-элементной модели при заданных граничных условиях, и, следовательно, температуры.

Уровень температур в области первого компрессионного кольца, нефорсированного стандартного двигателя (рис. 2) на режиме номинальной мощности при  $P_e = 0,895$  МПа соответствует значению, примерно в  $220...230^\circ\text{C}$  и представляется приемлемым. С повышением среднего эффективного давления до  $1,815$  МПа (рис 3) на режиме соответствующем номинальной мощности температур в области первого компрессионного кольца увеличивается, примерно на  $40...45^\circ\text{C}$  и представляется чрезмерно высокой, с точки зрения обеспечения приемлемых условий работы смазочного масла. Высокотемпературное коксование, нагарообразование и возможное «пригорание» смазочного масла в области первого компрессионного кольца создает предпосылки к потере подвижности последнего, что недопустимо.

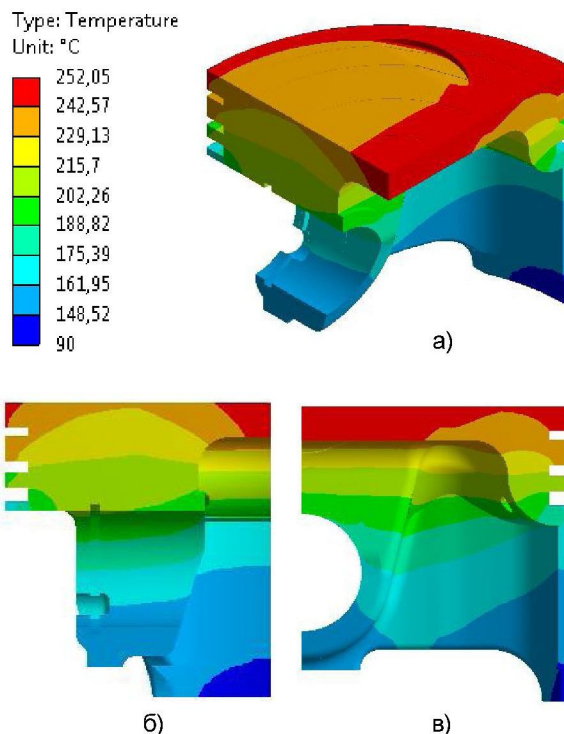


Рисунок 2 – Распределение температур поршня в изометрическом (а), продольном (б) и поперечном (в) сечениях нефорсированного двигателя  $4\text{Ч } 8,2/7,56$  на режиме номинальной мощности ( $P_e = 0,895$  МПа,  $n = 5200$  мин $^{-1}$ )



ОЦЕНКА ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЯ 4С8,2/7,56 ПРИ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ 1,8

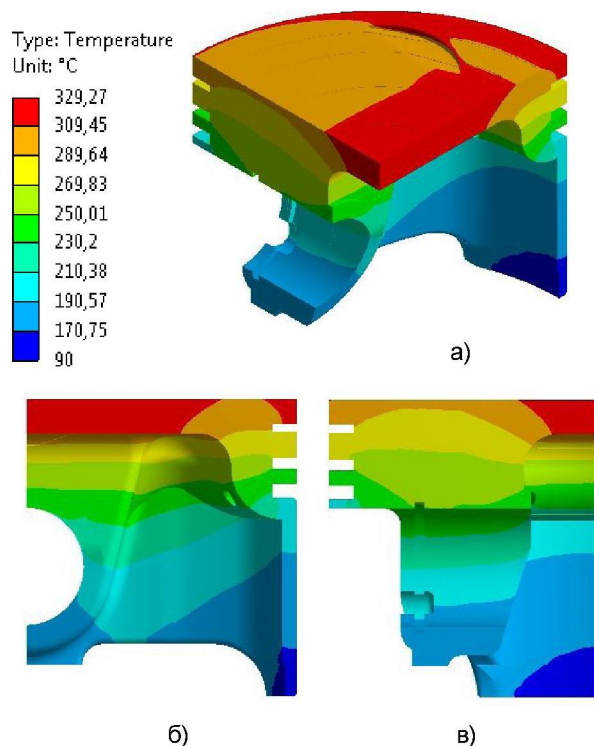


Рисунок 3 – Распределение температур поршня в изометрическом (а), продольном (б) и поперечном (в) сечениях форсированного двигателя 4С 8,2/7,56 по средэффективному давлению на режиме номинальной мощности ( $P_e = 1,815$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

Одним из вариантов решения данной проблемы представляется рассмотрение возможности применением материалов с улучшенными значениями механических свойств, использование масляного охлаждения под давлением, развитие полости охлаждения в поршне, постановка на двигатель охладителя наддувочного воздуха, а также использования специализированных смазочных материалов, удовлетворительно работающих в условиях повышенных температур.

Статический прочностной расчет поршня осуществлялся при положении коленчатого вала, соответствующий углу поворота 390 град. ПКВ такта расширения. Согласно результатам синтеза рабочего цикла двигателя, в этот момент в цилиндре достигается максимальное давление газов. В ходе проведения расчета определены суммарные и осевые деформации, нормальные, и эквивалентные напряжения, значения которых, использованы для оценки запасов прочности.

Для получения корректного решения термо-прочностной задачи по оценке уровня

деформаций и напряжений, использована комплексная модель фрагмента кривошипно-шатунного механизма двигателя 4С8,2/7,56. Комплексная модель, включающая поршень, поршневой палец, шатун с втулкой поршневой головки и вкладышами и фрагмент коленчатого вала представлена на рисунке 4.

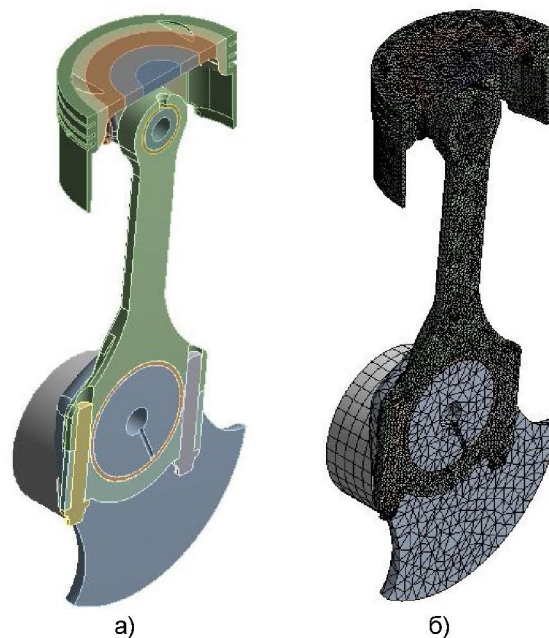


Рисунок 4 – Твердотельная (а) и конечно-элементная (б) комплексные модели фрагмента кривошипно-шатунного механизма двигателя 4С8,2/7,56

Учет силового воздействия со стороны рабочих газов в цилиндре бензинового двигателя 4С8,2/7,56 выполнен приложением максимального давления на соответствующие поверхности поршня, а учет силы инерции, со стороны возвратно-поступательно движущихся масс (поршня, поршневых и стопорных колец, поршневого пальца, втулки поршневого пальца и части массы шатуна) выполнен при помощи снижения максимального давления на величину, соответствующую указанной силе.

Использование комплексной модели при выполнении термо-прочностного анализа целесообразно, поскольку позволяет учесть жесткость фрагмента КШМ при передаче усилия от поршня к коленчатому валу и обеспечить корректное решение контактных задач в сопряжениях «поршень – поршневой палец», «поршневой палец – втулка поршневой головки шатуна», «шатунный вкладыш – шатунная шейка коленчатого вала».

Для решения задачи выбран метод статического термо-прочностного анализа в

предположении, что действие инерционных нагрузок и процессы диссипации тепловой и механической энергии не оказывают существенного влияния на поведение материала элементов сопряжения в рассматриваемой комплексной модели.

В качестве разрешающего уравнения метода итераций использовано:

$$[K] \cdot \{U\} = \{N\},$$

где  $[K]$  – матрица жесткостей;  $\{N\}$  – вектор сил;  $\{U\}$  – вектор перемещений.

При определении полей деформации (рис. 5, и 6) и напряжений (рис. 7 и 8) в ходе прочностного статического анализа, соответствующего однократному нагружению поршня, предполагается отыскание такой системы перемещения точек упругого материала поршня, для которой ее полная потенциальная энергия минимальна. Модель поршня также заменяют системой конечных элементов, соединенных узловыми точками на границах. Перемещения этих узлов составляют основную систему неизвестных. Затем выбирают вид функции формы, определяющей перемещение любой точки в элементе и на его гранях. Для задания системы внешних нагрузок определяют систему узловых перемещений упругого тела поршня, при которой достигается минимум полной потенциальной энергии. Действие всех внешних и внутренних силовых факторов заменяется действием статически эквивалентных им усилий в узлах. Для упругого тела поршня задаются связи, ограничивающие его перемещения как одного целого. Определив поле узловых перемещений, аппроксимирующее поле перемещений точек упругого тела, определяют деформации и напряжения в элементе.

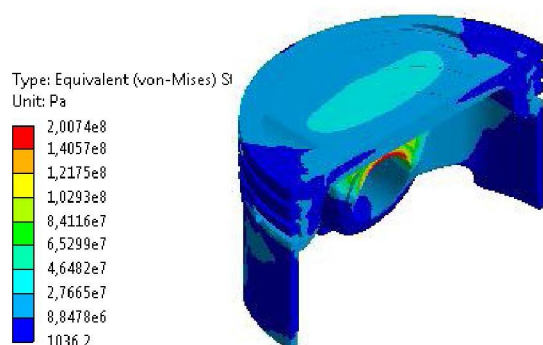


Рисунок 5 – Распределение суммарных деформаций поршня (бензиновый двигатель 4С8,2/7,56,  $P_e = 0,895$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

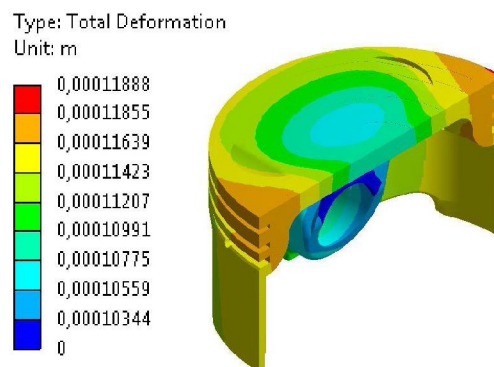


Рисунок 6 – Распределение суммарных деформаций поршня (бензиновый двигатель 4С8,2/7,56,  $P_e = 1,815$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

Следует отметить, что максимальные суммарные деформации в 0,11 мм и 0,24 мм для режима номинальной мощности при работе двигателя 4С8,2/7,56 с разным  $P_e$  ( $P_e = 0,895$  и  $P_e = 1,815$ ) наблюдаются в центральной части днища поршня, имеющем данное сечение, как наиболее нагруженное, что вполне согласуется с существующими представлениями о механической нагруженности поршня, и при данном уровне температур, и механических нагрузках, достигаемых в ходе рабочего цикла, является вполне приемлемым.

Уровень эквивалентных напряжений в 96 МПа и 200 МПа для режима номинальной мощности при работе двигателя 4С8,2/7,56 с разным  $P_e$  соответственно (рис. 7, и 8) свидетельствует о приемлемом уровне ее механической нагруженности, значения которых не превышают допустимые значения с точки зрения предела прочности используемого материала. В качестве материала поршня при расчете задавались физические свойства сплав алюминия АЛ-35.

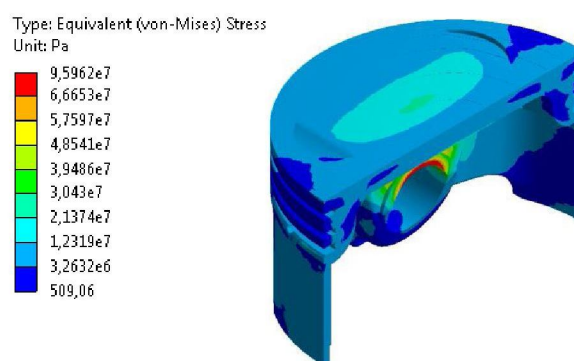


Рисунок 7 – Распределение эквивалентных напряжений поршня (бензиновый двигатель 4С8,2/7,56,  $P_e = 0,895$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)



# ОЦЕНКА ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЯ 4С8,2/7,56 ПРИ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ 1,8

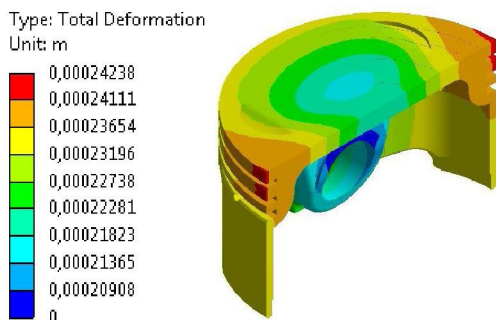


Рисунок 8 – Распределение эквивалентных напряжений поршня (бензиновый двигатель 4С8,2/7,56,  $P_e = 1,815$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

Распределение нормальных напряжений вдоль оси Y поршня представлено на рис. 9 и 10.

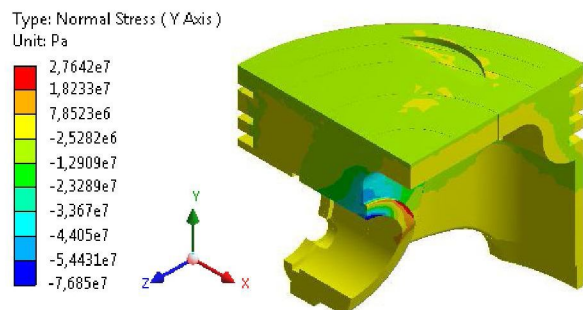


Рисунок 9 – Распределение нормальных напряжений (ось Y) поршня (бензиновый двигатель 4С8,2/7,56,  $P_e = 0,895$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

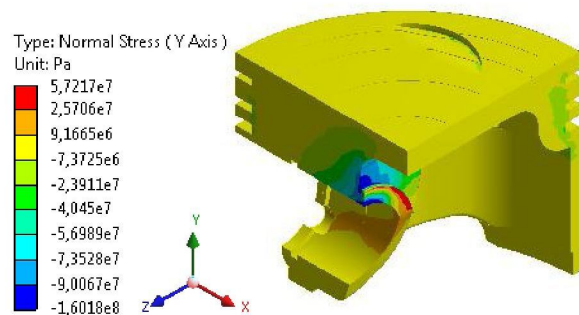


Рисунок 10 – Распределение нормальных напряжений (ось Y) поршня (бензиновый двигатель 4С8,2/7,56,  $P_e = 1,815$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

Максимальный уровень нормальных напряжений сжатия составляет, примерно, 77, и 160 МПа соответственно для режимов номинальной мощности двигателя при разных  $P_e$ . Распределение нормальных напряжений поршня вдоль оси Y свидетельствует о приемлемом уровне ее механической нагруженности, значения которых не превышают допустимые значения с точки зрения предела прочности используемого материала.

## Выводы и предложения

Проведение поверочных расчетов поршня при форсировании двигателя 4С8,2/7,56 по среднеэффективному давлению, характеризующегося повышенными значениями удельных показателей, позволяет прогнозировать поведение поршня в условиях реального теплового нагружения и силового воздействия, и, при необходимости внести ограничения по степени форсировки двигателя 4С8,2/7,56.

В результате проведения поверочных расчетных оценок теплового и напряженно-деформированного состояния поршня двигателя 4С8,2/7,56 могут быть сформулированы следующие рекомендации:

- повысить эффективность охлаждения поршня смазочным маслом и использовать специальное смазочное масло, отвечающее требованию пониженного коксования при высоких температурах;
- применение охладителя наддувочного воздуха при давлении наддува более 0,15 МПа;
- понижение степени сжатия до 9...9,5 единиц.
- сечение второго компрессионного кольца для повышения его работоспособности в условиях высоких рабочих температур рекомендуется выполнять в виде трапеции;
- для снижения уровня теплового нагружения увеличить отвод теплоты от гильзы цилиндров интенсификацией движения охлаждающей жидкости, омывающей ее верхнюю область в полости системы охлаждения;

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ломакин, Г.В. Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя / Г.В. Ломакин, М.А. Мацулевич // Вестник ЮУрГУ Серия «Машиностроение», 2014. – ТОМ 14. № 1. – С. 26 – 31.

**Ломакина Н.М.** – магистрант Южно-Уральского государственного университета, e-mail: [lomakina\\_natalij@mail.ru](mailto:lomakina_natalij@mail.ru), тел.: 890908-77-267;  
**Мацулевич М.А.** – магистрант Южно-Уральского государственного университета, e-mail: [mmaculevich@mail.ru](mailto:mmaculevich@mail.ru), тел.: 8(951)47-53-102;  
**Ломакин Г.В.** – к.т.н., доцент Южно-Уральского государственного университета, e-mail: [lgeorge@yandex.ru](mailto:lgeorge@yandex.ru), тел.: 8(951) 47-75-120.