

ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ДИЗЕЛЕ С НЕРАЗДЕЛЕННОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ

*В.С. Мурзин, к.т.н., директор–главный конструктор; А.П. Маслов, вед. конструктор ООО ГСКБ «Трансдизель»
Е.А. Лазарев, д.т.н., проф.; В.Н. Прокопьев, д.т.н., проф.
Южно-Уральский государственный университет*

Рассмотрен сравнительный анализ теплового состояния различных конструкций поршней: неохлаждаемого, охлаждаемого смазочным маслом в полости галерейного типа, стального и составного биметаллического поршней. Представлены температурные поля в сечениях исследуемых поршней дизеля ЧН13/15, форсированного наддувом с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха.

Для сокращения тепловых потерь и продолжительности процесса сгорания при повышении мощности дизелей наддувом с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха решающее значение имеет процесс смесеобразования. Некоторая интенсификация и создание направленного движения воздушного заряда для улучшения распределения топлива в неразделенной камере сгорания объемным способом смесеобразования способствует повышению топливной экономичности дизелей. Улучшение смесеобразования в период самовоспламенения и начала горения, когда концентрация продуктов сгорания мала, возможно за счет неорганизованной турбулизации воздушного заряда в сочетании с высокими давлениями впрыскивания топлива. Поэтому в дизелях с неразделенными камерами сгорания особое значение приобретают параметры и характеристики впрыскивания топлива.

Результатом воздействия слабого воздушного вихря на интенсивность выгорания топлива является изменение тепловых потерь, определяющих не только топливную экономичность и эффективность рабочего цикла дизеля, форсированного наддувом, но и рост тепловой нагруженности поршня. Последняя лимитирует работоспособность компрессионных поршневых колец, сопровождается появлением трещин с последующим оплавлением кромки горловины камеры сгорания и ограничивает возможность повышения мощности. Конструктивные особенности поршней в условиях форсирования дизелей наддувом обусловлены конфигурацией камеры сгорания и мероприятиями, улучшающими отвод теплоты от

наиболее теплонагруженных элементов. Такими мероприятиями являются размещение тепловых барьеров в виде прорезей над верхним компрессионным кольцом и увеличение сечения тела поршня в месте перехода от поверхности внутреннего днища к юбке. Этим целям служит применение нирезистовых или стальных аустенитных кольцедержателей (вставок). Уменьшение температуры поршня в этом случае является следствием повышения термического сопротивления зоны компрессионных колец.

Для уменьшения удельных давлений и увеличения теплоотдачи от поршня в последние годы получили распространение специальные профилирование образующей юбки поршня, нанесение на поверхность образующей различного рода масляных каналов для равномерного распределения масла и формирование маслоулавливающих канавок в головке поршня. Большое значение имеет высота жарового пояса головки поршня, равная расстоянию от днища до верхнего компрессионного кольца. Стенки головки поршня выполняют достаточно массивными для распределения теплового потока по поршневому кольцам. В современных дизелях характерна тенденция к сокращению компрессионных колец до трех, двух или даже одного. Для снижения температуры поршней применяют теплоизолирующие покрытия, однако эффективность этого решения и стойкость покрытия невелики.

Для снижения тепловой нагруженности элементов неразделенной камеры сгорания становятся актуальными совершенствование конструкции поршня и характеристики впрыскивания топлива для ограничения интенсивности выгорания топлива в начальный период процесса сгорания. Совершенствование поршней в дизелях идет в направлениях: интенсификации локального охлаждения при использовании алюминиевых сплавов, применения материалов с высокой стойкостью к циклическим тепловым нагрузкам и развития конструкции составных поршней.

В настоящей статье представлен сравнительный анализ теплового состояния поршней различного конструктивного исполнения с неразделенной камерой сгорания дизеля ЧН13/15,

форсированного наддувом. Температуры исследуемых поршней определялись исходя из расчета рабочего цикла, оценки параметров теплообмена в цилиндре исследуемого дизеля и математического моделирования теплового состояния с привлечением аппарата метода конечных элементов. Граничные условия теплообмена элементов поршней с окружающей средой в целях обеспечения объективности сравнения температурных полей оставались при расчетном анализе одинаковыми для всех исследуемых конструкций.

Особенностью конструкции штатного поршня, выполненного из алюминиевого сплава, является наличие двух компрессионных колец, незначительная глубина и относительно большой диаметр горловины камеры сгорания. Конечно-элементная модель и температурное поле штатного поршня указанного дизеля представлены на рис. 1. Анализ теплового состояния поршня свидетельствует, что максимальная температура наблюдается на днище и в жаровом поясе головки поршня. Направление теплового потока в юбку практически совпадает с осью поршня. При относительно невысокой максимальной температуре днища поршня наблюдается высокий уровень температуры в районе верхнего компрессионного кольца.

Для снижения температуры в области верхнего компрессионного кольца ряд фирм применяет струйное охлаждение внутреннего днища поршня смазочным маслом из сопловых отверстий в верхней головке шатуна. Более эффективным оказался способ струйного охлаждения маслом, истекающим из сопла специальной масляной форсунки, соединенной с главной масляной магистралью. Такой способ охлаждения снижает температуру в области верхнего компрессионного кольца лишь на 4–5 %. Струйного охлаждения, даже повышенной эффективности, недостаточ-

но для радикального снижения тепловой нагрузки поршня.

Современные требования к надежности и моторесурсу дизелей заставляют находить эффективные способы снижения тепловой нагрузки поршня. В этой связи получило большее распространение интенсивное локальное охлаждение элементов поршня, предусматривающее местное сосредоточение охлаждающего агента для улучшения теплоотвода.

Высокая эффективность принудительного охлаждения элементов поршня достигается использованием основных преимуществ локального охлаждения. В этом случае создаются или размещаются зоны охлаждения непосредственно в наиболее теплонпряженных элементах поршня с интенсивной циркуляцией в них охлаждающей среды — смазочного масла. Получили широкое распространение конструкции поршней, в головке которых размещается специальная полость охлаждения кольцевого типа (галерейное охлаждение) с циркуляцией масла. Расположение и конфигурация полости охлаждения определяется конструкцией элементов поршня, в частности камеры сгорания [1]. Основные геометрические параметры полости охлаждения включают: объем, поверхность, участвующую в теплообмене, площадь, форму и расположение поперечного сечения, а также характеристики зависимости расхода масла через полость охлаждения от частоты движения поршня и свойств охлаждающего масла.

Специфика функционирования транспортно-го дизеля такова, что в эксплуатации доминируют неустановившиеся режимы работы с изменением частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента. Это приводит к тому, что давление масла в главной масляной магистрали, питающей систему локального охлаждения элементов поршня, изменяется в значительных пределах, что сказывается на изменении расхода масла

через полость охлаждения и сопровождается изменением степени ее заполнения. Характерной особенностью теплообмена в полостях охлаждения поршней является то, что теплообмен осуществляется в условиях их полного или частичного заполнения. При частичном заполнении полости охлаждения движе-

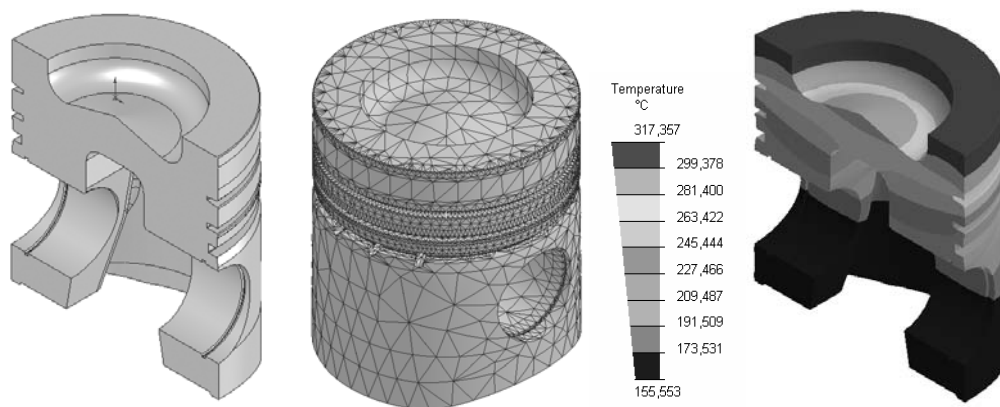


Рис.1. Конечно-элементная модель и температурное поле штатного поршня дизеля ЧН13/15

ние поршня оказывает влияние на характер циркуляции масла, зависящий от величины инерционных сил, формы и расположения поперечного сечения, условий подачи масла в полость, слива его из полости и ряда других факторов.

С учетом этих факторов была разработана конструкция поршня, выполненного из алюминиевого сплава с принудительным локальным охлаждением наиболее теплонагруженных элементов. Смазочное масло непрерывной струей подается в охлаждающую полость поршня отдельной форсункой, соединенной с главной масляной магистралью. Кольцевая охлаждающая полость имеет эллипсовидное поперечное сечение, размещенное в области верхнего компрессионного кольца. Конечно-элементная модель и температурное поле поршня с галерейным масляным охлаждением для дизеля ЧН13/15 представлены на рис. 2.

Анализ теплового состояния поршня, локально охлаждаемого маслом, свидетельствует, что размещение полости охлаждения в головке позволяет снизить максимальную температуру на 16,5 %, а

температуру в области верхнего компрессионного кольца — на 14,5 %. Учитывая, что рост температуры поршня с увеличением среднего эффективного давления составляет в среднем 20–25 °С/МПа, сохранение температуры поршня предложенным способом охлаждения следует ожидать при повышении мощности дизеля на 23–25 %. Дальнейшее повышение удельной мощности дизелей требует еще большей эффективности охлаждения поршней, что может быть достигнуто оптимизацией формы и расположения поперечного сечения полости охлаждения, увеличением расхода охлаждающего масла.

Перспективным направлением повышения ресурса поршней является применение материалов с высокой стойкостью к циклическим тепловым нагрузкам и развитие конструкций составных поршней. Одним из возможных путей реализации этого направления является применение стальных и чугунных поршней тонкостенных конструкций [2]. В этой связи для исследуемого дизеля разработана конструкция стального поршня, характерной особенностью которого является относительно тонкостенная оболочка

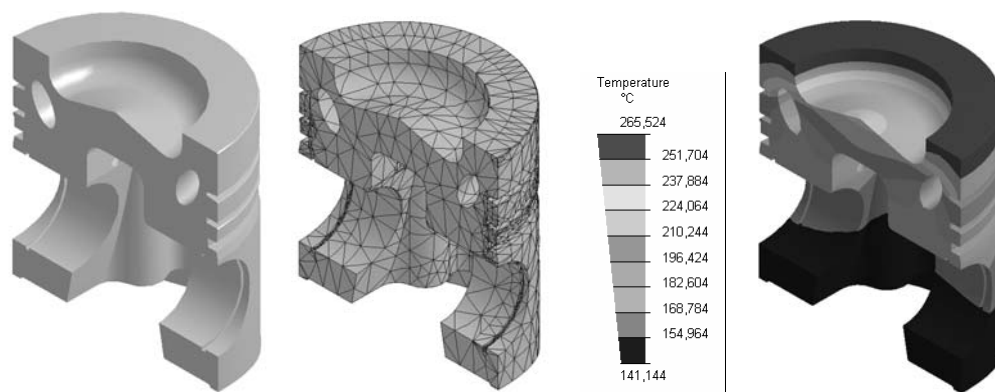


Рис. 2. Конечно-элементная модель и температурное поле поршня с галерейным масляным охлаждением дизеля ЧН13/15

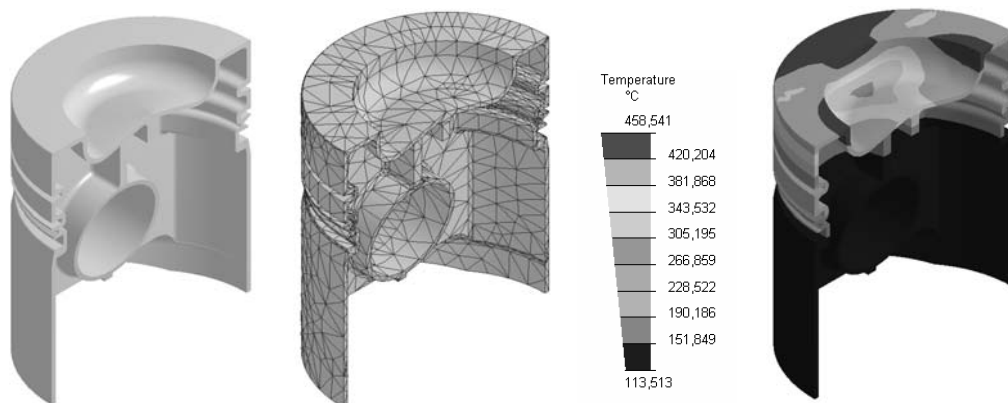


Рис.3. Конечно-элементная модель и температурное поле стального поршня дизеля ЧН13/15

тронка с ужесточением ее с помощью ребер различного расположения и конфигурации. Конечно-элементная модель и температурное поле стального поршня для дизеля ЧН13/15 представлены на рис. 3.

Пониженная теплопроводность стали по сравнению с алюминиевыми сплавами и высокое термическое сопротивление тонкостенных элементов, приводят к повышению уровня температур поршня. В сравнении со штатным поршнем из алюминиевого сплава максимальная температура стального тонкостенного поршня выросла на 45 %, однако температура в области верхнего

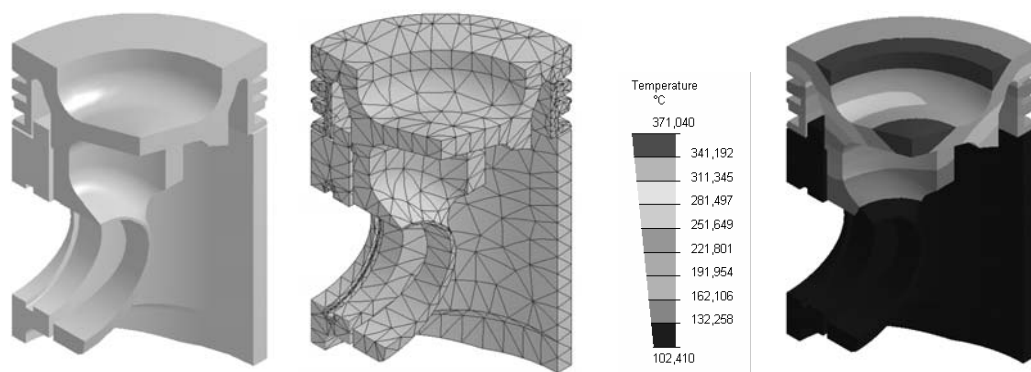


Рис. 4. Конечно-элементная модель и температурное поле составного поршня дизеля ЧН13/15

компрессионного кольца практически не изменилась.

Для определения прочностных качеств поршня такой конфигурации потребуется детальная оценка уровня напряжений и деформаций в проблемных участках конструкции.

В качестве варианта составного поршня представляет интерес конструкция, разработанная НИИД для дизеля ЧН13/15. Особенностью конструкции является бесконтактное сочленение ее составных частей, при котором тепловой поток от стальной составляющей поршня отводится через втулку поршневого пальца и собственно поршневой палец далее к составляющей поршня, выполненной из алюминиевого сплава.

Конечно-элементная модель и температурное поле секторного фрагмента составного поршня для дизеля ЧН13/15 представлены на рис. 4.

Сопоставление температурных полей штатного и составного поршней свидетельствует, что максимальная температура составного поршня, наблюдаемая на кромке горловины камеры сгорания, на 17 % выше, чем у поршня из алюминиевого сплава. Температуры поршней в области верхнего компрессионного кольца практически одинаковы и достаточно высоки.

Оценка температурного состояния различных конструкций поршней будет не полной без анализа теплового состояния поверхности юбки поршня и гидродинамических параметров смазочного слоя трибосопряжения поршень–смазочный слой–цилиндр. По результатам расчетных исследований перепад температур монолитной алюминиевой неохлаждаемой конструкции по высоте юбки поршня составляет 35 °С (от 191 °С до 156 °С), а с галереей масляного охлаждения — 27 °С (от 168 до 141 °С). Из-за высокого термического сопротивления перепад температур стального поршня практически равен нулю и находится на уровне 113 °С, а у шарнирно-сочлененного поршня перепад составляет 30 °С (от 132 до 102 °С).

Как видно из данных температурного состояния юбок поршней, наиболее благоприятные условия жидкостного режима трения в трибосопряжении поршень–смазочный слой–цилиндр обеспечиваются применением стального поршня. На осно-

вании результатов исследований, представленных в работе [3], можно утверждать, что при использовании минеральных масел максимальная температура поверхности юбки поршня должна быть не более 160 °С.

Выполненный расчетный анализ температурных полей исследуемых поршней свидетельствует, что наименее напряженным в тепловом отношении является поршень с галерейным масляным охлаждением. Максимальная температура поршня при этом не превышает 265 °С. Температура поршня в области верхнего компрессионного кольца имеет наименьшее и приемлемое значение, равное 216 °С.

На основании выполненного анализа можно предположить, что наиболее перспективным является охлаждаемый шарнирно-сочлененный поршень. В этом случае можно ожидать приемлемых значений температур как в уплотняющей, так и в направляющей частях поршня, что позволит обеспечить достаточно надежную работу деталей цилиндропоршневой группы и возможность дальнейшего форсирования двигателей по среднему эффективному давлению.

Литература

1. Лазарев, Е.А., Жуковский С.А., Перлов М.Л. и др. Улучшение температурного состояния поршня двигателя 8ЧН 15/16 с открытой камерой сгорания // Тракторы и сельхозмашины. — 1979. — № 4. — С. 13–15.
2. Суркин, В.И., Попков Н.Н., Лазарев В.Е., Лаврик А.Н. Моделирование методом конечных элементов теплового и деформированного состояния поршней дизеля из алюминиевого сплава и чугуна // Техника и технологии строительства и эксплуатации, автомобильных дорог : Сб. науч. тр. /МАДИ (ТУ); УФ МАДИ. — М., — 2000. — С. 93–109.
3. Маслов А.П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней: Дис. канд. техн. наук. — Челябинск, — 1999. — 171 с.