

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.436

## Особенности моделирования температурного поля составного поршня форсированного среднеоборотного дизеля

**Е.Е. Стрижов**

*Рассмотрены основные положения теории контактного теплообмена, приведены зависимости для определения составляющих термического сопротивления контакта. Проанализированы силовые факторы, оказывающие влияние на контактное взаимодействие деталей составного поршня. Приведены расчетные схемы для определения теплового и напряженно-деформированного состояния составного поршня, результаты расчетов и их анализ.*

**Ключевые слова:** контактный теплообмен, термическое сопротивление, составной поршень, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние.

*The article deals with general principals of the contact heat exchange theory, some equations to determine thermal resistance components are presented. Main aspects affecting thermal resistance between multipiece piston components are considered. Computation schemes to determine the multipiece piston thermal and stress-strain states are shown. Simulation results are shown and analyzed.*

**Keywords:** contact heat exchange, thermal resistance, multipiece piston, thermal state, stress-strain state.

**В** современных форсированных дизелях ряд теплонапряженных деталей выполняются составными. При этом их отдельные части изготавливаются из различных материалов. Это в первую очередь



**СТРИЖОВ**  
**Евгений Евгеньевич**  
аспирант кафедры  
«Поршневые двигатели»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

поршни, головки которых выполняются из легированной стали, например, 20Х3МВФ (тепловозные двигатели типа Д49), 20Х25Н20С2 (двигатели специального назначения 5ТДФ, 6ТД) и т. д. При этом корпус поршня выполняется облегченным, например из алюминиевого сплава АК4-1.

Во всех перечисленных случаях при моделировании температурных полей, помимо общей задачи назначения граничных условий теплообмена со стороны камеры сгорания, полостей охлаждения, в местах подвижных сочленений (поршень — кольца — цилиндр), возникает задача адекватного описания условий теплового взаимодействия в зонах контакта элементов составной конструкции. Принимаемые упрощенные оценки с учетом условий идеального теплового контакта вида  $T_i = T_{i+1}$  не всегда позволяют получить результаты, с достаточной точностью соответствующие экспериментальным данным. Это обстоятельство не позволяет в полной мере использовать возможности численного эксперимента для проверки работоспособности деталей двигателей и отказаться от проведения большого объема испытаний при разработке и совершенствовании двигателей.

В литературе описано большое количество экспериментов, посвященных исследованию теплообмена в зоне контакта твердых тел [1—4]. Результаты экспериментов показывают, что при давлениях порядка 10...80 МПа имеет место значительный температурный скачок между контактирующими поверхностями. Величина скачка зависит в основном от давления сжатия образцов и чистоты обработки контактирующих поверхностей, а также от прочностных свойств материалов и составляет обычно несколько десятков градусов.

В связи с изложенным выше, возникает задача определения теплового состояния составной конструкции с учетом термического сопротивления контакта. Для решения данной задачи было проведено исследование методов определения термического сопротивления зоны контакта. В ходе численного эксперимента оценена степень влияния неидеальности контакта на конечный результат.

## Контактный теплообмен

Основным положением теории контактного теплообмена является дискретность контакта двух твердых тел (рис. 1). Соприкосновение двух поверхностей твердых тел ввиду наличия на них шероховатостей всегда дискретно, т. е. происходит на отдельных малых площадках. Впадины между выступами и местами фактического контактирования заполнены какой-либо средой.

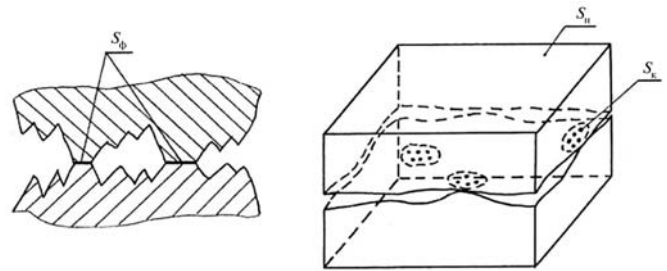


Рис. 1. Схема контактирования шероховатых поверхностей

При контактировании поверхностей различают три площади контакта (см. рис. 1):

- 1) фактическую  $S_{\phi}$ , т. е. сумму площадей малых площадок контакта, образованных за счет смятия микронеровностей;
- 2) контурную  $S_k$ , образованную из площадок смятия отдельных волн (на этих площадках происходит дискретное касание микровыступов);
- 3) номинальную  $S_n$ , т. е. геометрическую площадь контакта, определяемую размерами контактирующих поверхностей.

Термическое сопротивление контакта определяется по формуле

$$R_k = \frac{1}{\alpha_k} = \frac{\Delta T}{q}, \quad (1)$$

где  $R_k$  — термическое сопротивление контакта,  $\frac{m^2 \cdot K}{W}$ ;  $\alpha_k$  — проводимость контакта,  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ;  $\Delta T$  — перепад температуры между контактирующими поверхностями, K;  $q$  — плотность теплового потока,  $\frac{W}{m^2}$ .

Для определения термического сопротивления контакта обычно пользуются его структур-

ными схемами, построенными на аналогии между термическим и электрическим сопротивлением. Схемы состоят из одних и тех же компонентов: сопротивления стягивания линий теплового потока к пятнам фактического контакта, сопротивления пятен фактического контакта, сопротивления оксидных пленок, сопротивления среды в межконтактных зазорах [5]. Схема для общего случая контактирования двух тел приведена на рис. 2. Выражение для определения термического сопротивления (проводимости) согласно этой схеме имеет следующий вид:

$$\frac{1}{R_k} = \frac{1}{R_{ст1} + R_{ст2}} + \frac{1}{R_{сп}} + \frac{1}{R_{рад}} + \frac{1}{R_{эм}} + \frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_{пл1}} + \frac{1}{R_{пл2}}, \quad (2)$$

где  $R_k$  — полное термическое сопротивление контакта,  $\frac{m^2 \cdot K}{Вт}$ ;  $R_{ст1,2}$  — сопротивления стягивания линий теплового потока соответственно в первом и втором телах,  $\frac{m^2 \cdot K}{Вт}$ ;  $R_{сп}$  — термическое сопротивление среды в межконтактных полостях,  $\frac{m^2 \cdot K}{Вт}$ ;  $\frac{1}{R_{рад}}$ ,  $\frac{1}{R_{эм}}$ ,  $\frac{1}{R_t}$  — проводимости, обусловленные соответственно излучением, эмиссией и эффектом туннелирования электронов,  $\frac{Вт}{m^2 \cdot K}$ ;  $R_{пл1,2}$  — сопротивления оксидных пленок на поверхностях,  $\frac{m^2 \cdot K}{Вт}$ .

Главной составляющей термического сопротивления, как правило, является сопротивление стягивания, обусловленное несовершенством контактирования поверхностей. Это явление описывается в основном феноменологически — при тепловом контакте двух тел происходит искривление изотермических поверхностей. В результате линии теплового потока оказываются стянутыми к областям непосредственного соединения поверхностей [6].

Поскольку на твердых поверхностях имеется как волнистость, так и шероховатость, стягивание происходит в два этапа: сначала линии теп-

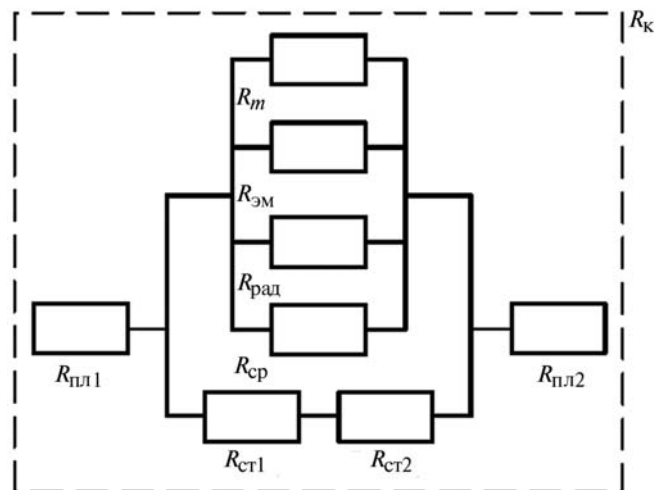


Рис. 2. Схема термического сопротивления контакта

лового потока стягиваются к контактным макроятам, обусловленным волнистостью. В зонах областей макроятам линии стягиваются к пятнам непосредственного контакта, образованных выступами шероховатостей.

В общем случае сопротивление стягивания пропорционально отношению фактической и номинальной площадей контакта [7]. При этом фактическая площадь контакта складывается из суммы площадей отдельных микропятен контакта. Термическое сопротивление пятен фактического контакта очень мало, поскольку фактический контакт представляет собой близкое к идеальному соединению поверхностей твердых тел.

Сопротивление оксидных пленок при малой их толщине сравнительно мало, поэтому им, как правило, пренебрегают [8]. Передачей теплоты посредством излучения, эмиссии и туннелирования электронов также можно пренебречь, поскольку эти эффекты проявляются при температурах контактных поверхностей более 700...1000 К [9—11]. Температуры же деталей поршневой группы значительно ниже, в зоне контакта они составляют по предварительным оценкам не более 500...550 К.

Таким образом, общая проводимость контакта может быть представлена в виде

$$\alpha_k = \alpha_m + \alpha_{сп}, \quad (3)$$

где  $\alpha_m$  — проводимость зон непосредственного контакта (характеризующаяся сопротивлением-

ми стягивания),  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ;  $\alpha_{cp}$  — проводимость среды, заполняющей межконтактный зазор.

Перейдя к термическим сопротивлениям, получим

$$\frac{1}{R_k} = \frac{1}{R_m} + \frac{1}{R_{cp}} = \frac{1}{R_{ст1} + R_{ст2}} + \frac{1}{R_{cp}}. \quad (4)$$

### Определение составляющих термического сопротивления

В данной работе составляющие термического сопротивления контакта определялись по зависимостям, предложенным В.И. Поповым [4]. Зависимости выведены для случая многократного нагружения плоскостно-шероховатых поверхностей при следующих допущениях:

1) пятна фактического контакта равномерно распределены по всей поверхности сопряжения;

2) все пятна фактического контакта имеют форму круга с одним и тем же радиусом  $a$ , практически остающимся неизменным при приложении нагрузки;

3) выступы микронеровностей претерпевают чисто пластическую деформацию;

4) тепловое сопротивление оксидной пленки пренебрежимо мало.

Проводимость мест фактического контакта автор предлагает определять по зависимости

$$\frac{1}{R_m} = 2,12 \overline{\lambda_m} 10^4 \left( \frac{p}{E} B_{\Pi} \right)^{0,8}, \quad (5)$$

где  $\overline{\lambda_m} = \frac{2\lambda_{m1}\lambda_{m2}}{\lambda_{m1} + \lambda_{m2}}$  — приведенная теплопроводность материалов контактирующих поверхностей,

$\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;  $\lambda_{m1,2}$  — теплопроводности материалов,

$\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;  $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$  — приведенный модуль упругости материалов контактирующих поверхностей, Па;

$E_{1,2}$  — модули упругости материалов, Па;  $p$  — контактное давление, Па;  $B_{\Pi}$  — коэффициент, зависящий от суммы средних высот микронеровностей на контактирующих поверхностях (рис. 3).

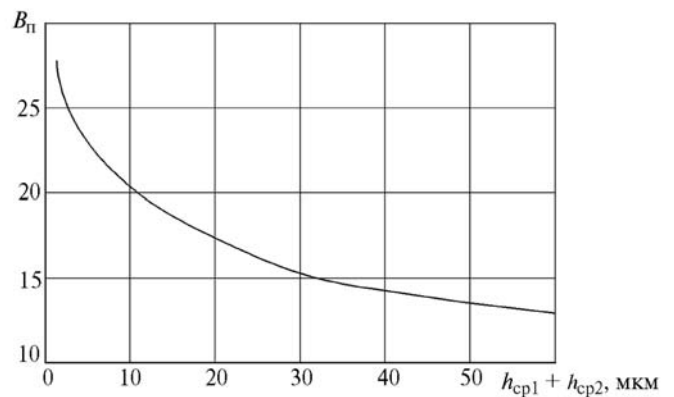


Рис. 3. Определение коэффициента  $B_{\Pi}$  [4]

Проводимость среды в межконтактных зазорах определяется по формуле

$$\frac{1}{R_{cp}} = \frac{\lambda_{cp}}{(h_{max1} + h_{max2})(1-m)(1-\varepsilon)}. \quad (6)$$

Здесь  $\lambda_{cp}$  — теплопроводность среды, заполняющей межконтактные зазоры,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;  $h_{max1,2}$  —

максимальные высоты выступов микронеровностей на контактирующих поверхностях, м;

$m$  — коэффициент заполнения профиля;  $\varepsilon = \left( \frac{0,1p}{НВ} \right)^{0,8}$  — относительное сближение контактирующих поверхностей; НВ — твердость по Бринеллю для менее твердой поверхности.

$$\frac{1}{R_k} = \frac{1}{R_m} + \frac{1}{R_c} = 2,12 \overline{\lambda_m} 10^4 \left( \frac{p}{E} B_{\Pi} \right)^{0,8} + \frac{\lambda_c}{(h_{max1} + h_{max2})(1-m)(1-\varepsilon)}. \quad (7)$$

### Факторы, влияющие на термическое сопротивление контактной пары «тронк — головка поршня»

Поршень среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26 выполнен составным. Конструкция поршня представлена на рис. 4. Головка 1 изготовлена из стали 20Х3МВФ. Тронк 2 выполнен из алюминиевого сплава АК4-1. Головка и тронк стянуты четырьмя стальными шпильками 3. Усилие затяжки каждой шпильки составляет порядка 10 т. В целях обеспечения охлаждения поршня в головке выполнены полос-

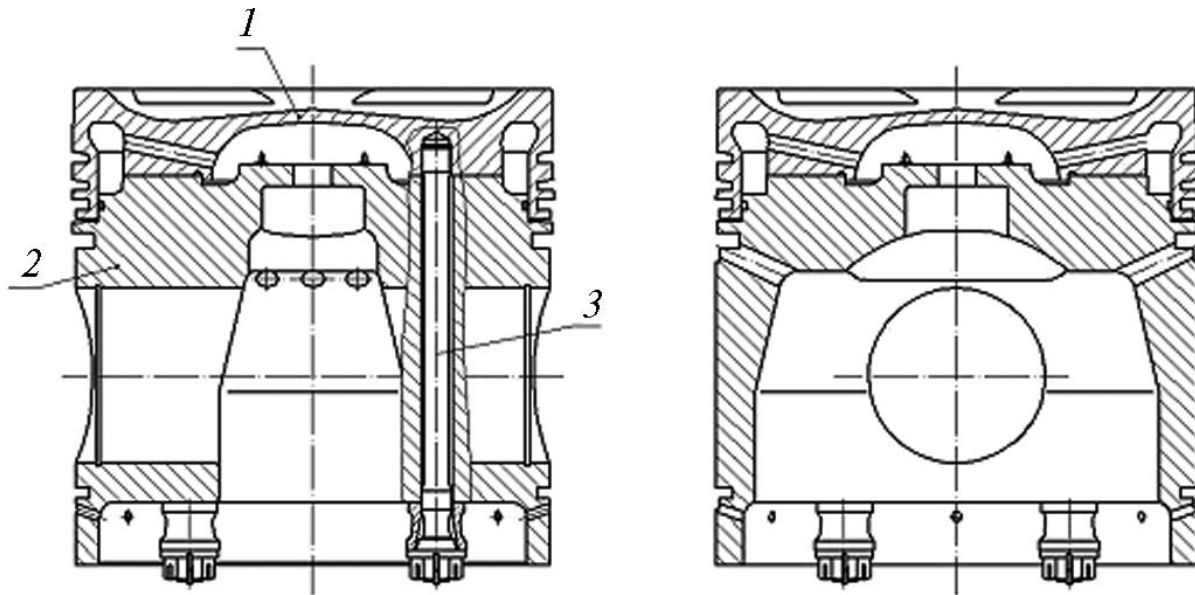


Рис. 4. Конструкция поршня дизеля ЧН 26/26:  
1 — головка поршня; 2 — тронк поршня; 3 — шпилька

ти, предназначенные для подвода масла. Масло подается по каналу в шатуне и через центральное отверстие поступает в головку поршня.

Между тронком и головкой поршня имеет место механический контакт. Соединение головка — тронк является неразъемным, причем поверхности нагружены давлением, создаваемым четырьмя затянутыми шпильками. Шероховатость поверхности составляет  $Ra\ 2,5$ , что соответствует шестому классу чистоты обработки. Максимальная высота выступов шероховатостей  $Rz$  в этом случае составляет порядка 10 мкм.

На контактное давление в паре «тронк — головка поршня» влияют несколько факторов: во-первых, это сила затяжки шпилек (далее — монтажная нагрузка); во-вторых — сила давления газов в цилиндре; в-третьих — силы инерции, действующие на головку поршня. Степени влияния этих нагрузок на контактное давление и, таким образом, на термическое сопротивление различны. Рассмотрим каждый силовой фактор подробнее.

Сила затяжки шпилек — максимальное по величине силовое воздействие, приложенное постоянно. Результаты расчетов (рис. 5) показывают, что в ненагретом состоянии контактные давления, обусловленные лишь монтажными нагрузками в паре «тронк — головка

поршня», достигают 180 МПа. Минимальные же контактные давления составляют порядка 5...6 МПа. При этом более чем на 50% площади контактной поверхности действуют давления, не превышающие 20...30 МПа. Среднее значение контактного давления, определенное по усилию затяжки шпилек и номинальной площади соприкасающихся поверхностей, составило 17,6 МПа. Монтажная нагрузка является основным силовым фактором, формирующим термическое сопротивление контактной пары «тронк — головка поршня».

Силы давления газов в цилиндре действуют равномерно на всю поверхность огневого днища поршня. Следовательно, при учете сил давления газов, контактное давление  $p_k$  равномерно увеличится по всей контактной поверхности на некоторую величину  $p'_k$ . Для оценки  $p'_k$  воспользуемся следующей зависимостью:

$$p'_k = p \frac{S_{од}}{S_n}, \quad (8)$$

где  $S_{од}$  — площадь проекции огневого днища поршня,  $m^2$ ;  $S_n$  — номинальная площадь контактирующих поверхностей головки и тронка поршня,  $m^2$ ;  $p$  — сила давления газов в цилиндре, Па.

Оценку  $p'_k$  имеет смысл выполнить для двух характерных давлений в цилиндре — максимального  $p_z$ , и среднего эффективного  $p_e$ . В данном

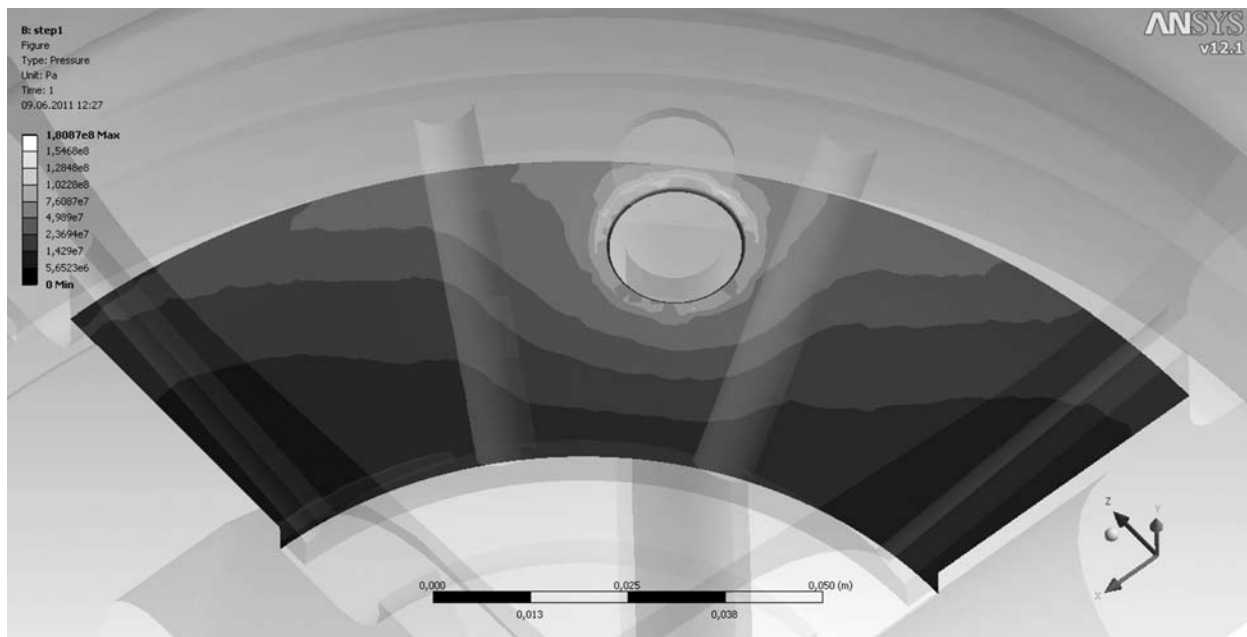


Рис. 5. Контактное давление, возникающее от монтажной нагрузки

случае  $p_z$  составляет 16,7 МПа, а  $p_e$  — порядка 2 МПа. Для рассматриваемого двигателя  $S_{од} = 5,3 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ ,  $S_n = 2,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ .

Для среднего эффективного давления газов в цилиндре  $p'_k$  составляет порядка 5 МПа, что приблизительно совпадает с минимальной величиной контактного давления — около 25% его среднего значения и около 2...3% его максимального значения. Для давления газов в цилиндре, соответствующего  $p_z$ ,  $p'_k = 44 \text{ МПа}$ , что примерно в 8 раз превышает минимальную величину контактного давления, в 2,5 раза — среднюю, составляя порядка 25% максимального значения. Очевидно, что силы давления газов в цилиндре оказывают заметное влияние на контактирование частей поршня, поэтому должны учитываться при моделировании температурных полей.

Силы инерции, действующие на головку поршня, составляют, соответственно для 0 и 180 градусов угла поворота коленчатого вала:

$$P_i^0 = m_{гп} R \omega^2 \left( 1 + \frac{R}{L} \right); \quad (9)$$

$$P_i^{180} = m_{гп} R \omega^2 \left( 1 - \frac{R}{L} \right), \quad (9a)$$

где  $P_i^0$ ,  $P_i^{180}$  — силы инерции для углов поворота коленчатого вала 0° и 180°,  $H$ ;  $m_{гп}$  — масса головки поршня, кг;  $R_{гп}$  — радиус кривошипа, м;

$L$  — длина шатуна, м;  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  — угловая скорость вращения коленчатого вала,  $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ;  $n$  — частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Силы инерции для головки массой 11,6 кг и  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  составляют 20 и 12,8 кН соответственно для углов поворота коленчатого вала 0° и 180°. Будучи отнесенными к площади контактной поверхности, силы инерции соответственно равны 1 и 0,64 МПа, что составляет не более 5% минимальной величины контактного давления. Таким образом, силы инерции не оказывают значительного влияния на контактирование частей поршня и при моделировании теплового состояния могут не учитываться.

### Моделирование температурных полей составного поршня

Численный эксперимент представляет собой моделирование температурного поля составного поршня в трехмерной постановке с помощью программного комплекса ANSYS Workbench. Для всех расчетов использовались одинаковые тепловые граничные условия 3-го рода. Граничные условия на огневом днище

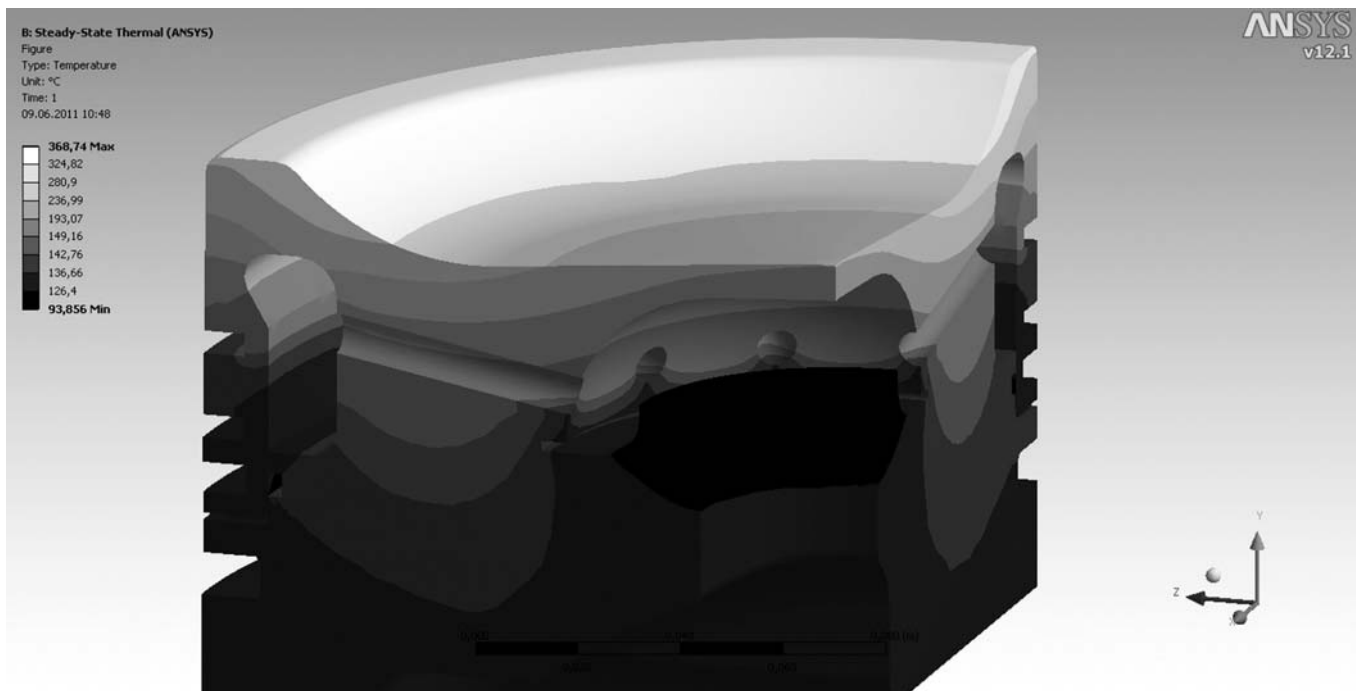


Рис. 6. Температурное поле в зоне контактирующих поверхностей головки и тронка поршня при условии идеального контактирования деталей

поршня, в канавках поршневых колец, а также на юбке определялись по программе расчета согласованных температурных полей, разработанной на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Методика определения граничных условий описана в учебнике [13]. Граничные условия в полости охлаждения поршня определялись по методике, изложенной в работе [14]. Следует отметить, что полученные в результате экспериментов значения коэффициентов теплоотдачи в полостях охлаждения с достаточной точностью совпадают с результатами экспериментов, изложенными там же. Моделирование температурного поля, в связи с соображениями, изложенными выше, проводилось с использованием трех различных моделей контактного взаимодействия.

Модель № 1 — наиболее упрощенная, предполагает идеальное контактирование тел. Термическое сопротивление в этом случае отсутствует, температура контактирующих поверхностей одинакова. Тепловые и механические явления, связанные с контактным взаимодействием тел, не учитываются. Температурное поле поршня и контактирующих поверхностей, полученное при описанных допущениях, представлено на рис. 6 и 7.

Максимальная температура огневого днища поршня находится в пределах 370 °С (см. рис. 6), температуры в районе канавки первого поршневого кольца составляют порядка 190 °С выше канавки и около 150 °С ниже канавки (см. рис. 7). Температура в верхней части юбки составляет около 130 °С, температуры в районе контактирующих поверхностей — 150...160 °С.

Более сложные модели № 2 и 3 предполагают неидеальное контактирование тел. Различие между моделями заключается в методике определения величин контактного давления, необходимых для вычисления термического сопротивления контакта.

В модели № 2 контактное давление полагается одинаковым по всей контактной поверхности и вычисляется по величине силы затяжки и номинальной площади контакта. Получаемая таким образом величина является осредненным по поверхности контактным давлением. В данном случае среднее значение контактного давления достигло 17,6 МПа. Значение термического сопротивления стыка  $R_k$ , вычисленное по зависимости (7), составило  $5,2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$  (проводимость —  $1,9 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ).

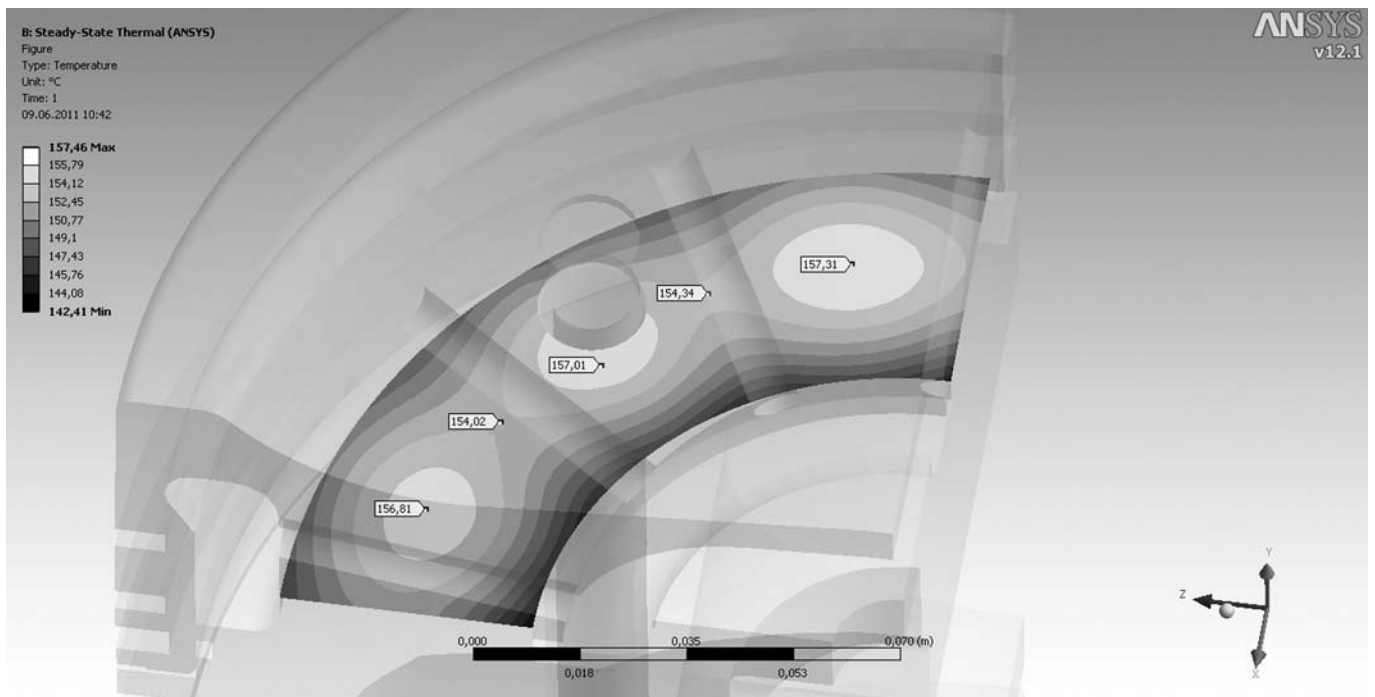


Рис. 7. Температурное поле контактирующих поверхностей деталей при условии идеального контакта

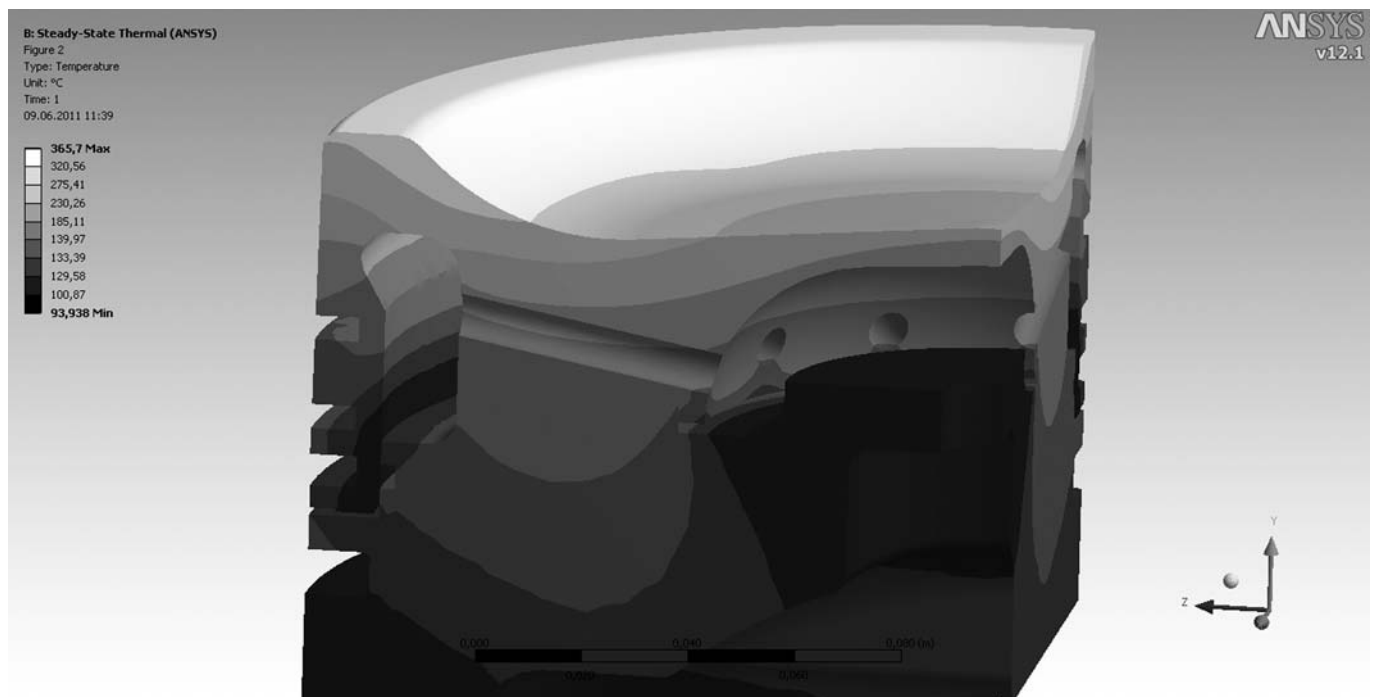


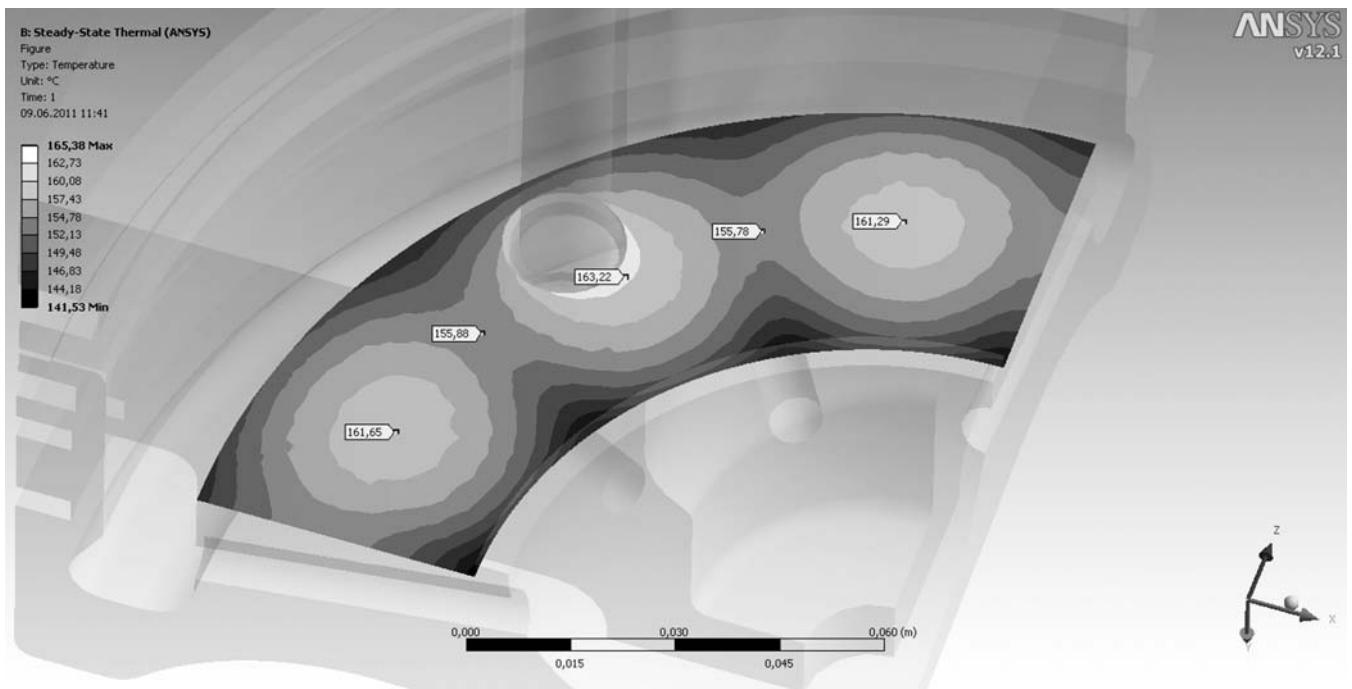
Рис. 8. Температурное поле головки и верхней части тронка поршня при осредненном по поверхности контактном давлении

Результаты расчетов, проведенных с использованием данной модели, представлены на рис. 8 и 9.

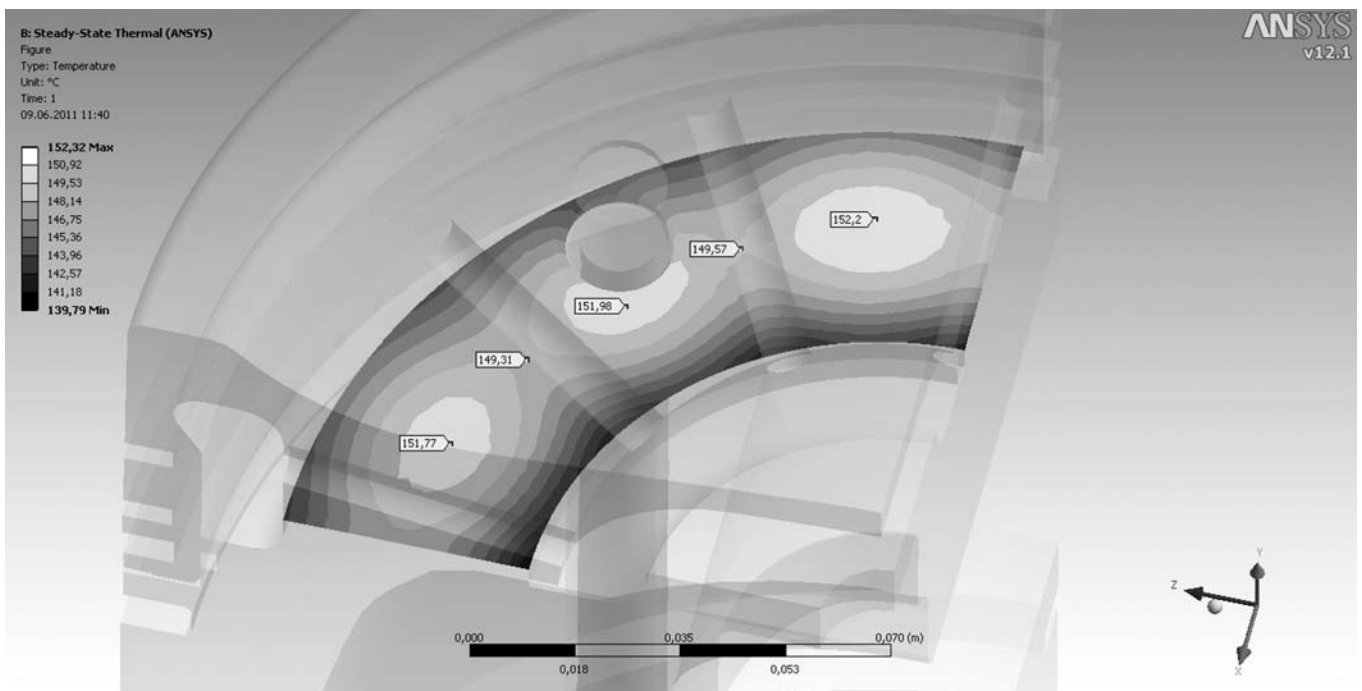
Отличие результатов расчета по сравнению с моделью № 1 в целом по поршню невелики и заметны в основном в окрестностях контак-

тирующих поверхностей. Учет термического сопротивления практически не повлиял на максимальную температуру днища поршня и температуры вблизи верхних поршневых колец. Однако максимальная температура контактной поверхности тронка повысилась до





*a*



*б*

Рис. 9. Температурное поле контактных поверхностей головки поршня (*a*) и тронка (*б*) при осредненном по площади контактном давлении

150...165° С, а температура головки понизилась до 140...155° С (см. рис. 9). Таким образом, наблюдается температурный скачок, максимальная величина которого составляет около 10...15° С. Следует также отметить некоторое снижение температур тронка — 5...10° С.

В модели № 3 определяются локальные величины контактного давления на всей контактной поверхности. Для этого выполняется моделирование затяжки шпильки с вычислением контактных давлений. Очевидно, что при нагреве конструкции вследствие тепловых де-

формаций контактные давления, обусловленные наличием монтажных нагрузок, изменятся. Следовательно, требуется решение сопряженной термоупругой задачи. Для этого была разработана итерационная процедура расчета, описанная ниже. Алгоритм расчета представлен на рис. 10.

Каждый шаг алгоритма делится на два подшага: определение нормальных напряжений на контактной поверхности (контактного давления) и определение узловых температур с учетом локальных величин проводимости контакта, вычисленных по значениям напряжений, полученных в первом подшаге. При этом первый шаг расчета предполагает наличие только монтажных усилий, т. е. поршень «холодный», а каждый последующий — учет температурного поля поршня, полученного в предыдущем шаге.

Критерием окончания расчета служит нахождение максимальных разностей узловых температур, полученных в предыдущем и текущем шагах расчета, в пределах 5% друг от друга.

При решении данной задачи необходима имитация затяжки шпильки, т. е. искусственное создание в стержне шпильки растягивающих напряжений определенной величины. Теоретическая величина напряжений в стержне шпильки определяется по следующей зависимости:

$$\sigma_{ш} = \frac{4F_3}{\pi d_{ш}^2}, \quad (10)$$

где  $F_3$  — усилие затяжки шпильки, Н;  $d_{ш}$  — диаметр стержня шпильки, м.

Для создания растягивающих напряжений в стержне шпильки применяется методика, суть которой состоит в преднамеренном укорочении шпильки. Это приводит к проникновению гайки в тронк в исходном ненагруженном состоянии. При этом в ходе расчета для достижения равновесного состояния контактной пары поверхность гайки смещается и шпилька растягивается. Гайка и шпилька при этом для упрощения процедуры считаются одним телом. Необходимая величина укорочения шпильки определяется итерационно.

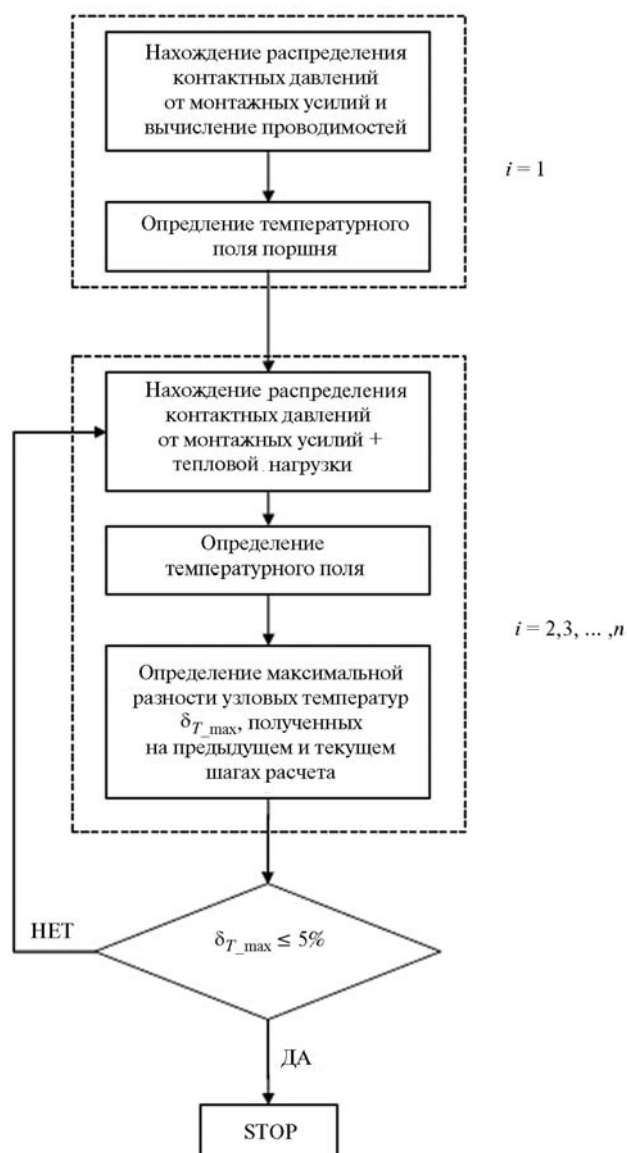


Рис. 10. Алгоритм моделирования теплового состояния составного поршня

Теоретическое значение напряжений в стержне шпильки составило порядка 750 МПа. Для достижения требуемого уровня напряжений шпилька была искусственно укорочена на 0,9 мм. При данной величине укорочения расчетное значение напряжений в стержне составило 760 МПа, что с достаточной точностью соответствует теоретическому значению напряжений.

Результаты расчета контактных давлений от монтажной нагрузки приведены на рис. 5. На рис. 11 и 12 представлены результаты расчета температурного поля поршня при наличии

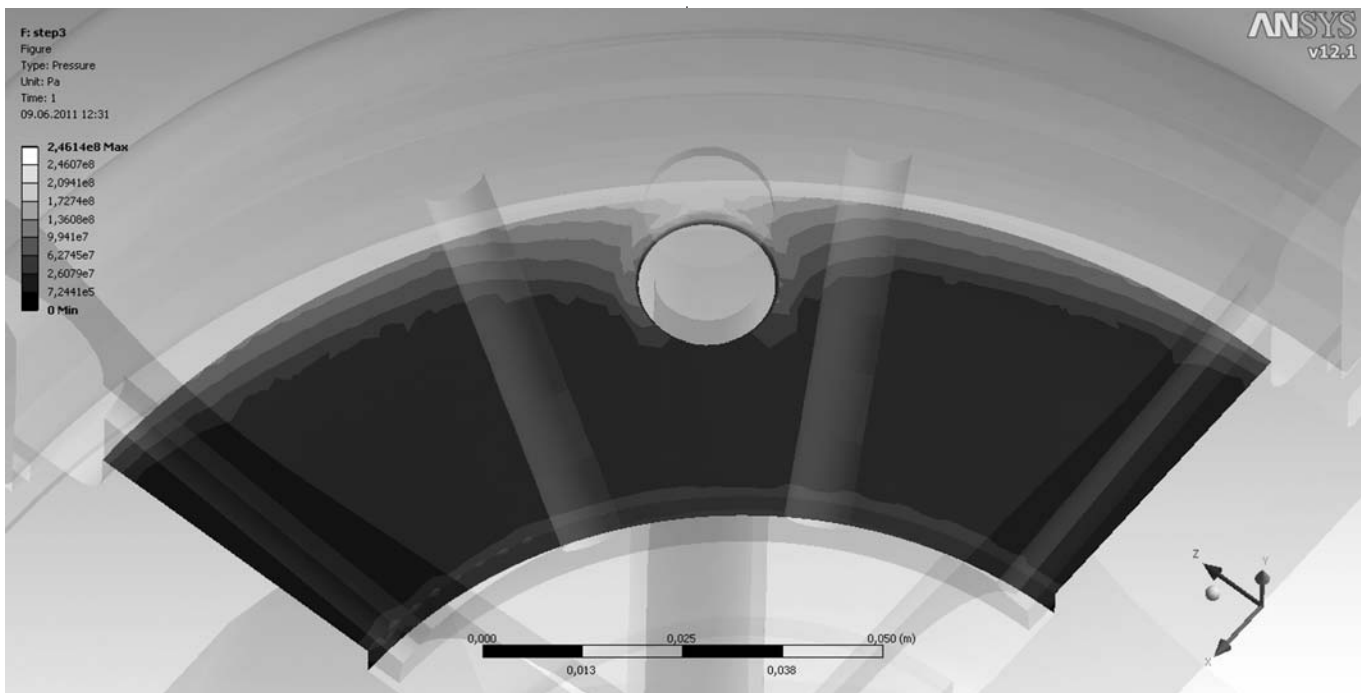
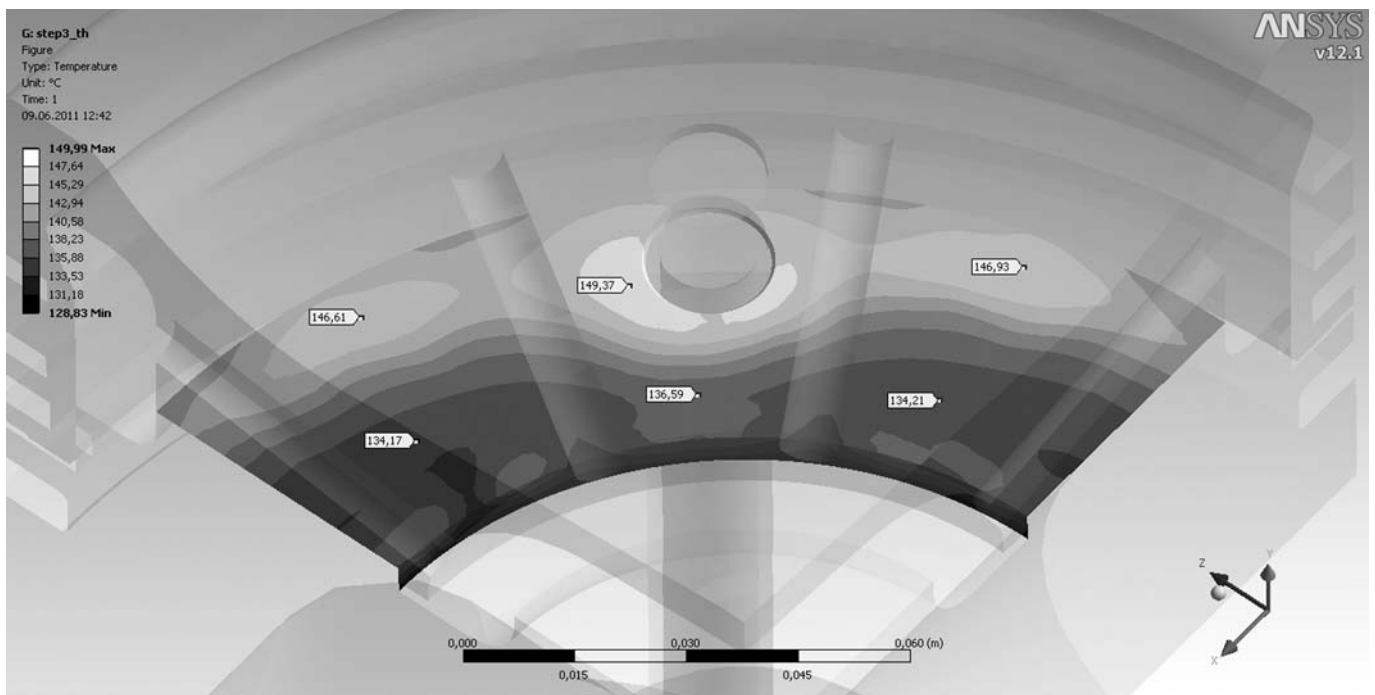


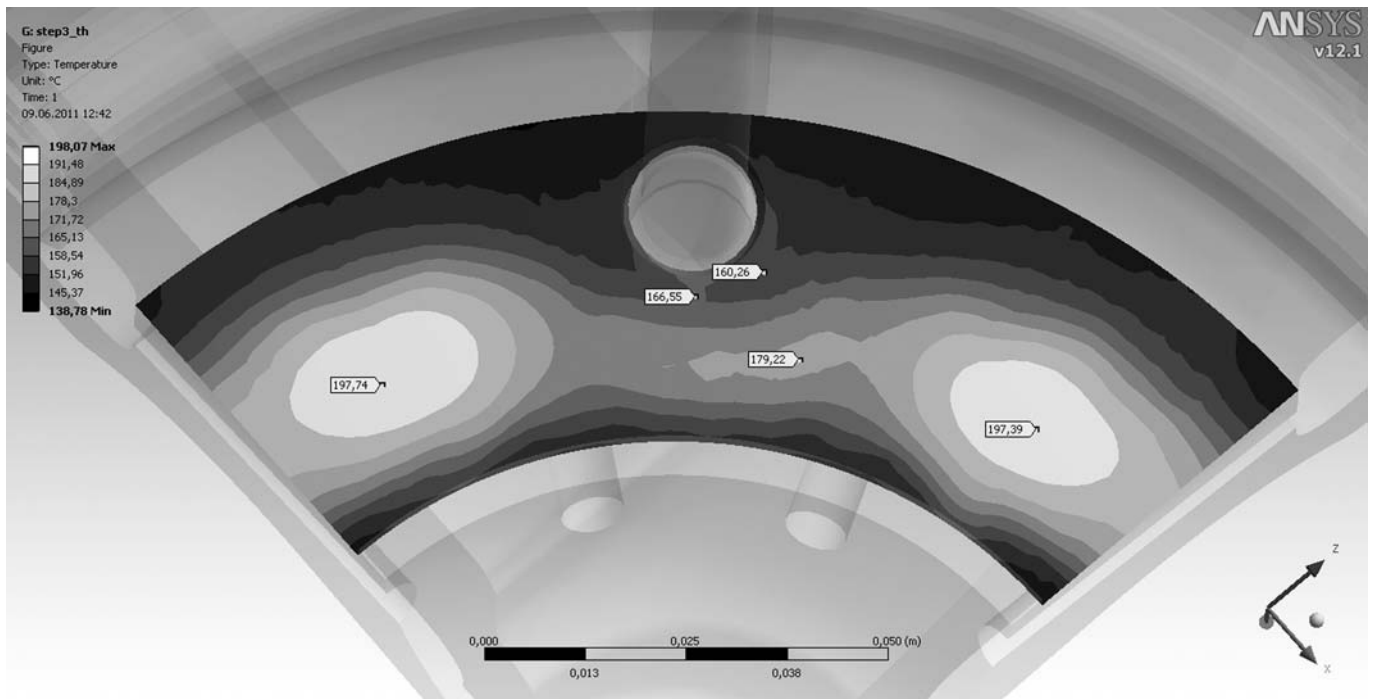
Рис. 11. Контактное давление от монтажной и тепловой нагрузок

монтажной и тепловой нагрузок, соответствующие завершающему шагу расчета в алгоритме, приведенном на рис. 10. Наиболее любопытным результатом является распределение контактных давлений по контактным поверхностям головки и тронка поршня. Максималь-

ные величины контактного давления наблюдаются на периферии контактной поверхности. При этом в центральной ее части имеется значительная по величине область (более 60% общей площади контактной поверхности), в ко-



a



б

Рис. 12. Температуры контактных поверхностей тронка (а) и головки (б) поршня при тепловой и монтажной нагрузке

торой контактное давление близко к нулю, что указывает на возможную неплотность стыка вследствие температурных деформаций деталей (см. рис. 12). Максимальная величина зазора между контактирующими поверхностями при этом составляет порядка 0,1 мм без учета высот микронеровностей, поскольку поверхности при моделировании полагаются плоскостными. Максимальная высота микронеровностей достигает на каждой поверхности порядка 10 мкм. Следовательно, микронеровности не компенсируют зазор.

Температурное поле заметно отличается от полученного в расчетах с упрощенными моделями контактного взаимодействия (см. рис. 12). Однако расхождение результатов наиболее заметно в ближайшей окрестности контактирующих поверхностей, особенно в головке поршня. Температуры вблизи контактной поверхности головки поршня возросли до 190...200 °С, что превышает температуры в той же зоне, полученные при традиционной модели контактного взаимодействия, на 40...50 °С. Температуры тронка при этом снижаются на 10...15 °С

и составляют не более 150 °С. Температуры днища и уплотнительного пояса поршня практически не изменяются.

При приложении в качестве дополнительной нагрузки максимальной силы давления газов в цилиндре распределение контактных давлений значительно меняется (рис. 13).

Практически на всей поверхности поршня контактное давление имеет ненулевую величину (т. е. соприкосновение поверхностей имеет место), однако характер распределения величин контактного давления по поверхности не меняется. Температуры контактных поверхностей при данных нагрузках представлены на рис. 14. Температура тронка повысилась до 155 °С, при этом температуры головки снизились до 160...175 °С.

Однако давление газов, близкое к максимальному, достигается в цилиндре на крайне непродолжительное время (несколько десятков градусов угла поворота коленчатого вала). При приложении нагрузки, соответствующей среднему эффективному давлению в цилиндре, картина распределения контактных давлений

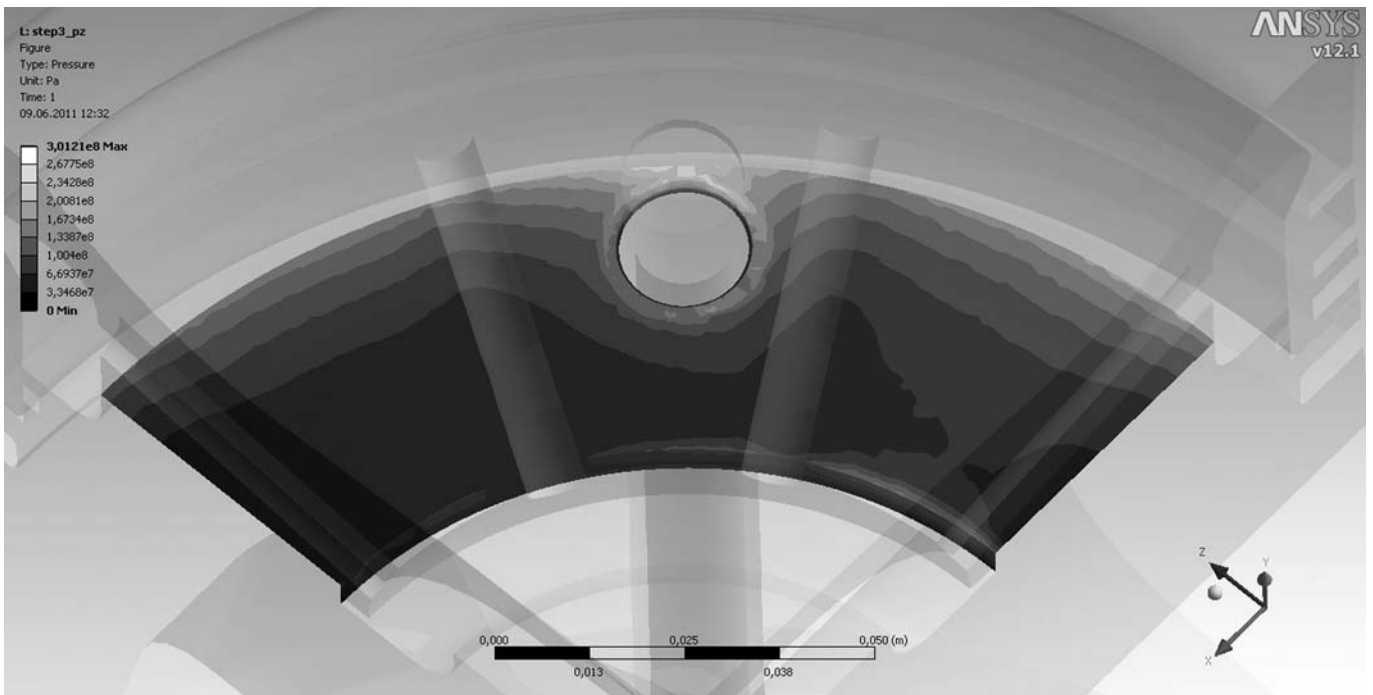
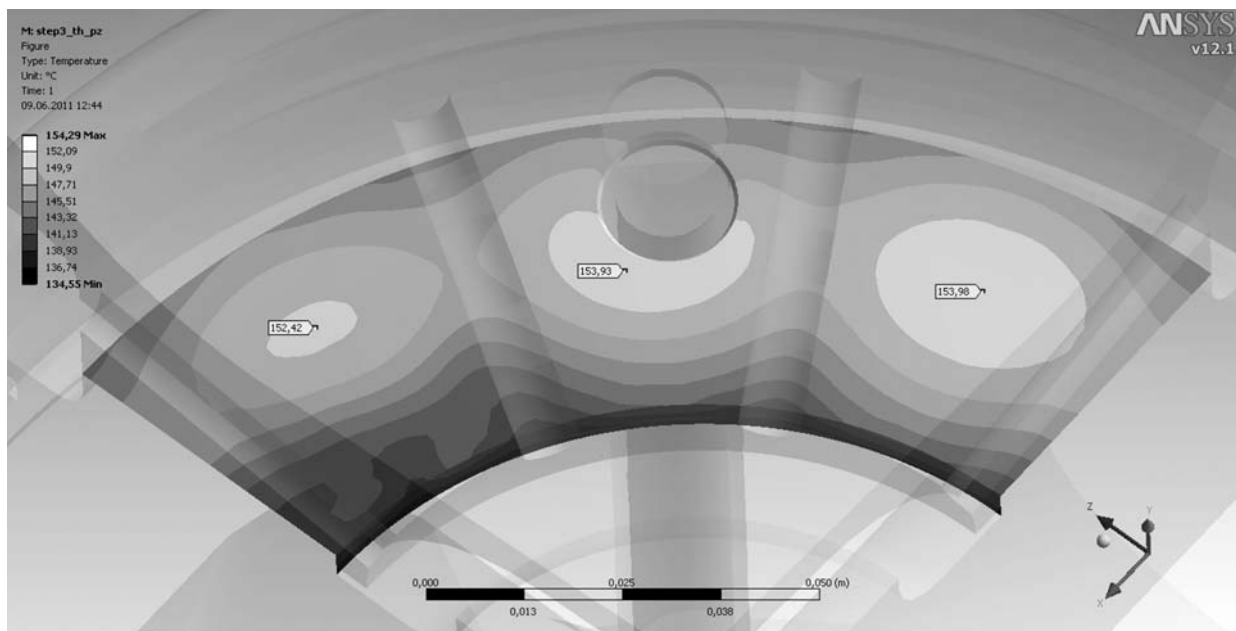


Рис. 13. Контактное давление от монтажной и тепловой нагрузок, а также от газовых сил

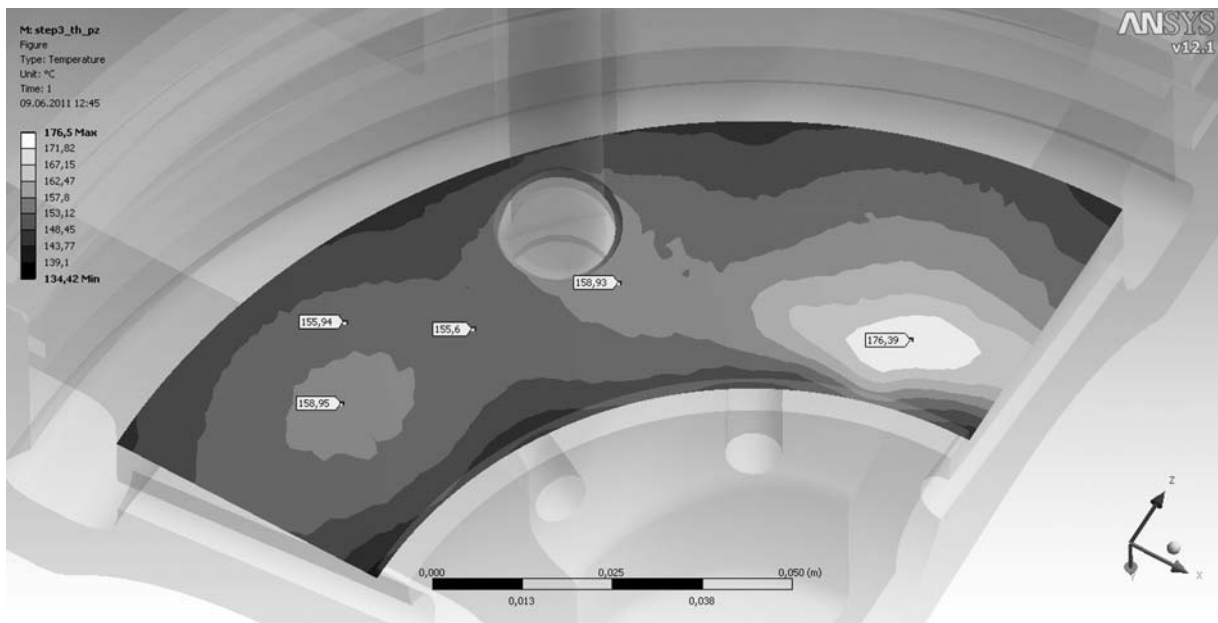
по сравнению с отсутствием сил давления газов существенно не меняется. Следовательно, возможно значительное изменение величин контактного давления по углу поворота коленчатого вала двигателя. Поэтому для расчетов квазистационарных температурных полей имеет смысл пользоваться осредненной по углу

поворота коленчатого вала величиной контактного давления в каждой точке контактной поверхности.

Математическая модель, учитывающая наличие термического сопротивления контакта, зависящего от локальных величин контактного давления, позволяет проводить уточненные



a



б

Рис. 14. Температуры контактирующих поверхностей тронка (а) и головки (б) поршня под действием монтажной, тепловой нагрузок и газовых сил

расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния различных узлов. Получаемые результаты дают достаточно точное представление о взаимодействии элементов конструкции и позволяют вычислять локальные величины контактного давления и таким образом выявлять неплотности стыка вследствие температурных деформаций, оценивать влияние усилия затяжки на взаимодействие деталей и подбирать его оптимальную величину.

При высокой тепловой напряженности рассматриваемого узла точность определения локальных температур имеет большое значение для оценки работоспособности и оптимизации конструкции деталей. Поэтому, несмотря на незначительное влияние термического сопротивления стыка на общее расчетное температурное поле, в ряде случаев повышение точности даже на несколько десятков градусов может оказаться весьма важным.

### Литература

1. Миллер В.С. Контактный теплообмен в элементах высокотемпературных машин. К.: Наукова думка, 1966.
2. Шлыков Ю.П., Ганин Е.А. Исследование контактного теплообмена // Теплоэнергетика. 1960. № 6. С. 72–76.
3. Шлыков Ю.П., Ганин Е.А. Термическое сопротивление контакта // Атомная энергия. 1960. Т. 9. Вып. 6. С. 496–498.

4. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М.: Энергия, 1971.
5. Degiovanni A., Remy B., Andre S.J. Heat Transfer J. Thermal. Sci. 11 359 (2002).
6. Madhusudana C.V. In Proc. of the 8th Intern. Heat Transfer Conf. San Francisco, Calif., 1986. P. 651.
7. Меснякин С.Ю., Вукулов А.Г., Вукулов Д.Г. Современный взгляд на проблемы контактного теплообмена // Успехи физических наук. 2009. Т. 179. № 9. С. 945–970.
8. Phelan P.E. Ito K., Hijikata K., Ohmon T. Fluid Mechanics and Thermodynamics // In 3d World Conf. on Experimental Heat Transfer, 1993. P. 1688.
9. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / Под общ. ред. В.С. Авдеевского, В.К. Кошкина. М.: Машиностроение, 1992.
10. Кокорев Л.С. и др. Сб. Вопросы теплофизики ядерных реакторов. Атомиздат, 1977. С. 24.
11. Вукулов А.Г. Вестник МАИ 14 (2) 47 (2007).
12. Миллер В.С. Контактный теплообмен в элементах высокотемпературных машин. Киев: Наукова думка, 1966. 162 с.
13. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов, Н.А. Ивашенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008.
14. Кондратюк В.В. Исследование эффективности инерционного охлаждения составных поршней четырехтактных форсированных тепловозных дизелей. Дис. ... канд. техн. наук. Коломна, 1980.
15. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1968. С. 251–265.

Статья поступила в редакцию 22.08.2001 г.