

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ  
КРЫШКИ ЦИЛИНДРА И КЛАПАНОВ ДИЗЕЛЯ****Д.О. Онищенко, С.А. Панкратов**МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация  
e-mail: gradient@smtp.ru; pankratov.bmstu@gmail.com

*Рассмотрена задача моделирования теплового состояния деталей камеры сгорания дизеля. Описана математическая модель теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизельного двигателя. Проанализированы зависимости для определения тепловых граничных условий поверхностей крышки цилиндра (огневого днища, впускных и выпускных каналов, охлаждаемой поверхности) и клапанов двигателя, а также для определения теплопроводности сопряжений деталей. Предложен метод сопряженного расчета крышки цилиндра и клапанов, не требующий проведения нескольких итераций для определения согласованного поля температур деталей. Кроме того, он позволяет учитывать неосесимметричность граничных условий и температурного поля клапана. Проведено математическое моделирование методом конечных элементов теплового состояния крышки цилиндра, клапанов и седел клапанов дизеля типа 12ЧН15/18. Представлены результаты моделирования и их анализ.*

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, дизель, крышка цилиндра, клапан, тепловое состояние.

**SIMULATION OF THERMAL STATE  
OF THE DIESEL CYLINDER HEAD AND VALVES****D.O. Onishchenko, S.A. Pankratov**Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation  
e-mail: gradient@smtp.ru; pankratov.bmstu@gmail.com

*A problem of thermal state simulation of parts of the diesel combustion chamber is considered. A mathematical model of thermal state of the cylinder head and valves of the diesel engine is described. The relationships are analyzed for determining the thermal boundary conditions of the cylinder head surfaces (fire deck, inlet and outlet ports, and cooled surface) and the engine valves and also for finding the thermal conductivity of joints of the parts. A method for combined calculation of the cylinder head and valves is offered which does not require performing several iterations for determination of the coordinated temperature field of the parts. Additionally, the method makes it possible to take into account that the boundary conditions and temperature field of the valve are not axisymmetric. The mathematical simulation of the thermal state of the cylinder head, valves, and valve seats of the diesel of 12ChN15/18 type is conducted. The simulation results and their analysis are presented.*

**Keywords:** internal combustion engine, diesel, cylinder head, valve, thermal state.

Повышение мощности и экономичности дизелей различного назначения связано с увеличением максимальной температуры рабочего цикла, что, в свою очередь, приводит к повышению теплонапряженности деталей, контактирующих с горячими газами: головок (крышек) цилиндра, клапанов, турбин, гильз (втулок) цилиндра, поршня.

В связи с этим возникает необходимость совершенствования методов оценки температурного состояния деталей. Получение информации о температурных полях деталей на этапе проектирования важно для оценки их работоспособности и надежности, моделирования напряженно-деформированного состояния, правильного подбора материалов, оптимизации конструкции, проектирования системы охлаждения. Одними из самых ответственных и теплонапряженных деталей являются крышка цилиндра и клапаны. Через крышку цилиндра отводится значительная часть теплоты от камеры сгорания. Выпускной клапан омывается горячими газами при выпуске и постоянно контактирует с элементами крышки цилиндра. Отвод теплоты от клапана затруднен в связи с небольшой площадью контакта теплоотводящих поверхностей. В связи с этим задача определения теплонапряженности крышки цилиндров быстроходного дизеля является актуальной и ее решение представляет большой интерес.

**Согласование полей температур крышки и клапана.** Одной из основных сложностей при расчете является согласование температурных полей фаски клапана и посадочной поверхности крышки (седла). Сложность заключается прежде всего в том, что тепловые потоки в течение всего рабочего цикла меняют свое направление. Это обусловлено особенностями конструкции газораспределительного механизма и сложностью протекания рабочих процессов (газо- и теплообмена, тепловыделения).

В то время когда клапан закрыт, через фаску и седло клапана теплота передается от клапана к крышке (выпускной клапан) или от крышки к клапану (впускной клапан). Во время тактов впуска и выпуска фаска и седло соответствующего клапана омываются свежим зарядом (впускные клапаны) и отработавшими газами (выпускные клапаны). Параметры теплообмена в этом случае можно определить по граничным условиям третьего рода: температуре газа и коэффициенту теплоотдачи в клапанной щели.

Коэффициент теплоотдачи контакта двух тел  $\alpha_k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), зависящий от свойств материалов контактирующих деталей, качества обработки контактирующих поверхностей, а также контактного давления, рассчитывается по зависимости, предложенной В.М. Поповым [1]:

$$\alpha_k = 2,12 \cdot 10^4 \lambda \left( \frac{p}{E} B_n \right)^{0,8} + \frac{\lambda_0}{(h_{cp1} + h_{cp2})(1 - m)d}, \quad (1)$$

где  $\lambda = \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}$  — средний коэффициент теплопроводности материалов контактирующих тел;  $p$  — контактное давление;  $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$  —

средний модуль Юнга материалов контактирующих тел;  $B_n$  — коэффициент, характеризующий геометрические свойства контактирующих поверхностей, зависящий от суммы средних высот микронеровностей контактирующих тел;  $\lambda_c$  — теплопроводность среды в объемах микронеровностей;  $h_{cp1}$ ,  $h_{cp2}$  — средние высоты микронеровностей;  $m$  — коэффициент заполнения профиля микронеровностей;  $d$  — коэффициент, характеризующий влияние максимальных выступов микронеровностей, зависящий от  $p/E$ .

Значения  $B_n$ ,  $m$  и  $d$  определяются по рекомендациям [1].

Первое слагаемое в формуле (1) показывает теплообмен через контактную поверхность, второе — теплопроводность среды в объемах микронеровностей.

Традиционно при определении теплового и напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра используется отдельный расчет крышки и клапанов с итерационным согласованием их температур [2, 3].

На первой итерации при расчете крышки задается произвольная температура седла клапана. Через температуру клапана, коэффициент теплоотдачи от клапана к седлу и параметры теплообмена при открытом клапане вычисляются средние по времени температура и коэффициент теплоотдачи.

Используя полученную температуру посадочной поверхности седла, аналогично рассчитывают температурное поле клапана. По уточненной температуре фаски пересчитывают тепловое состояние крышки. Затем пересчитывают температуру клапана. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока разность температур на данной и предыдущей итерациях не станет меньше заданного значения.

Таким образом, итерационным процессом получают температуры фаски клапана и посадочной поверхности седла и рассчитывают температурное поле деталей. При этом принимается допущение об осесимметричном распределении температур на фаске и посадочной поверхности седла. Данное допущение соответствует действительности, так как экспериментальные исследования [4, 5] показывают, что клапаны в процессе работы хаотично вращаются вокруг своей оси симметрии, и тем самым выравнивают параметры теплообмена в радиальном направлении.

В настоящей работе выполняются сопряженный расчет крышки и клапанов (контактные пары) для моделирования теплообмена между клапаном и седлом (при закрытом клапане); для этой пары задается усредненный за весь цикл коэффициент теплоотдачи (при открытом клапане он принимается равным нулю).

Для моделирования теплообмена при открытом клапане задаются температура среды и коэффициент теплоотдачи (при закрытом клапане принимается равным нулю), также усредненный за весь цикл.

Таким образом, на фаске клапана и на посадочной поверхности седла задаются по два граничных условия (контактная пара и граничные условия III рода).

Такая схема расчета не требует проведения нескольких итераций для определения согласованного поля температур. Распределение температур в радиальном направлении клапана получается неосесимметричным.

**Граничные условия во впускных и выпускных каналах.** Существуют различные формулы для расчета теплообмена в каналах.

В работе [6] получены следующие формулы:

$$Nu_r = 0,33 C_{вхh} Re^{0,67} Pr^{0,33},$$

где  $C_{вхh} = 0,2 \dots 1,2$  – поправочный множитель для учета особенностей конкретного двигателя (для выпускных каналов за период выпуска);

$$Nu_r = (C_{int} + C_{int.p} - 2) \cdot 0,0348 Re^{0,8},$$

где  $C_{int}$  – поправочный множитель для учета интенсивности теплообмена во всей впускной системе,  $C_{int.p}$  – поправочный множитель для учета интенсивности теплообмена во впускных каналах (для впускных каналов за период впуска).

При закрытом клапане параметры теплообмена определяются естественной конвекцией и колебаниями газа в канале:

$$Nu_{вып} = 2,37 Fo^{-0,43} (11 + 0,00053 Gr^{0,33} + 0,00051 Re^{0,8}).$$

Х. Цапфом были предложены формулы для вычисления параметров теплообмена в канале через число Рейнольдса и размеры клапана [7]:

$$Nu_{вып} = 2,58 Re^{0,5} \left( 1 - 0,79 \frac{h_{вып}}{d_{вып}} \right);$$

$$Nu_{вп} = 2,14 Re^{0,68} \left( 1 - 0,765 \frac{h_{вп}}{d_{вп}} \right),$$

где  $d$  и  $h$  – диаметр и ход клапана.

Расчет ведется по параметрам рабочего тела, усредненным за рабочий цикл.

**Граничные условия на огневом днище крышки.** Для определения среднего по поверхности значения коэффициента теплоотдачи может быть использована формула Вошни. При этом температура

среды усредняется по всей поверхности камеры сгорания и принимается равной температуре, полученной термодинамическим расчетом, усредненной по времени цикла.

Распределение коэффициента теплоотдачи по радиусу в первом приближении может быть принято аналогичным распределению температуры на огневом днище поршня [2].

Для дизелей с открытыми камерами сгорания изменение усредненного за цикл локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha_r$  по радиусу цилиндра можно определить по формулам

$$\alpha_r = \frac{2K_1\alpha_{ГСР} \exp((C_1r)^{n_1})}{1 + \exp((C_1R_1)^{n_1})} \quad \text{при } r \leq R_1,$$

$$\alpha_r = \frac{2K_1\alpha_{ГСР} \exp((C_2(K_2N_2 - r)^{n_2})}{1 + \exp((C_1R_1)^{n_1})} \quad \text{при } r > R_1,$$

где  $\alpha_r$  — локальное значение коэффициента теплоотдачи;  $R_1$  — радиус, на котором  $\alpha_r$  достигает максимального значения;  $K_1$  — отношения среднего по поверхности днища коэффициента теплоотдачи к среднему значению коэффициента теплоотдачи по всей поверхности камеры сгорания. Эмпирические коэффициенты  $K_2$ ,  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $N_2$  определяются по заданным значениям  $\alpha_{r \min}$ ,  $\alpha_{r \max}$ ,  $\alpha_{r \text{ пер}}$  соответственно на радиусах  $r = 0$ ,  $r = R_1$ ,  $r = 0,5D$ .

При  $n_1 = n_2 = n$  справедливы следующие зависимости:

$$N_2 = \frac{R_1(C_1 + C_2)}{K_2C_2};$$

$$C_1 = \frac{1}{R_1} \left[ \ln \frac{\alpha_{r \max}}{\alpha_{r \min}} \right]^{\frac{1}{n}}$$

$$C_2 = \frac{R_1C_1 - \left[ (R_1C_1)^n - \ln \frac{\alpha_{r \max}}{\alpha_{r \text{ пер}}} \right]^{\frac{1}{n}}}{0,5D - R_1}.$$

**Теплообмен со стороны охлаждающей жидкости.** При умеренных уровнях форсирования, когда температура омываемой жидкостью поверхности крышки меньше температуры насыщения  $T_S$  охлаждающей жидкости, для расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{ж}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), использовали формулу Зоннекена [8]

$$\alpha_{ж} = (300 + 1800\sqrt{w_{ж}})1,163, \quad (2)$$

где  $w_{ж}$  — скорость движения охлаждающей жидкости.

Системы охлаждения современных двигателей характеризуются более высокими значениями  $\alpha_{ж}$  по сравнению со значениями  $\alpha_{ж}$  по

формуле (2). Охлаждение крышек цилиндров может происходить в режиме вынужденной конвекции и поверхностного кипения. Коэффициент теплоотдачи зависит от особенности обтекания детали при охлаждении.

В условиях вынужденной конвекции, характерных для периферийных зон днища и выпускных патрубков, использована зависимость

$$St = 292 Re^{0,583},$$

где  $St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$  — число Стентона, число  $Re$  отнесено к диаметру подводящего отверстия.

По мере повышения температуры охлаждаемой поверхности режим вынужденной конвекции переходит в режим поверхностного кипения. Для крышки цилиндра в этом случае

$$Nu_{ж} = 0,45 \cdot 10^{-2} (p_e'')^{0,27} K_{\phi}^{-0,4} Pr_{ж}^{0,3} \left( \frac{p_{ж}}{p_0} \right)^{0,5},$$

где  $p_e'' = \frac{ql_0}{r \rho'' a_{ж}}$ ,  $K_{\phi} = r / (c \Delta T_S)$  — критерий фазового превращения,  $l_0 = \sqrt{\sigma / (\rho' - \rho'')}$  — характерный размер,  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения,  $p_{ж}$  и  $p_0$  — давление соответственно в контуре охлаждения и атмосферное ( $r$  — скрытая теплота парообразования,  $\Delta T_S$  — разность температур насыщения и теплоносителя),  $\rho'$  и  $\rho''$  — плотность соответственно жидкости и пара.

При учете совместного влияния вынужденной конвекции и поверхностного кипения коэффициент теплоотдачи определяется по зависимости

$$\alpha_{охл} = \alpha_W \frac{4\alpha_W + \alpha_q}{5\alpha_W - \alpha_q}. \quad (3)$$

При  $\alpha_q / \alpha_W \leq 0,5$  общий коэффициент теплоотдачи определяется вынужденной конвекцией  $\alpha_{охл} = \alpha_W$ , при  $\alpha_q / \alpha_W \geq 2$  — поверхностным кипением  $\alpha_{охл} = \alpha_q$ . Между этими процессами лежит промежуточная область, где действуют оба фактора и теплоотдача определяется зависимостью (2).

**Сопряжение седло–крышка.** Седла клапанов могут устанавливаться с натягом (за счет разности температур или запрессовкой) или устанавливаться с зазором (в холодном состоянии). Также применяется завальцовка седел.

При работе двигателя значительная доля (60...80%) теплоты, отводимой от клапана, приходится на седла. Седло нагрето сильнее крышки, за счет этого возникает или увеличивается натяг в сопряжении седло–крышка.

Для расчета контактного давления запрессованных или установленных с зазором седел можно использовать методику [9].

Натяг в рабочем состоянии

$$\delta = d_{\text{седл}}[\alpha_{\text{седл}}(T_{\text{седл}} - 20) - \alpha_{\text{кр}}(T_{\text{кр}} - 20)] + \delta_0,$$

где  $d_{\text{седл}}$  — диаметр седла;  $\alpha_{\text{седл}}$ ,  $\alpha_{\text{кр}}$  — коэффициенты линейного расширения седла и крышки;  $T_{\text{седл}}$ ,  $T_{\text{кр}}$  — температуры седла и крышки;  $\delta_0$  — натяг в холодном состоянии.

Контактное давление

$$p = \frac{\delta}{d_{\text{седл}} \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}.$$

Коэффициенты

$$C_1 = \frac{1 + (d_{\text{седл1}}/d_{\text{седл}})^2}{1 - (d_{\text{седл1}}/d_{\text{седл}})^2} - \mu_1;$$

$$C_2 = \frac{1 + (d_{\text{седл2}}/d_{\text{седл}})^2}{1 - (d_{\text{седл2}}/d_{\text{седл}})^2} - \mu_2.$$

Обозначения введены в соответствии с работой [9].

По контактному давлению с помощью равенства (1) рассчитывается коэффициент теплоотдачи.

**Граничные условия для клапана.** Для части клапана, омываемой выпускаемыми или выпускаемыми газами, температура принимается постоянной по поверхности и берется из теплового расчета двигателя (усредненное значение по углу поворота коленчатого вала). Коэффициент теплоотдачи обычно составляет 300...600 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Более точные расчеты могут быть проведены с использованием трехмерных моделей нестационарного турбулентного переноса и турбулентного горения, реализация математических моделей внутрицилиндровых процессов может быть осуществлена с помощью современных CFD-кодов. Течение газа рассматривается в нестационарной постановке с последующим усреднением температур и коэффициентов теплоотдачи по времени по зависимостям [7]

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\int_0^{180\theta} \alpha d\varphi}{180\theta}; \quad T_{\text{ср}} = \frac{\int_0^{180\theta} \alpha T d\varphi}{180\alpha_{\text{ср}}\theta},$$

где  $\theta$  — тактность двигателя;  $\alpha$ ,  $T$  — мгновенные значения коэффициента теплоотдачи и температуры соответственно.

Коэффициент теплоотдачи от клапана в направляющую втулку можно с большой точностью принять равным отношению теплопроводности масла  $\lambda_{cp}$  к радиальному зазору  $\delta$ :

$$\alpha = \frac{\lambda_{cp}}{\delta}.$$

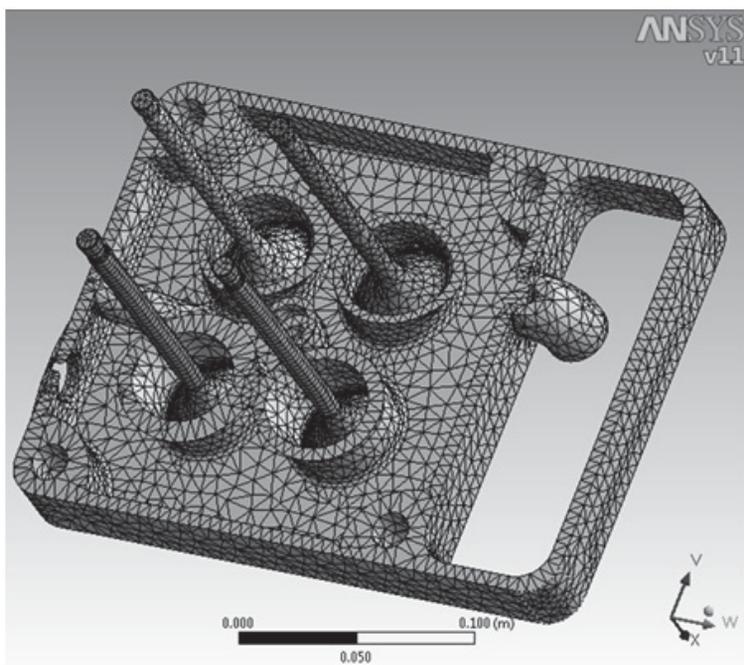
Диаметральный зазор обычно составляет  $(0,004 \dots 0,010)d_c$  для выпускных и  $(0,006 \dots 0,0125)d_c$  для впускных клапанов, где  $d_c$  — диаметр стержня клапана.

За пределами направляющей втулки коэффициент теплоотдачи невелик и, как правило, составляет  $60 \dots 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . [2].

**Пример расчета крышки и клапана.** С использованием данной математической модели крышки цилиндра был проведен расчет теплового состояния крышки цилиндра и клапанов двигателя 12ЧН15/18.

Конечно-элементная модель представлена на рис. 1. Число узлов — 201191, число элементов — 92321. Расчет проводился в программном комплексе Ansys Workbench v11.

Граничные условия приведены в табл. 1. Для расчета граничных условий со стороны камеры сгорания принято допущение об осесимметричности коэффициента теплоотдачи и о том, что его распределение по радиусу цилиндра аналогично распределению температуры на огневом днище поршня.



**Рис. 1.** Конечно-элементная модель крышки цилиндра с клапанами

## Граничные условия

Деталь, поверхность	$T, ^\circ\text{C}$	$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Крышка:		
охлаждаемая поверхность	120	12180
клапанный канал впускной	722	828
клапанный канал выпускной	53	188
Выпускной клапан:		
клапан, фаска	722	991
клапан, поверхность, омываемая отработавшими газами	722	450
клапан, теплообмен в направляющую втулку	110	1360
клапан, за пределами направляющей втулки	80	65
седло клапана, посадочная поверхность	722	991
Впускной клапан:		
клапан, фаска	53	704
клапан, поверхность, омываемая впускаемым воздухом	53	450
клапан, теплообмен в направляющую втулку	110	1360
клапан, за пределами направляющей втулки	80	65
седло клапана, посадочная поверхность	53	703

Контактные пары представлены в табл. 2. Для контактных пар наплавка–тарель клапана и тарель клапана–стержень клапана приняты граничные условия IV рода.

Таблица 2

## Коэффициенты теплоотдачи в контактных парах

Детали	$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Фаска выпускного клапана–седло	2117
Седло выпускного клапана–крышка	4093
Фаска впускного клапана–седло	2516
Седло впускного клапана–крышка	2698

Результаты расчета представлены на рис. 2–6.

Наибольшая температура крышки  $351^\circ\text{C}$  достигается в межклапанной перемычке у седла наиболее нагретого клапана (см. рис. 2), также наблюдаются высокие температуры в районе отверстия под свечу накаливания.

Максимальная температура выпускного клапана  $752^\circ\text{C}$ . Температура на краях тарели клапана колеблется в пределах от  $671$  до  $691^\circ\text{C}$  и от  $671$  до  $688^\circ\text{C}$  для менее нагретого клапана (см. рис. 3).

Разность максимальных температур клапанов не превышает  $5^\circ\text{C}$ .

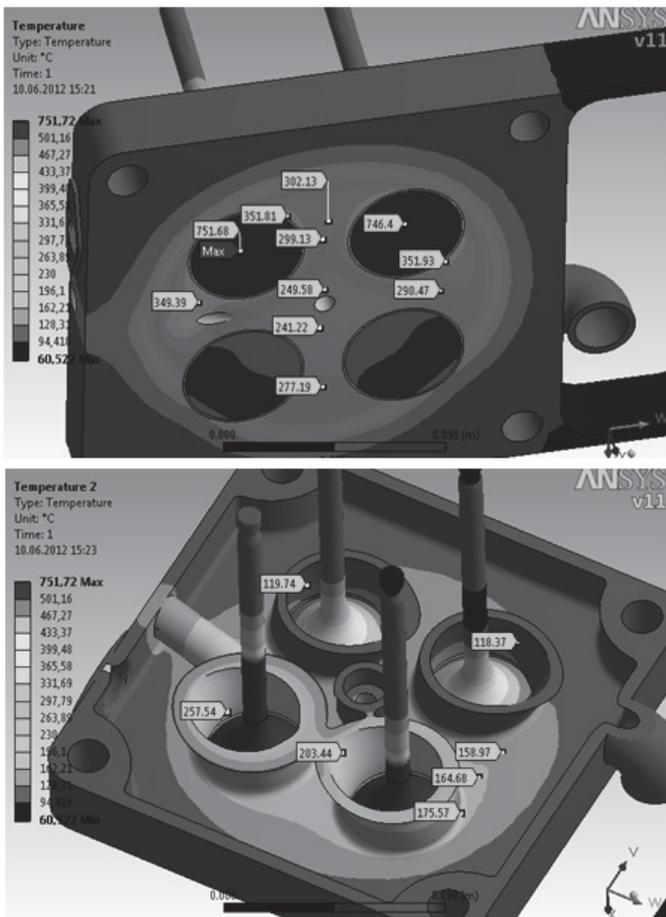


Рис. 2. Распределение температур по огневой и охлаждаемой поверхностям крышки цилиндра

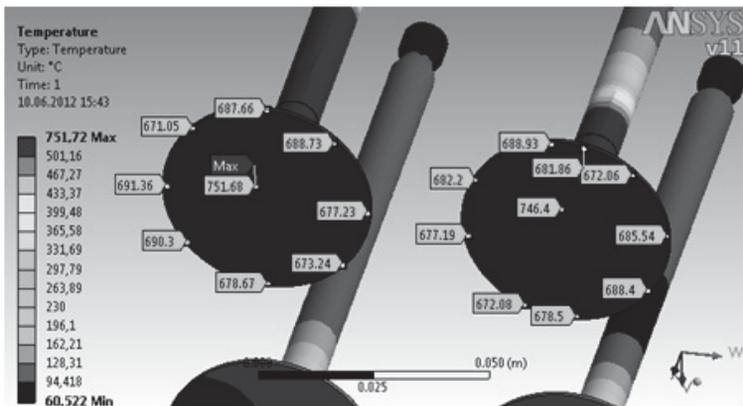


Рис. 3. Распределение температур на краях тарелок выпускных клапанов

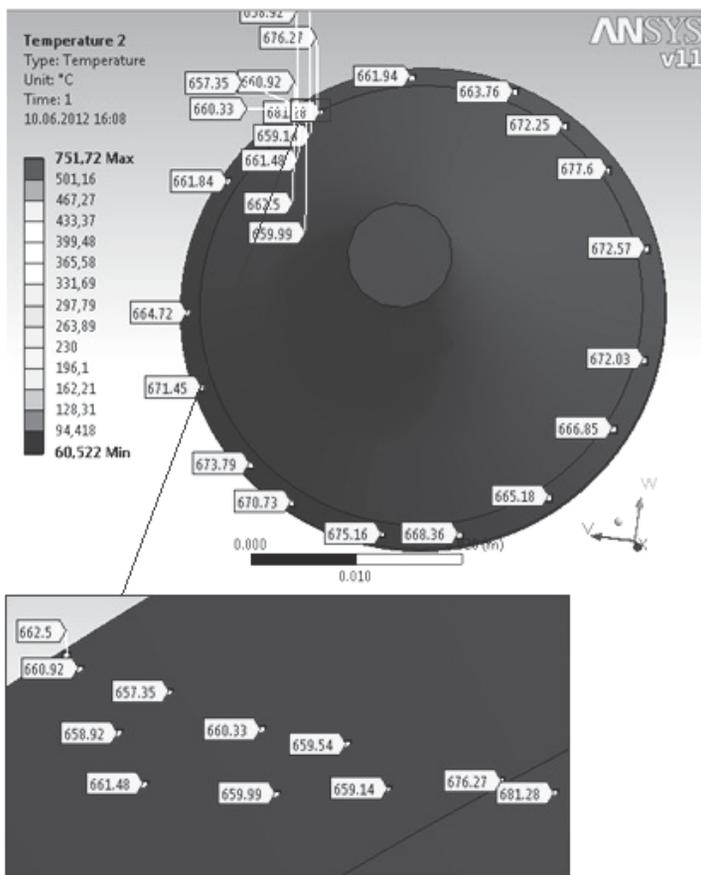


Рис. 4. Распределение температур на фаске выпускного клапана (более нагретого)

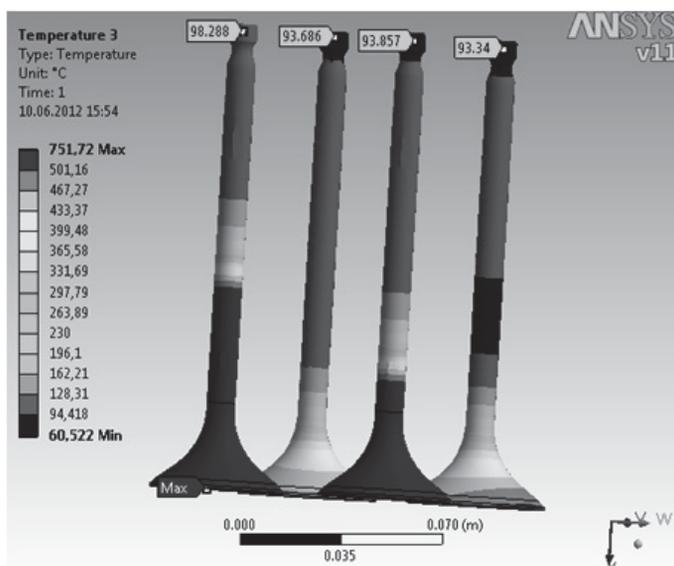
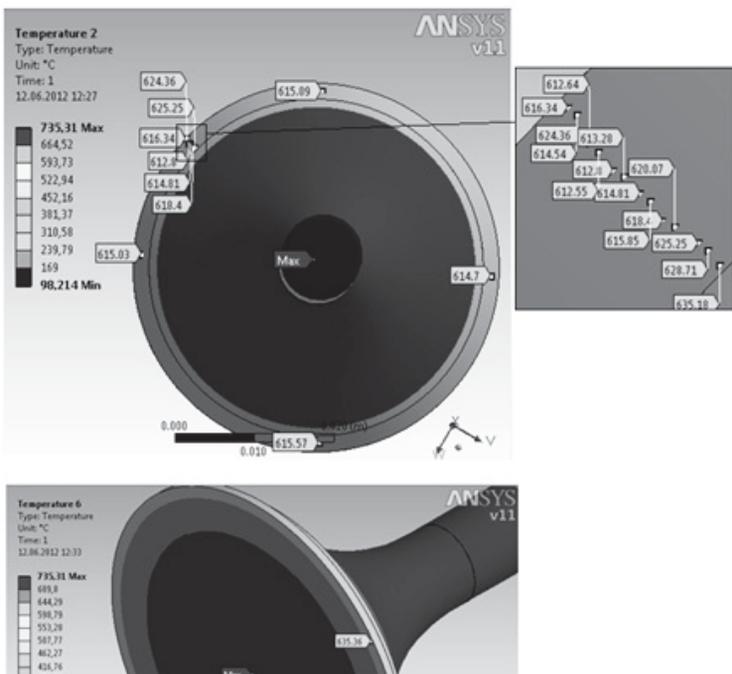


Рис. 5. Распределение температур в клапанах





**Рис. 7. Распределение температур клапана при использовании осесимметричных граничных условий**

данных условий теплообмена. Более точные расчеты и уточнение формул может быть проведено численными методами с использованием экспериментальных данных. При этом течение газа рассматривается в нестационарной постановке с последующим усреднением температур и коэффициентов теплоотдачи по времени.

2. Наибольшая температура огневой поверхности крышки цилиндра составляет  $351\text{ }^{\circ}\text{C}$  в межклапанной перемычке, также наблюдаются высокие температуры в районе отверстия под свечу накаливания. Температура крышки со стороны охлаждения равна  $175\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Максимальная температура выпускного клапана  $752\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура на краях тарели клапана колеблется в пределах от  $671$  до  $691\text{ }^{\circ}\text{C}$  и от  $671$  до  $688\text{ }^{\circ}\text{C}$  для менее нагретого клапана. Температура фаски клапана составляет  $661\text{ }^{\circ}\text{C}$  в центре фаски в зависимости от угла. По радиусу фаски разность температур равна  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $2\%$ ). Температура посадочной поверхности седла выпускного клапана от  $411$  до  $464\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Таким образом, можно говорить о необходимости дальнейшего совершенствования конструкции крышки цилиндра и снижения тепловых нагрузок со стороны рабочего тела методами, предложенными в [10], особенно в случае дальнейшего форсирования данного дизеля.

3. Для тандемного расположения впускных и выпускных каналов расположение клапана сильно влияет на распределение температуры в стержне, незначительно на температуру в центре тарели (разница  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$

для выпускных клапанов) и практически не влияет на температуру периферийной зоны тарели. Данный вывод относится как к впускным, так и к выпускным клапанам (см. рис. 5).

4. Значения температур, полученные при использовании осесимметричных граничных условий, соответствуют средним значениям температур при использовании неосесимметричных граничных условий. Это указывает на возможность применения предложенного метода для совместного расчета клапана и крышки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М.: Энергия. 1971. 214 с.
2. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение. 2008. 494 с.
3. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Моделирование теплового состояния крышек цилиндров поршневых двигателей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 29 с.
4. Чайнов Н.Д. Исследование теплового и напряженного состояния головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания: дис... д-ра техн. наук Н.Д. Чайнова; МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 1975.
5. Иващенко Н.А. Прогнозирование температурных полей деталей поршневых двигателей: дис... д-ра техн. наук Н.А. Иващенко. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 1994.
6. Ивин В.И., Грехов Л.В. Теплоотдача в выпускных каналах двигателя // Двигателестроение, 1988, № 12. С. 6–8.
7. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 472 с.
8. Онищенко Д.О. Исследование теплового состояния деталей дизеля в трехмерной постановке с применением экспериментальных граничных условий: 05.04.02: дис... канд. техн. наук Д.О. Онищенко. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2002.
9. Варламова Л.П., Тибанов В.П. Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу “Соединения”. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 88 с.
10. Онищенко Д.О. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля и снижение тепловых нагрузок на его основные детали: 05.04.02: дис... д-ра техн. наук Д.О. Онищенко, М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2013.

## REFERENCES

- [1] Popov V.M. Teploobmen v zone kontakta raz'emnykh i neraz'emnykh soedineniy [Heat transfer in the contact area of detachable and permanent joints]. Moscow, Energiya Publ., 1971. 214 p.
- [2] Chaynov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. Konstruirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya [Internal combustion engine design]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 2008. 494 p.
- [3] Chaynov N.D., Myagkov L.L., Malastovskiy N.S. Modelirovaniye teplovogo sostoyaniya kryshek tsilindrov porshnevyykh dvigateley [Simulation of the thermal state of cylinder heads of piston engines]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2011. 29 p.

- [4] Chaynov N.D. Issledovanie teplovogo i napryazhennogo sostoyaniya golovok tsilindrov dvigateley vnutrennego sgoraniya. Diss. dokt. tekhn. nauk [Study of the thermal and stress states of cylinder heads of internal combustion engines. Dr. techn. sci. diss.]. Moscow, 1975.
- [5] Ivashchenko N.A. Prognozirovanie temperaturnykh poley detaley porshnevnykh dvigateley. Diss. dokt. tekhn. nauk [Prediction of temperature fields in piston engine parts. Dr. techn. sci. diss.]. Moscow, 1994.
- [6] Ivin V.I., Grekhov L.V. Heat dissipation in the engine outlet. *Dvigatelsestroenie* [Engine Constr.], 1988, no. 12, pp. 6–8 (in Russ.).
- [7] Kavtaradze R.Z. Lokal'nyy teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh [Local heat transfer in piston engines]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2007. 472 p.
- [8] Onishchenko D.O. Issledovanie teplovogo sostoyaniya detaley dizelya v trekhmernoy postanovke s primeneniem eksperimental'nykh granichnykh usloviy. Diss. kand. tekhn. nauk [Investigation of the three-dimensional thermal state of diesel engine parts using experimental boundary conditions. Cand. techn. sci. diss.]. Moscow, 2002.
- [9] Varlamova L.P., Tibanov V.P. Metodicheskie ukazaniya k vypolneniyu domashnego zadaniya po razdelu "Soedineniya" [Methodical guides for accomplishing the homework on joints]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2003. 88 p.
- [10] Onishchenko D.O. Uluchshenie effektivnykh i ekologicheskikh pokazateley dizelya i snizhenie teplovykh nagruzok na ego osnovnye detali. Diss. dokt. tekhn. nauk [Improving the efficiency and environmental performance of a diesel engine and reducing thermal loads on its main parts. Dr. techn. sci. diss.]. Moscow, 2013.

Статья поступила в редакцию 20.02.2013

Дмитрий Олегович Онищенко — д-р техн. наук, доцент кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 20 научных работ в области теплообмена в поршневых двигателях.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

D.O. Onishchenko — Dr. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Piston Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 20 publications in the field of heat exchange in piston engines.  
Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul., 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Сергей Александрович Панкратов — аспирант кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор одной научной работы в области теплообмена в поршневых двигателях.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

S.A. Pankratov — post-graduate of “Piston Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of a publication in the field of heat exchange in piston engines.  
Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul., 5, Moscow, 105005 Russian Federation.