

Н. Д. Чайнов, Л. Л. Мягков, Н. С. Маластовский

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА СОГЛАСОВАННЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА С КЛАПАНАМИ

*Предложена методика расчета согласованных полей крышки цилиндра и клапанов, основанная на квазистационарном подходе в рамках решения общей задачи моделирования теплового и напряженно-деформированного состояний. Приведены расчетные схемы для определения теплового состояния деталей, результаты расчетов и их анализ.*

**E-mail:** mll-08@mail.ru

**Ключевые слова:** теплообмен, крышка цилиндра, клапаны, тепловое состояние, согласование полей температур.

Развитие современных высокофорсированных двигателей идет по пути повышения удельных мощностных показателей за счет интенсификации рабочего процесса. Однако при реализации такого подхода ужесточаются требования к обеспечению надежности деталей, образующих камеру сгорания, к которым относится и крышка цилиндра.

При математическом моделировании теплового состояния крышки цилиндра решают уравнение сохранения тепловой энергии в стационарной постановке. При этом используют осредненные за рабочий цикл значения локальных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{\text{ср}}$  и результирующих температур  $T_{\text{рез}}$ , определяемые по приведенным зависимостям:

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\int_0^{\theta} \alpha(\varphi) d\varphi}{\theta}; \quad T_{\text{рез}} = \frac{\int_0^{\theta} \alpha(\varphi) T_{\text{сред}}(\varphi) d\varphi}{\theta \alpha_{\text{ср}}}, \quad (1)$$

где  $\theta$  — продолжительность рабочего цикла, градусы угла  $\varphi$  поворота коленчатого вала.

Граничные условия для расчета температурного поля крышки цилиндра классифицируют в соответствии с механизмом теплообмена, их определяют для следующих характерных областей (рис. 1):

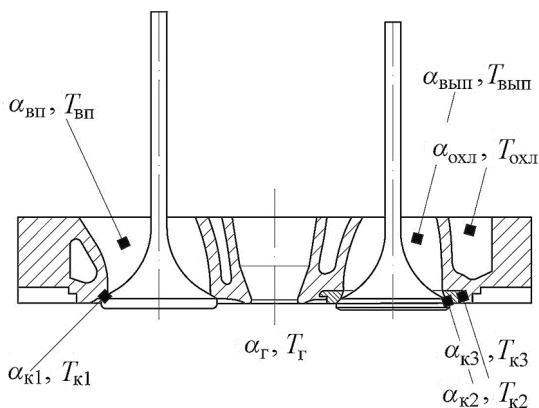
– по огневой поверхности днища крышки ( $\alpha_{\text{г}}$ ,  $T_{\text{г}}$  — со стороны горячих газов);

– по газовоздушным каналам ( $\alpha_{\text{вып}}$ ,  $T_{\text{вып}}$  и  $\alpha_{\text{вп}}$ ,  $T_{\text{вп}}$ );

– в зонах контакта крышка — клапан ( $\alpha_{\text{конт}}$ ,  $T_{\text{конт}}$ );

– по наружным поверхностям деталей ( $\alpha_{\text{нар}}$ ,  $T_{\text{нар}}$ );

– со стороны охлаждающей жидкости ( $\alpha_{\text{охл}}$ ,  $T_{\text{охл}}$ ).



**Рис. 1. Тепловые граничные условия для крышки цилиндров двигателя**

При расчете граничных условий по огневому днищу крышки рекомендуется применять формулу Вошни [1], которую широко используют при оценке интенсивности теплоотдачи для различных типов двигателей.

Зависимости подобного рода не позволяют учитывать неравномерность интенсивности теплообмена по поверхности камеры сгорания, что может приводить к существенным погрешностям в определении температурных полей деталей, ее образующих. Значительный интерес в этой связи представляют исследования, посвященные обобщению экспериментальных данных по неравномерности теплового потока.

На основании исследований теплообмена в камерах сгорания автором работы [2] предложена эмпирическая зависимость, показывающая хорошее совпадение с результатами экспериментов. В частности, подобный подход успешно использован в [3, 4] при физическом моделировании граничных условий теплообмена.

Первоначально методику разрабатывали для описания плотностей тепловых потоков, однако в работах [3, 5] подчеркивается возможность определения коэффициентов теплоотдачи с ее помощью.

Основным положением рассмотренного в [2, 3] подхода является использование функции распределения, которая обеспечивает изменение коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра:

$$f(r) = A + (B - A) \frac{r}{R} + \left( 1 - A - A + (B - A) \frac{r}{R} \right) \left\{ 4 \left[ \left( \frac{r}{R} \right)^t - \left( \frac{r}{R} \right)^{2t} \right] \right\}^p. \quad (2)$$

Тогда непосредственно распределение коэффициента теплоотдачи можно представить как

$$\alpha(r) = \bar{\alpha} \frac{f(r)}{F},$$

где  $F = \frac{1}{R} \int_0^r f(r) dr$ ;  $\bar{\alpha}$  — осредненный за рабочий цикл коэффициент теплоотдачи.

Значения параметров  $A, B, t, p$  (таблица) определяют по приведенным в работе [2] таблицам.

### Величины параметров для камеры сгорания типа Гессельман

Деталь	$A$	$B$	$t$	$p$
Крышка цилиндра	0,50–0,65	0,15–0,70	1,00–2,40	1,00–1,50
Поршень	0,20–0,50	0,10–0,35	1,5–2,3	2,00–6,00
Втулка цилиндра	0,30–0,70	0,10–0,30	0,25–0,35	10,00–20,00

При работе двигателя значительное количество теплоты подводится к крышке, помимо огневого днища, через стенки газоздушных каналов. Для определения интенсивности теплообмена в рамках квазистационарного подхода выделяют два характерных временных интервала тепловых нагрузок: при закрытом и открытом положениях клапанов. Тогда осредненный за цикл коэффициент теплоотдачи вычисляют с помощью следующего выражения:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{720} \int_0^{720} \alpha_{\Sigma}(\varphi) d\varphi; \quad (3)$$

$$\alpha_{\Sigma}(\varphi) = \begin{cases} \alpha_1(\varphi), & \varphi_{\text{отк.кл}} \leq \varphi \leq \varphi_{\text{закр.кл}}; \\ \alpha_2(\varphi), & 0 < \varphi < \varphi_{\text{отк.кл}} \cup \varphi_{\text{закр.кл}} < \varphi < 720, \end{cases}$$

где  $\alpha_1(\varphi), \alpha_2(\varphi)$  — зависимости для коэффициентов теплоотдачи при открытых и закрытых клапанах соответственно;  $\varphi_{\text{отк.кл}}, \varphi_{\text{закр.кл}}$  — продолжительность пребывания клапана в открытом и закрытом положениях.

При закрытом клапане теплообмен в канале определяется колебаниями давления газа и естественной конвекцией [6]:

$$Nu = 2,37 F_0^{-0,43} (1 + 0,00053 Gr^{0,33} + 0,00051 Re_x^{0,8}). \quad (4)$$

В работе [7] для случая открытых клапанов получена обобщенная зависимость, основанная на обработке значительного числа экспериментов, которая применима как для выпускного, так и впускного каналов:

$$Nu = 0,7 Re^{3/4}. \quad (5)$$

Для решения задачи расчета конвективного теплообмена в полости охлаждения можно использовать эмпирические зависимости, например формулу Кузнецова [8]

$$\text{Nu} = 1,58 \text{Re}_f^{0,5} \text{Pr}_f^{0,33} \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

Анализ, проведенный в работе [9], показывает, что величина коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{конв}}$ , вычисленная по формуле (6), в среднем по поверхности теплообмена несущественно отличается от осредненного значения, полученного при численном моделировании с использованием CFD-методов. Тем не менее значительная неравномерность распределения и более низкие величины в наиболее термонагруженных зонах снижают эффективность применения эмпирических зависимостей в целом.

Важным моментом при определении тепловых граничных условий в паре крышка цилиндра — клапан является то, что для клапана и седел, как и для газоздушных каналов, выделяют два характерных временных интервала.

При закрытом положении клапана на интенсивность теплоотдачи влияет контактное давление. Поскольку в цилиндре давление переменное и вызывает изменение усилий в контакте, то изменяется и интенсивность теплообмена, которая также зависит от состояния и качества поверхностей, свойств контактирующих материалов, свойств межконтактной среды, наличия пленок и отложений на поверхности. Составляющие термического сопротивления контакта определяют по зависимостям, предложенным В.И. Поповым [10]:

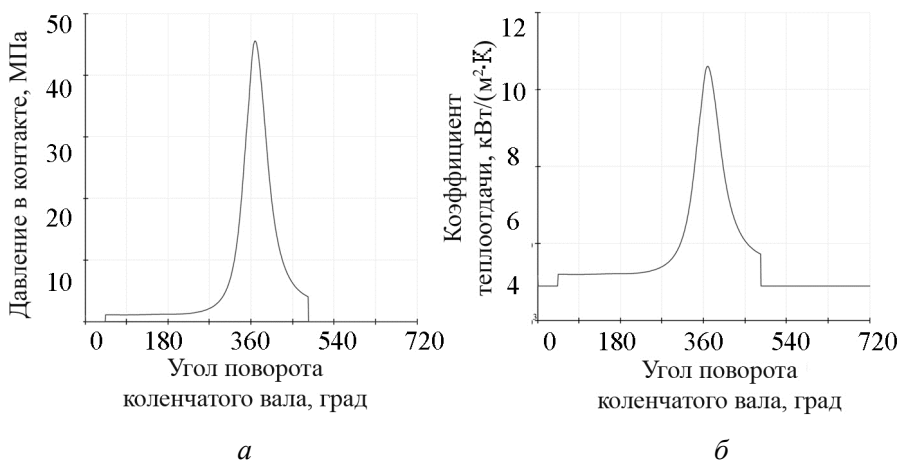
$$\alpha_{\text{конт}} = \frac{\lambda_{\text{сред}}}{(h_{\text{кл}} + h_{\text{с}})(1-m)d} + 2,12 \left( \frac{p_{\Sigma} B_n}{E} \right)^{0,8} \lambda \cdot 10^4, \quad (7)$$

где  $\lambda_{\text{сред}}$  — коэффициент теплопроводности среды, заполняющей пустоты в контактирующей паре;  $h_{\text{кл}}$ ,  $h_{\text{с}}$  — высота микронеровностей клапана и седла соответственно;  $B_n$ ,  $m$ ,  $d$  — коэффициенты, учитывающие геометрические свойства сопряженных поверхностей;

$E = \frac{2E_{\text{кл}}E_{\text{с}}}{E_{\text{кл}} + E_{\text{с}}}$  — приведенный модуль упругости;  $\lambda = \frac{2\lambda_{\text{кл}}\lambda_{\text{с}}}{\lambda_{\text{кл}} + \lambda_{\text{с}}}$  — приведенная теплопроводность контактирующих деталей;  $p_{\Sigma}$  — давление в контакте фаски клапана — седло, определяемое из соотношения

$$p_{\Sigma} = \frac{pS_{\text{кл}} + P_{\text{затяж}}}{S_{\text{ф.кл}}} \cos \alpha_{\text{ф.кл}}.$$

Здесь  $P_{\text{затяж}}$  — суммарное усилие пружины при закрытом клапане;  $p$  — давление в цилиндре двигателя;  $S_{\text{кл}}$  — площадь головки клапана;  $S_{\text{ф.кл}}$  — площадь фаски клапана;  $\alpha_{\text{ф.кл}}$  — угол фаски клапана (рис. 2).

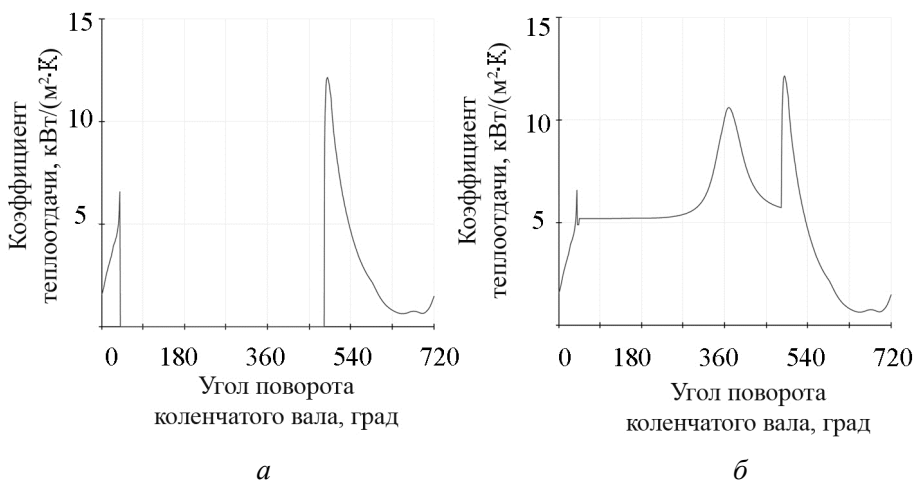


**Рис. 2. Контактный теплообмен в паре клапан — крышка цилиндра:**  
*а* — давление в контакте; *б* — рассчитанный по формуле (7) коэффициент теплоотдачи

Специальные исследования теплообмена на посадочной поверхности клапана и крышки показали высокую интенсивность теплоотдачи при открытом положении клапана. В работе [11] предложено использовать следующую зависимость для коэффициента теплоотдачи:

$$Nu = 0,0377 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (8)$$

где  $Re = \frac{v_{\text{кл}} d_{\text{эКВ}}}{\nu}$ ;  $d_{\text{эКВ}} = \frac{\mu_{\text{кл}} f_{\text{кл}}}{2h_{\text{кл}}}$  — эквивалентный диаметр клапанной щели;  $\mu_{\text{кл}} f_{\text{кл}}$  — проходное сечение выпускных клапанов;  $v_{\text{кл}}$  — скорость истечения газов;  $h_{\text{кл}}$  — высота подъема клапана (рис. 3).



**Рис. 3. Коэффициент теплоотдачи для фаски выпускного клапана:**  
*а* — при открытом клапане; *б* — суммарный

В дальнейшем для решения задачи о температурном поле крышки цилиндра определяют результирующую температуру фаски клапана

$$T_{\text{кл}}^{\text{рез}} = \frac{\int_{\varphi_0}^{\varphi_3} \alpha_{\text{с.о}} T_{\text{г}} d\varphi + \int \alpha_{\text{с.з}} T_{\text{ф.кл}} d\varphi}{\int_{\varphi_0} \alpha_{\text{с.о}} d\varphi + \int_{\varphi_3} \alpha_{\text{с.з}} d\varphi},$$

где  $\alpha_{\text{с.о}}$ ,  $\alpha_{\text{с.з}}$  — коэффициенты теплоотдачи для седла при открытом и закрытом клапанах, в случае контактного теплообмена имеющие различные значения для впускного и выпускного клапанов;  $\varphi_0$ ,  $\varphi_3$ ,  $\theta$  — продолжительность пребывания клапана в открытом и закрытом положениях, соответственно, и длительность цикла, градусы угла поворота коленчатого вала;  $T_{\text{ф.кл}}$  — температура фаски клапана;  $T_{\text{г}}$  — температуры газа в камере сгорания.

Тогда граничные условия третьего рода по седлу клапана для расчета крышки цилиндра можно записать следующим образом:

$$q = \alpha_{\text{кл}}^{\text{рез}} (T - T_{\text{кл}}^{\text{рез}}).$$

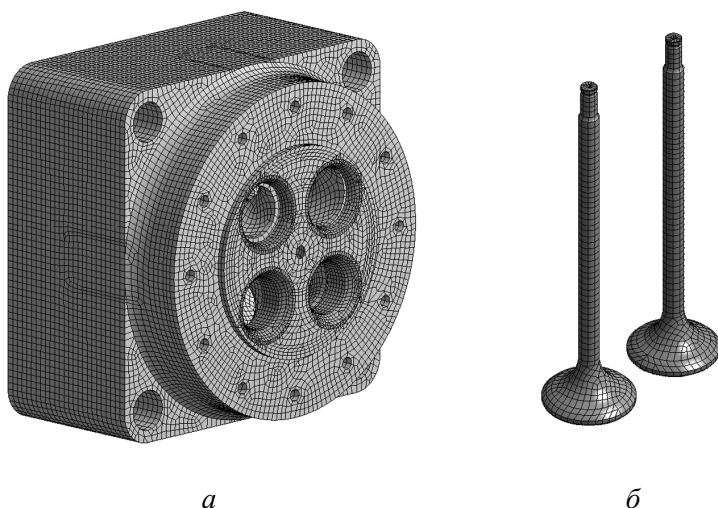
Однако температура  $T_{\text{ф.кл}}$  является неизвестной величиной. В то же время при определении температурного поля клапана неизвестна температура седла  $T_{\text{с}}$ . Таким образом, последовательно решая задачу нахождения температурных полей крышки цилиндра и клапанов, можно составить итерационный алгоритм, в котором сходимость будет определяться на основании приращения неизвестных температур  $T_{\text{ф.кл}}$  и  $T_{\text{с}}$ .

После расчета граничных условий по всем поверхностям крышки цилиндра и клапанов проводят тепловой анализ крышки цилиндра с наперед заданной температурой  $T_{\text{ф.кл}}$ . Далее полученные температуры седел осредняют по поверхности контакта и используют в качестве граничных условий для расчета клапанов и определения  $T_{\text{ф.кл}}$ . На следующем этапе повторно пересчитывают температурное поле крышки цилиндра. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока различие между температурами поверхностей в сопряжении клапан — седло на следующей и предыдущей итерациях не будет меньше наперед заданного значения в один градус.

Объектом анализа была выбрана крышка цилиндра высокофорсированного двигателя типа ЧН26/26 при  $p_e = 2,1$  МПа. В соответствии с приведенными выше зависимостями определяли граничные условия по поверхностям теплообмена.

В качестве инструмента численного моделирования использовали программный комплекс ANSYS Workbench. Для проведения расчетов

построена твердотельная и конечно-элементная модели крышки и клапанов. Расчетная сетка содержит 93 154 элемента для крышки, а также порядка 3 тыс. элементов для впускного и выпускного клапанов (рис. 4).



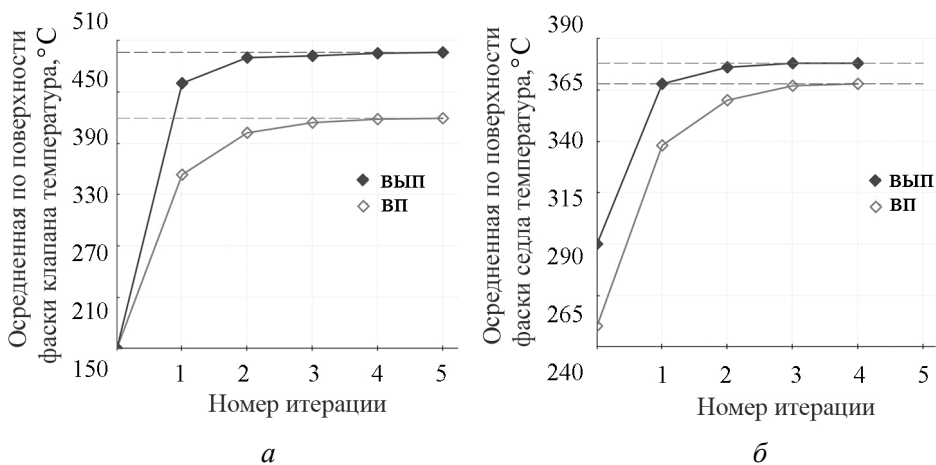
**Рис. 4. Конечно-элементная модель:**

*а* — крышки цилиндра; *б* — впускного и выпускного клапанов

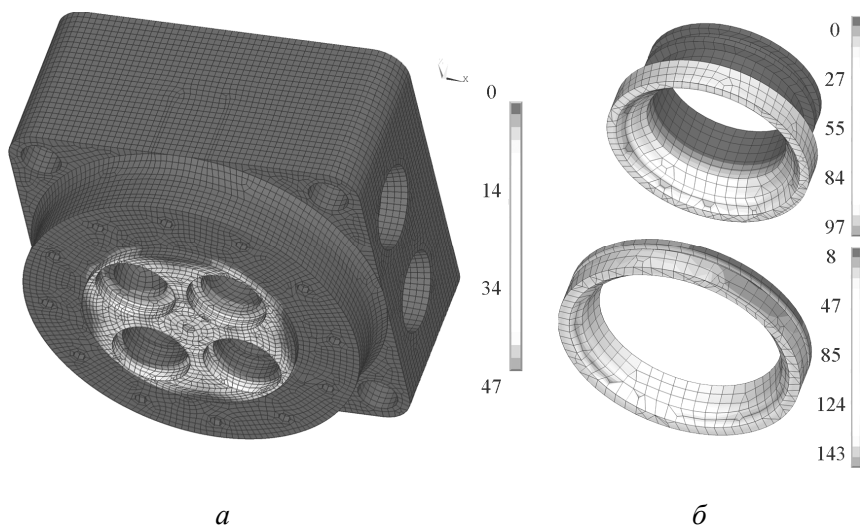
На первом шаге итерационного расчета в качестве первого приближения температура фаски клапана была принята равной 150 °С. Изменение осредненной температуры фасок клапанов ( $T_{ф.кл}$ ) и седел ( $T_c$ ) в ходе итерационного цикла приведено на рис. 5. Полученное изменение температурных полей сопряженных деталей показано на рис. 6. Следует отметить, что максимальная температура крышки в наиболее ответственных зонах — межклапанных перемычках — в ходе итерационного пересчета возрастает на 47 °С.

Ниже приведены значения полученных в результате расчета характерных температур, °С:

Крышки цилиндра, максимальная .....	394
Опорной поверхности седла	
впускного клапана .....	368
выпускного клапана .....	378
Седла	
под выпускной клапан, максимальная .....	399
под впускной клапан, максимальная .....	417
Выпускного клапана, максимальная .....	631
Впускного клапана, максимальная .....	529
Фаски	
выпускного клапана .....	496
впускного клапана .....	419



**Рис. 5. Изменение температуры сопряженных поверхностей в ходе расчета клапана (а) и седла (б)**

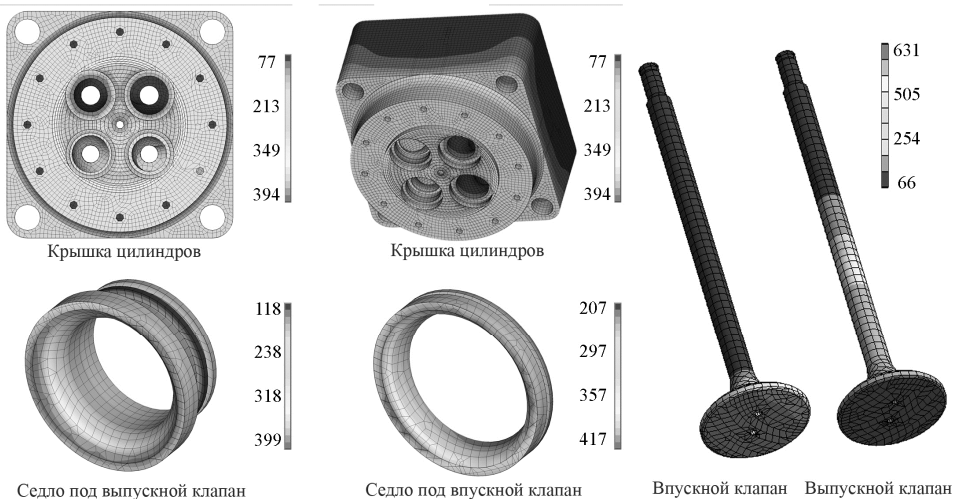


**Рис. 6. Изменение температуры деталей в ходе итерационного цикла: а — крышки цилиндра; б — седла клапанов**

Особенностью конструкции исследуемой крышки цилиндра является то, что седла выпускных клапанов нагреваются в меньшей степени, так как являются охлаждаемыми в отличие от седел впускных клапанов. Максимальная температура крышки цилиндра находится в допустимых пределах и составляет 394 °С (рис. 7).

Незначительное изменение температуры на теплоотдающей поверхности (порядка 3...4 °С) в ходе итераций позволяет использовать описанный алгоритм последовательно с итерационным расчетом тепловых потоков для случая возникновения кипения в полости охлаждения высокофорсированных двигателей [12].





**Рис. 7. Температурные поля деталей, полученные в ходе расчета**

При моделировании теплового состояния крышки цилиндра и клапанов их температурные поля были согласованы между собой и определены совместно в рамках решения общей задачи теплового состояния с учетом, что особенно важно, относительной продолжительности теплового взаимодействия отдельных участков поверхностей деталей как между собой, так и с внешними средами.

Реализация предложенной методики на примере среднеоборотного двигателя типа ЧН26/26 показала, что температуры сопряженных деталей — клапанов и седел — оказывают существенное влияние на температурное поле крышки цилиндра в области межклапанных перемычек, которые являются наиболее опасными зонами с точки зрения прочностной надежности.

Таким образом, описанная методика вносит уточнения в расчет температурного поля крышки цилиндра, она может быть использована при проектировании двигателей внутреннего сгорания.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Woschni G.A Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine // SAE Trans. 1967. No. 670931. P. 174–180.
2. Шеховцов А.Ф. Математическое моделирование теплопередачи в быстроходных дизелях. Харьков: Вища шк., 1978. 153 с.
3. Руссинковский С.Ю. Моделирование теплового состояния крышек цилиндров высокофорсированных транспортных дизелей на тепловом стенде: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1986. 221 с.
4. Станкевич И.В. Определение теплонапряженности крышек цилиндров дизелей с учетом нелинейности задачи теплопроводности: Дис. ...канд. техн. наук. М., 1984. 235 с.
5. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1979. 222 с.

6. Ивин В.И., Грехов Л.В. Физическая картина и метод расчета теплообмена в элементах выпускной системы двигателя // Двигателестроение. 1988. № 12. С. 16–19.
7. Depcik S., Assanis D. A universal heat transfer correlation for intake and exhaust flows in a spark ignition internal combustion engine // SAE Paper. 2002. No. 2002-01-0372. 8 p.
8. Кузнецов В.Г. Исследование интенсивности теплоотдачи в полости охлаждения цилиндрической втулки судового двигателя внутреннего сгорания: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1972. 337 с.
9. Маластовский Н.С. Методика определения локальных граничных условий со стороны охлаждения при расчете температурных полей крышек цилиндров двигателей: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2011. 158 с.
10. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М.: Энергия, 1971. 214 с.
11. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
12. Сопряженная задача теплообмена при определении температурного поля крышки цилиндра среднеоборотного дизеля / Н.Д. Чайнов [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). 2009. № 2. С. 3–7.

Статья поступила в редакцию 26.09.2012