

пературы охлаждающей жидкости на двигателе с существующей системой охлаждения все же следует считать снижение расхода воздуха, при котором достигается повышение температурного уровня с одновременным снижением расхода мощности на систему охлаждения.

### Л и т е р а т у р а

1. Архангельский В.М. и др. Автомобильные двигатели. Машиностроение. М., 1967.

#### В.М. А да м о в, А.Г. Л а т о к у р с к и й, В.В. Ш а х о в МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Тенденция к повышению поршневой мощности в современном моторостроении тесно связана с вопросом теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы двигателей. Существующие критерии оценки теплонапряженности не дают представления о температурных полях и не учитывают конструктивных факторов. Непосредственное измерение температур трудоемко и требует значительных затрат. Точное аналитическое решение невозможно или очень трудоемко и длительно. Поэтому все большее распространение при исследовании процессов теплопереноса получает метод электротепловой аналогии, основанный на формальном сходстве уравнения теплопроводности для стационарного двумерного поля,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

и уравнения, описывающего аналоговое электрическое поле,

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

Для моделирования температурных полей методом электро-тепловой аналогии изготавливаются дискретные модели и модели-сплошные среды. В первом случае модель выполняется в виде сетки сопротивлений, индуктивностей, емкостей. Модель-сплошная среда может быть электролитом, электропроводной бумагой, электропроводной краской, фольгой и т.п. Дискретные модели более точные, но значительно сложнее в изготовлении и требуют больше средств по сравнению с моделями-сплошными средами. Учитывая все вышеперечисленное, было решено дополнять модель из электропроводной бумаги, которая специально для целей моделирования изготавливается промышленностью девятнадцати сортов. Диапазон удельных сопротивлений различных сортов бумаги лежит в пределах 22--85000 Ом [1].

В настоящей работе приведены результаты моделирования температурных полей поршней двигателей Д-50 и Д-240 Минского моторного завода. При изготовлении моделей сделаны следующие допущения:

1) в теле поршня имеет место установившийся тепловой поток; 2) все тепло поступает в поршень от горячих газов к днищу, а отводится в зоне компрессионных колец; 3) коэффициент теплопроводности одинаков по всему сечению поршня; 4) коэффициент теплоотдачи от горячих газов к днищу одинаков для всех участков тепловоспринимающей поверхности.

Модели изготавливались следующим образом. Из листа электропроводной бумаги в масштабе 1:1 вырезалось поперечное сечение поршня. Для моделирования процесса теплоотдачи от горячих газов к днищу поршня подсоединялись полоски из электропроводной бумаги, ширина которых равна ширине пропусков, а длина рассчитывалась по формуле

$$l_1 = \frac{1}{2} \frac{\lambda_{\text{п}}}{(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}}}, \quad (3)$$

где  $l_1$  — длина полос, м;  $\lambda_{\text{п}}$  — коэффициент теплопроводности материала поршня, ккал/м·ч·град;  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}}$  — коэффициент теплоотдачи от горячих газов к поршню, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град.

Удельные сопротивления бумаги, из которой вырезались полоски, и бумаги, из которой вырезалась модель поршня, равны.

Для моделирования процесса теплопередачи в области компрессионных колец к модели подсоединялись полосы из электропроводной бумаги, длина которых рассчитывалась по формуле

$$l_2 = \delta_{\text{ц}} + \frac{\lambda_{\text{ц}}}{\alpha_{\text{в}}}, \quad (4)$$

где  $l_2$  — длина полос, м;  $\delta_{\text{ц}}$  — толщина стенки цилиндра, м;  $\lambda_{\text{ц}}$  — коэффициент теплопроводности материала цилиндра, ккал/м·ч·град;  $\alpha_{\text{в}}$  — коэффициент теплоотдачи от стенки цилиндра к охлаждающей жидкости, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град.

Для вычисления  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}}$  и  $(T_{\text{г}})_{\text{рез}}$  использовались формулы

$$(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha_{\text{г}} d\varphi; \quad (5)$$

$$(T_{\text{г}})_{\text{рез}} = \frac{1}{(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} 4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha_{\text{г}} T d\varphi. \quad (6)$$

Интегрирование производилось планиметрированием, для чего были построены графики

$$\alpha_{\text{г}} = f(\varphi_{\text{п.к.в}}) \quad \text{и} \quad \alpha_{\text{г}} T = f(\varphi_{\text{п.к.в}}).$$

Коэффициент теплоотдачи рассчитывался по формуле Эйхельберга

$$\alpha_{\text{г}} = 2,1 \sqrt{pT} \sqrt[3]{c_m}. \quad (7)$$

Готовая модель подключалась к интегратору, электрическая схема которого приведена на рис. 1.

Электрический потенциал в различных точках модели поршня определялся по следующей методике. Реостатами 9 и 10 (рис. 1) устанавливался определенный потенциал, измеряемый вольтметром 5. Перемещая шуп 2 по модели, находили точки, в которых показания гальванометра 4 равны нулю. Переход от электрического потенциала к температуре и наоборот осуществляется по формулам

$$t = t_{\text{min}} + \varphi (t_{\text{max}} - t_{\text{min}}); \quad (8)$$

$$\varphi = \frac{t - t_{\text{min}}}{t_{\text{max}} - t_{\text{min}}}. \quad (9)$$

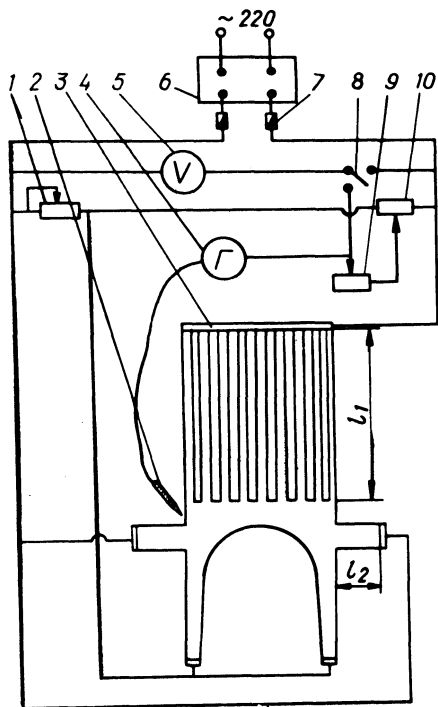


Рис. 1. Электрическая схема интегратора:  
 1—реостат; 2—шуп; 3—шина; 4—гальванометр; 5—вольтметр; 6—источник питания; 7—предохранитель; 8—переключатель; 9—реостат; 10—реостат.

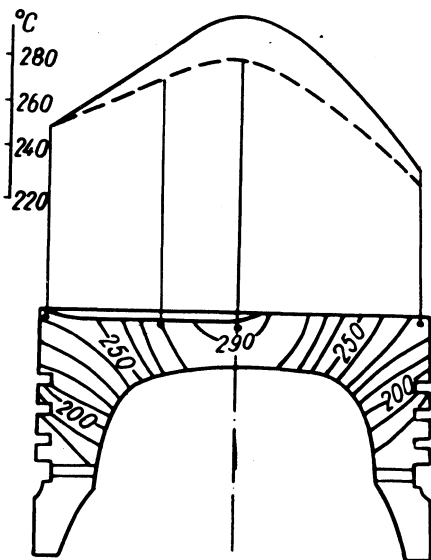


Рис. 2. Распределение температур в сечении поршня двигателя Д-50: сплошная—результаты моделирования; пунктир—результаты натурных испытаний.

Моделирование температурного поля поршня двигателя Д-50 проводилось на режиме  $p_e = 5,92 \text{ кгс/см}^2$  при  $n = 1600 \text{ об/мин}$ . Расчетные величины для определения размеров модели принимались следующие:  $\lambda_{\text{п}} = 150 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} = 210 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\delta_{\text{ц}} = 0,007 \text{ м}$ ;  $\lambda_{\text{д}} = 52 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\alpha_{\text{в}} = 2500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $(T_{\text{рез}})_{\text{рез}} = 819^\circ \text{C}$ . Результаты моделирования приведены на рис. 2. Здесь же для сравнения приведены температуры поршня, измеренные на работающем дви-

гателе [2]. Максимальная температура поршня, полученная моделированием и при измерении на работающем двигателе, находится в одной и той же точке — центре днища поршня. Однако абсолютное значение максимальной температуры, полученное при моделировании ( $290^{\circ}\text{C}$ ), на  $25^{\circ}\text{C}$  выше максимальной температуры поршня, полученной при натуральных испытаниях. Расхождение температур по мере приближения к краям днища поршня уменьшается. Как видно, результаты моделирования достаточно хорошо совпадают с замерами температур непосредственно на работающем двигателе. В то же время моделирование позволяет получить полную картину распределения температур в сечении поршня, а не значения температур в отдельных точках его, что очень важно при выявлении наиболее напряженных участков сечения поршня. Простота изготовления модели позволяет варьировать форму сечения поршня для выбора оптимального варианта с точки зрения теплонпряженности.

Моделирование температурных полей поршня двигателя Д-240 проводилось на режиме  $p = 6,46 \text{ кгс/см}^2$  при  $n = 2200 \text{ об/мин}$ . Расчетные величины приняты такими же, как и при моделировании температурного поля поршня двигателя Д-50, кроме  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} = 262,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$  и  $(T_{\text{г}})_{\text{рез}} = 873^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 3 представлены результаты моделирования двух вариантов сечения поршня, отличающихся величиной радиуса пе-

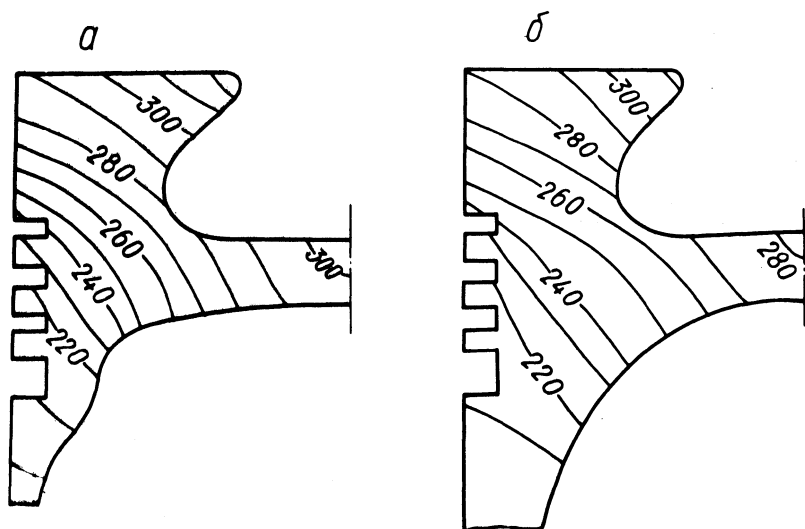


Рис. 3. Распределение температур в сечении поршня двигателя Д-240: а—исходный вариант поршня; б— опытный вариант.

рехода внутренней поверхности поршня от головки к юбке. Исходным вариантом является поршень, устанавливаемый в настоящее время на двигатель Д-240. В опытном варианте выполнен более плавный переход от днища к юбке поршня, что привело к снижению температуры днища поршня в среднем на  $15^{\circ}\text{C}$ . Наибольшее снижение температуры отмечено в центре камеры сгорания ( $22^{\circ}\text{C}$ ). Температура кромки камеры сгорания снизилась на  $12^{\circ}\text{C}$ , а температура в зоне верхнего компрессионного кольца — на  $8^{\circ}\text{C}$ . Такое перераспределение температур, а также повышение температуры юбки поршня под верхним маслосъемным кольцом объясняется увеличением теплового потока через юбку поршня.

### В ы в о д ы

1. Результаты моделирования вполне удовлетворительно согласуются с результатами измерения температуры поршня на работающем двигателе.

2. Моделирование позволяет получать температурные поля деталей и на этом основании выбирать оптимальную, с точки зрения распределения температур, конфигурацию детали.

3. Увеличение радиуса перехода внутренней поверхности от головки поршня к юбке снижает температуру днища поршня двигателя Д-240 в среднем на  $15^{\circ}\text{C}$ , в то же время несколько возрастает температура юбки под верхним маслосъемным кольцом, что свидетельствует об увеличении теплоотвода через юбку поршня.

### Л и т е р а т у р а

1. Фильчаков П.Ф., Панчишин В.И. Интеграторы ЭГДА. Моделирование потенциальных полей на электропроводной бумаге. Киев, 1961. 2. Адамов В.М., Латокурский А.Г. Исследование теплонапряженности цилиндро-поршневой группы тракторного двигателя Д-50. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей. Минск, 1971.