

Конструкция ДВС

УДК 621.436-242-713.2.001.5

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.И. Юрченко, инж., А.Н. Балабко, инж.

ВЛИЯНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ХАРАКТЕРИСТИК МАСЛА НА ТЕПЛОТДАЧУ ПРИ ЦИРКУЛЯЦИОННОМ ОХЛАЖДЕНИИ ПОРШНЕЙ

Одним из направлений повышения эффективности двигателей внутреннего сгорания является их форсирование по литровой мощности. Это связано с повышением теплонапряженности деталей камеры сгорания, в частности поршней. Для обеспечения надежной работы поршней в условиях высоких термических нагрузок широко применяется охлаждение их маслом. При масляном охлаждении поршней с внутренними охлаждающими каналами обычно применяют подачу масла из форсунки, неподвижно установленной в картере дизеля. Основным преимуществом такого способа подачи масла является возможность автоматического регулирования режима охлаждения поршней в зависимости от режима работы двигателя, что способствует улучшению экологических и экономических показателей работы двигателя. Введение авторегулирования охлаждения поршней наиболее целесообразно для двигателей, которые значительную часть времени работают на неноминимальных режимах и холостом ходу.

При проектировании поршней высокофорсированных дизелей ставится задача определения теплоотдачи в полости охлаждения. Причем коэффициент теплоотдачи от стенок полости в масло зависит от многих гидродинамических параметров и от характеристик масла.

Для исследования рассмотрены три сорта масла, их характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики масел

Масло	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\nu \times 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
М-8 ДМ	70	890	19
	80	890	14
	90	890	10,5
	100	890	8
	110	890	6
М-10 ДМ	70	905	27
	80	905	19
	90	905	16
	100	905	10
	110	905	6
ВТ-301	70	1055,2	14,2
	80	1045,2	11,9
	90	1035,2	10,1
	100	1025,2	8,7
	110	1015,1	7,6

На примере дизеля 4ЧН12/14 ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$) с циркуляционным охлаждением поршня проведены расчеты характеристик подачи масла из неподвижной форсунки, установленной в нижней части блока

цилиндров. Геометрические размеры полости охлаждения и каналов приведены на рис. 1.

Скорость подачи масла из форсунки v_m определялась по зависимости

$$v_m = \frac{\sqrt{2 \cdot (p_m - p_0)}}{\rho}, \quad (1)$$

где p_m – давление масла в магистрали;

p_0 – атмосферное давление;

ρ – плотность масла.

Объемный расход масла через форсунку равен

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\phi}^2}{4} \cdot v_m, \quad (2)$$

где d_{ϕ} – диаметр канала форсунки.

Расход масла через поршень определялся по эмпирической формуле [1]

$$V_m = 1,25 \cdot \frac{d_s^3 \cdot p_m^{0,56} \cdot v_m^{0,2}}{S^{0,76} \cdot (\rho \cdot l_k)^{0,56} \cdot n^{0,31}}, \quad (3)$$

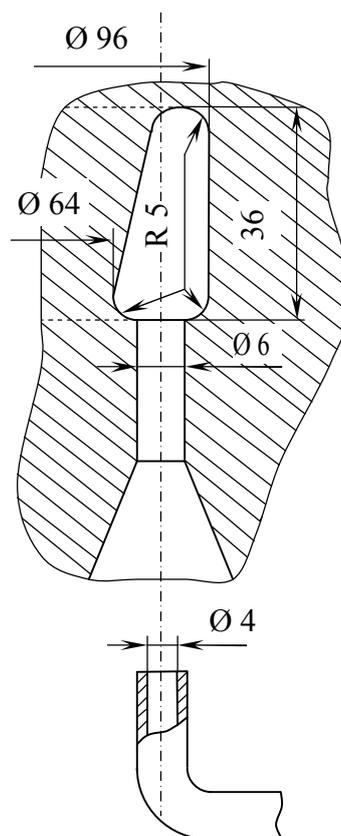
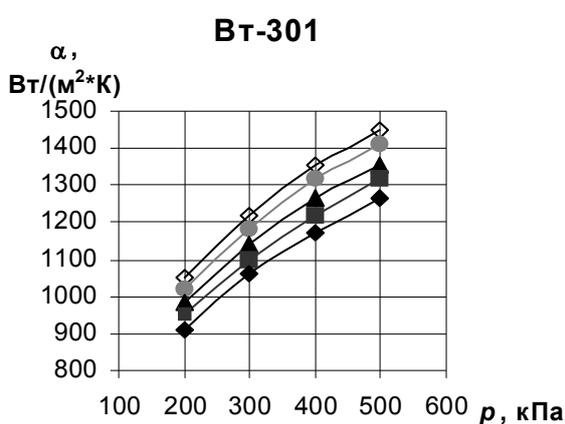
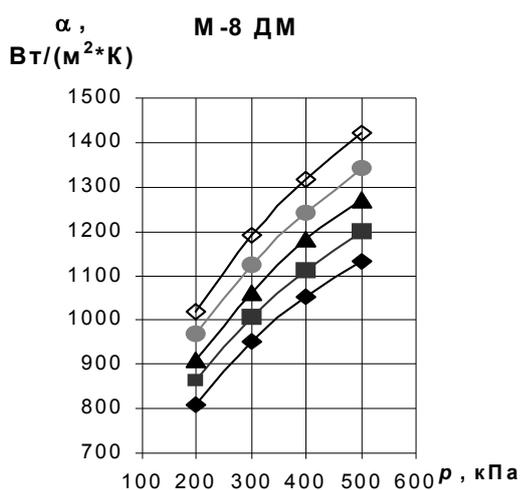
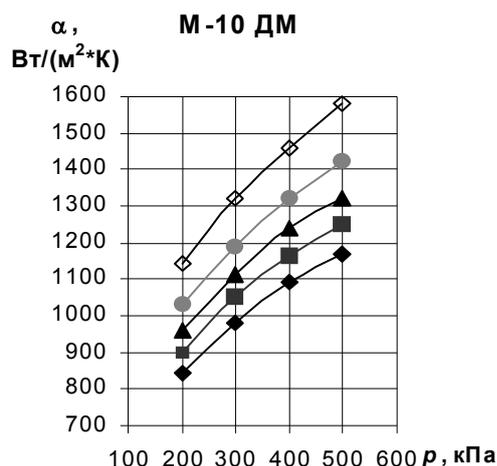


Рис. 1. Геометрические размеры полости охлаждения поршня



◇ — t=110 °C ● — t=100 °C ▲ — t=90 °C
 ■ — t=80 °C ◆ — t=70 °C

Рис. 2. Зависимости коэффициентов теплоотдачи в полости охлаждения поршня от давления и температуры масла в магистрали для различных сортов масел

где d_3 – эквивалентный диаметр сливных каналов;
 S – ход поршня;
 l_n – длина сливного и наполнительного каналов.

Коэффициент подачи масла

$$K_n = \frac{V_m}{V}$$

при изменении давления масла $p_m=0,2...0,5$ МПа изменялся в пределах от 0,28 до 0,4, что хорошо согласуется с экспериментальными данными [2].

Значения коэффициента теплоотдачи определялись по зависимости [3]

$$\alpha_m = 26 \cdot \frac{V_m^{0,5} \cdot P^{0,5}}{\nu^{0,2} \cdot f}, \quad (4)$$

где V'_m – объемный расход масла через полость охлаждения, л/мин;

ν – вязкость масла;

f – площадь поперечного сечения масляного канала в поршне;

P – смоченный поперечного сечения периметр масляного канала.

Результаты расчетов приведены на рис. 2. Видно, что коэффициент теплоотдачи α_m растет с увеличением давления масла через увеличение объемного расхода масла в полости охлаждения (зависимость (4)), а при увеличении температуры – через уменьшение его вязкости. Таким образом, в эксплуатации при износе деталей следует ожидать падение давления масла, что приведет к уменьшению его расхода и уменьшению коэффициента теплоотдачи.

Как видно из рис. 2, применение масла М-10 ДМ позволяет повысить коэффициент теплоотдачи в области высоких температур на 10...12 %.

Полученные данные показывают, что характеристики масла и гидродинамические параметры полости охлаждения поршня оказывают значительное влияние на коэффициент теплопередачи от стенок полости охлаждения к маслу.

Список литературы:

1. Розенблит Г.Б., Савенко В.В. *Определение гидродинамических условий теплообмена при инерционном охлаждении поршней / Двигателестроение.* – 1988. – № 2. – С. 48-51.
2. Розенблит Г.Б., Савенко В.В., Левит А.Г. *Гидродинамические особенности подачи масла из неподвижной форсунки в охлаждаемый поршень / Двигателестроение.* – 1984. – № 12. – С. 16-18.
3. Розенблит Г.Б. *Теплопередача в дизелях.* – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.