

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ОХЛАЖДАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС

В.А. Жуков, канд. техн. наук, доц., зав. каф.

А.Е. Ратнов, аспирант каф. технологии машиностроения и ДВС

Гутаевского филиала Рыбинской государственной авиационной технологической академии,

г. Гутаев, Россия

Общая постановка задачи и ее связь с научно-практическими задачами. В жидкостных системах охлаждения поршневых и комбинированных двигателей в качестве теплоносителя используются специально подготовленная вода и растворы этиленгликоля типа «Тосол» различных марок.

Интенсивность теплоотвода, плотность тепловых потоков и теплонапряженное состояние охлаждаемых деталей существенно зависят от состава охлаждающей жидкости и ее теплофизических свойств. Тепловое и теплонапряженное состояния двигателей оказывают определяющее влияние на их ресурс и экономичность. От этих показателей зависит режим смазки и угар масла, интенсивность изнашивания в сопряжении втулка цилиндра - поршневая группа, ресурс клапанов, образование трещин в крышках и втулках цилиндров, доньшках, интенсивность эрозионно-коррозионных разрушений омываемых водой поверхностей втулок и блоков цилиндров и накипеобразование в зарубашечном пространстве.

Для обеспечения эксплуатационной надежности двигателей необходимо учитывать влияние состава теплоносителя на термические напряжения в деталях.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Исследования альтернативных жидкостей [1], таких как дизельное топливо, масло М10Г₂, метиловый спирт, фреон-12, антифризы А-40 и А-65, ртуть, натрий, сплав 75% калия и 25% натрия, показало, что вода по своим теплогидравлическим характеристикам превосходит все остальные жидкости. Применение

некоторых из исследованных теплоносителей сопряжено также со значительными трудностями или недопустимо с точки зрения экологии. Это позволяет утверждать, что в обозримом будущем вода останется основным теплоносителем систем охлаждения благодаря своим уникальным свойствам, которые могут быть усовершенствованы путем введения присадок. Наиболее перспективными являются присадки химического типа, введение которых в небольших концентрациях в охлаждающую воду позволяют предотвратить накипеобразование, ингибировать кавитационно-коррозионные разрушения. Необходимо отметить, что в состав современных многофункциональных присадок входят поверхностно - активные вещества (ПАВ) и водорастворимые полимеры, способные существенно изменить теплофизические свойства воды [2] за счет изменения структуры потока и характеристик пограничного слоя жидкости.

Цель исследований. Целью исследований является оценка влияния присадок к охлаждающей жидкости на теплонапряженное состояние деталей ДВС.

Результаты исследований. На первом этапе исследований проводились испытания охлаждающих жидкостей, представляющих собой водные растворы поверхностно-активных веществ (ПАВ) и высокополимеров. Присадки способны как увеличить, так и уменьшать коэффициент теплоотдачи в жидкость в зависимости от характера теплообмена и скорости течения теплоносителя. Уменьшения коэффициента теплоотдачи к перераспределению составляющих те-

плового баланса двигателя, уменьшению доли теплоты, отводимой охлаждающей жидкостью, уменьшению удельного эффективного расхода топлива [3]. Для оценки теплового состояния цилиндровой втулки двигателя 2Ч 10,5/13 ($N_e = 18,5$ кВт, $n=1500$ мин⁻¹) проводилось ее термометрирование, при этом использовались хромель-копелевые термодатчики. Надежность современных двигателей в значительной степени определяется уровнем механической напряженности и уровнем механической напряженности и уровнем теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы. По механическим напряжениям данные детали обладают достаточным запасом прочности. Уровень теплонапряженности двигателей в процессе эксплуатации может превышать предельно-допустимые нормы. Это приводит к выходу из строя деталей цилиндропоршневой группы, поэтому оценка теплонапряженного состояния деталей этой группы является необходимым условием обеспечивающим эксплуатационную надежность двигателей.

Ведущие двигателестроительные фирмы «МАН», «Бурмейстер и Вайн», «Доксфорд» используют для оценки теплонапряженности собственные критерии, которые могут быть применены только к двигателям близким по конструкции и сходным по параметрам рабочего процесса. Более универсальным является параметр предложенный в работах [4, 5]. Недостатком этих критериев является то, что они не учитывают влияние теплофизических свойств охлаждающих жидкостей на теплонапряженность. Поэтому при выполнении расчетов в данной работе в качестве критерия выбрано температурное напряжение втулок цилиндров [6], прямо пропорциональное изменению перепада температур. Величина термических напряжений рассчитывается по формуле

$$\sigma = \frac{(\alpha_T E \Delta T)}{2(1 - \mu)}, \quad (1)$$

где α_T - коэффициент линейного расширения, К⁻¹;

E - модуль упругости, кПа;

ΔT - перепад температур по толщине стенки, К;

μ - коэффициент Пуассона.

Перепад температур на установившемся тепловом режиме пропорционален толщине стенки:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \frac{q\delta}{\lambda}, \quad (2)$$

где T_1, T_2 - температуры соответственно внутренней и наружной поверхностей стенки, К;

q - удельный тепловой поток в охлаждающую среду, кВт/м²;

λ - коэффициент теплопроводности металла, кВт/(м·К);

δ - толщина стенки, м.

Тогда выражение для расчета напряжений имеет вид

$$\sigma_T = \pm \frac{(\alpha_T E q \delta)}{2\lambda(1 - \mu)}. \quad (3)$$

Таким образом, температурные напряжения пропорциональны толщине стенки и удельному тепловому потоку, который в свою очередь определяется теплофизическими свойствами охлаждающей жидкости.

Изменение интенсивности подвода теплоты к стенкам камеры сгорания на протяжении цикла вызывает колебания температур, происходящие в сравнительно небольшой поверхностной зоне, а в основном массиве стенки температурное поле практически постоянно. Это дает основание заменить нестационарный процесс теплопередачи квазистационарным. При установившемся тепловом режиме двигателя удельный тепловой поток, передаваемый любой из форм теплообмена остается постоянным, т.е. выполняется равенство:

$$q = q_{\Gamma} q_{\lambda} = q_{\text{охл}}, \quad (4)$$

где q_{Γ} - удельный тепловой поток от газов к стенке, кВт/м²;

q_{λ} - тепловой поток передаваемый через стенку теплопроводностью, кВт/м²;

$q_{\text{охл}}$ - удельный тепловой поток от стенки к охлаждающей жидкости, кВт/м².

Удельный тепловой поток от гильзы цилиндров к охлаждающей жидкости определяется по формуле:

$$q_{\text{охл}} = \alpha_{\text{охл}} (T_2 - T_{\text{охл}}), \quad (5)$$

где T_2 - температура наружной поверхности цилиндрической втулки, которую приближенно можно считать равной среднему значению температур в точках замеров:

$$T_2 = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n}, \quad (6)$$

$T_{\text{охл}}$ - температура охлаждающей жидкости, определяется как среднее арифметическое значение температур жидкости на входе $T_{\text{вх}}$ в двигатель и выходе $T_{\text{вых}}$ из него, т.е.

$$T_{\text{охл}} = 0,5(T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}). \quad (7)$$

Коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле В.Г. Розенблита, приведенной в работе [7]

$$\alpha_{\text{охл}} = \frac{C_A W^{0,41} W_{\text{виб}}^{0,23}}{\left(\rho^{0,32} \cdot d_{\text{экв}}^{0,36} \right)}, \quad (8)$$

где C_A - коэффициент, зависящий от условий закрепления гильзы цилиндра, для двигателя 2Ч 10,5/13 $C_A = 61,5$;

W - скорость потока охлаждающей жидкости, для двигателя 2Ч 10,5/13 $W = 0,6 \div 0,8$ м/с;

$W_{\text{виб}}$ - амплитудная скорость вибрации гильзы, м/с;

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

$d_{\text{экв}} = (d_2 - d_1)$ - эквивалентный диаметр кольцевой щели, м;

d_2 - внутренний диаметр рубашки охлаждения;

d_1 - наружный диаметр гильзы цилиндров.

Амплитудную скорость вибрации рекомендуется вычислять по экспериментально установленной зависимости [9]:

$$W_{\text{виб}} = 8,34 \cdot 10^{-10} \left(\frac{2n}{\tau} \right)^3 + 7,25 \cdot 10^{-6} \times \left(\frac{2m}{\tau} \right)^2 - 1,385 \cdot 10^3 \left(\frac{2n}{\tau} \right) + 54 \cdot 10^{-2}, \quad (9)$$

где τ - коэффициент тактности, для четырехтактного дизеля 2Ч 10,5/13 $\tau = 4$;

n - обороты коленчатого вала, с⁻¹, для двигателя 2Ч 10,5/13 $n = 25$ с⁻¹

Экспериментальные данные, полученные в работе [2], показывают, что в условиях теплообмена, характерных для за рубашечного пространства двигателя 2Ч 10,5/13, коэффициент теплоотдачи в жидкость, содержащую поверхностно-активное вещество равен:

$$\alpha_{\text{ПАВ}} = (1,09 \div 1,19) \alpha_{\text{охл}}, \quad (10)$$

а в жидкость, содержащую водо-растворимый полимер полиакриламид:

$$\alpha_{\text{ПАА}} = (0,94 \div 0,83) \alpha_{\text{охл}}. \quad (11)$$

Результаты оценки теплонапряженности гильзы цилиндров двигателя 2Ч 10,5/13 изготовленной из серого чугуна СЧ30, имеющего следующие физико-механические характеристики [8]:

$\lambda = 50$ Вт/мК; $E = 1,4 \times 10^5$ МПа; $\mu = 0,3\%$;

$\alpha_T = 1,1 \times 10^{-5}$ К⁻¹

представлены в таблице.

Суммарное напряжение в гильзе σ_{Σ} определяется растягивающим напряжением $\sigma_{\text{раст}}$, возникающим под действием давления газов в цилиндре, и термическим напряжением σ_T

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{раст}} \pm \sigma_T. \quad (12)$$

Давление газов в цилиндре на долевых нагрузках существенно меньше давления, соответствующего номинальной мощности, поэтому повышение термических напряжений при применении присадок не приводит к увеличению суммарных напряжений σ_{Σ} выше допустимого значения для серого чугуна СЧ30, $[\sigma_{\Sigma}] = (100 \dots 130)$ МПа [9].

Выводы. Применение присадок, содержащих водорастворимые полимеры такие, как полиакриламида, позволяет не только снижать удельный эффективный расход топлива, но и уменьшать до 10% на номинальном режиме температурные напряжения в деталях цилиндропоршневой группы. В случаях применения

присадок на основе поверхностно-активных веществ следует проводить дополнительный проверочный расчет на теплонапряженность, т.к. ПАВ интенсифицируют теплоотвод от гильзы цилиндров, что сопровождается увеличением удельного теплового потока и ростом теплонапряженности деталей.

Таблица

Результаты расчета теплонапряженности гильзы цилиндров двигателя 2ч^{10,5}/13 при номинальной мощности

Охлаждающая жидкость	Температура охлаждающей жидкости $T_{\text{охл}}$	Средняя температура наружной поверхности гильзы цилиндров T_2, K	Коэффициент теплоотдачи α , кВт/(мК)	Удельный тепловой поток q , кВт/м ²	Температурное напряжение σ_T , МПа
Вода без присадок	343	385	24,5	102,90	22,63
Вода, содержащая присадку Ливтехнин (0,1% ПАВ)	343	382	29,15	113,69	25,01
Вода содержащая 0,05% ПАА	343	389	20,34	93,56	20,58

Литература

1. Липатов В.Е., Кузнецов Ю.Н., Маслов В.А. Сравнение теплогидравлической эффективности теплоносителей применительно к высокотемпературным системам охлаждения // Двигателестроение.- 1989.- № 4.- С. 49 - 51.
2. Безюков О.К., Жуков В.А., Ларин В.А. Экспериментальные исследования теплообмена в жидкости, содержащей добавки высокополимеров и поверхностно-активных веществ // Инженерно-физический журнал.- 1993.- Т. 64, № 1.- С. 34 - 38.
3. Жуков В.А. Повышение надежности и экономичности судовых дизелей совершенствованием свойств охлаждающих жидкостей. Автореф. ... к.т.н., СПб.- 1993.- 21 с.
4. Еченко Н.Х., Дашков С.Н., Костин А.К. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей / Под ред. С.Н.Дашкова.- Л.:Наука, 1969.- 247 с.
5. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгора-

ния. Справочное пособие.- Л.: Машиностроение, 1979.- 222 с.

6. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов.- М.: Транспорт, 1990.- 368 с.

7. Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 372 с.

8. ГОСТ 1412 - 85. Серый чугун. Технические требования.

9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.- М.: Высш. шк., 2002.- 496 с.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензент: канд. техн. наук, доцент А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.