

ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

621.43

НОВЫЕ ПОДХОДЫ К ОЦЕНКЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МОТОРНЫХ МАСЕЛ

Д-р техн. наук, проф. С.В. ПУТИНЦЕВ, канд. техн. наук, доц. С.А. АНИКИН, асп. А.В. СИНЮГИН

В продолжение ранее опубликованных зависимостей взаимосвязи механических потерь и частоты вращения поршневого двигателя представлены выведенные аналитическим путем и уточненные формулы, связывающие температуру трения с мощностью трения в сопряжениях цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя. Достоверность формул подтверждена удовлетворительной сходимостью с результатами заводских экспериментов на двигателях ЗИЛ-645 и Д-120.

As a follow up to previously published articles on dependences characterizing the interconnection of mechanical losses and rotational speed of the reciprocating engine we present a series of specified constructive formulas linking the temperature of friction with the power of it in mating of cylinder-piston group and the connecting rod gear of the reciprocating engine. Reliability of formulas is confirmed by satisfactory convergence with results of factory experiments on injection engines ZIL-645 and D-120.

Появление на авторынке России так называемых энергосберегающих моторных масел повлекло за собой проблему надежного тестирования их служебных свойств, главным из которых выступает повышенная способность снижения трения смазываемых деталей и сокращения за счет этого расхода топлива в двигателе. Следует особо отметить, что максимальный уровень энергосбережения при использовании этих смазочных материалов в целом не превышает 3%, поэтому оценка данного показателя существующими методами, основанными на измерении расхода топлива и имеющими, как известно, сходную величину погрешности, выглядит методически некорректной. Требуется поиск новых подходов к тестированию энергосберегающих моторных масел.

Цель исследования — разработка теоретических основ альтернативного, не связанного с замером расхода топлива, способа оценки трибологических свойств энергосберегающих моторных масел в условиях стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Задачи и подходы к их решению. При разработке теории метода ставится задача получения основных взаимосвязей между мощностью механических потерь и рядом легко и надежно определяемых при эксперименте в ходе стендовых моторных испытаний параметров, изменение которых с точки зрения физики должно быть прямым следствием изменения механических потерь. Как следует из анализа опыта экспериментальных исследований трибологических свойств материалов для ДВС, к таким параметрам могут быть отнесены: 1) частота вращения коленчатого вала и 2) температура трения стенки цилиндра и/или подшипника. Непременным условием использования этих параметров в

качестве аргументов для определения функции механических потерь должно быть теоретическое обоснование и соответствующее аналитическое выражение связи каждого из названных параметров с трением, т.е. механическими потерями поршневого двигателя.

Взаимосвязь мощности механических потерь и частоты вращения коленчатого вала ДВС. Из рассмотрения классических соотношений между мощностью трения, силой трения и скоростью с очевидностью следует, что для режима холостого хода, когда индикаторная мощность тождественно равна мощности механических потерь, при уменьшении силы трения скорость движения или, что одно и то же, частота вращения будет возрастать, и, наоборот, при увеличении силы трения скорость (частота вращения) будет падать. Количественные зависимости между механическими потерями и частотой вращения коленчатого вала ДВС при допущении независимости от скоростного режима индикаторного КПД и линейности характеристики холостого хода были получены в работе [1].

Вывод зависимостей для оценки тепловыделения и температуры трения в ЦПГ. В исследовании [2] на основе применения метода анализа размерностей была выведена формула для приращения температуры на поверхности раздела трущихся тел:

$$\Delta T = C \frac{fNv}{(\tilde{\lambda} + \lambda_1 \text{Pe})L}, \quad (1)$$

где C — отношение скорости выделения тепла к сумме скоростей отвода и накопления тепла в движущейся поверхности; fNv — произведение коэффициента трения f на нормальную нагрузку N и скорость v , имеющее физический смысл мощности трения; $\tilde{\lambda}$ — среднее значение коэффициента теплопроводности двух контактирующих тел 1 и 2; λ_1 — коэффициент теплопроводности первого (движущегося) тела; Pe — число Пекле; L — характерная длина.

Использование формулы (1) осложнено необходимостью задания трудноопределимого параметра C , отсутствием интерпретации характерной длины L применительно к трущимся деталям ДВС, существенной зависимостью числа Pe от скорости движения v .

Для решения задачи, исходя из геометрии данного сопряжения, вполне допустимо применить расчетную схему, представляющую из себя развертку цилиндра (рис. 1).

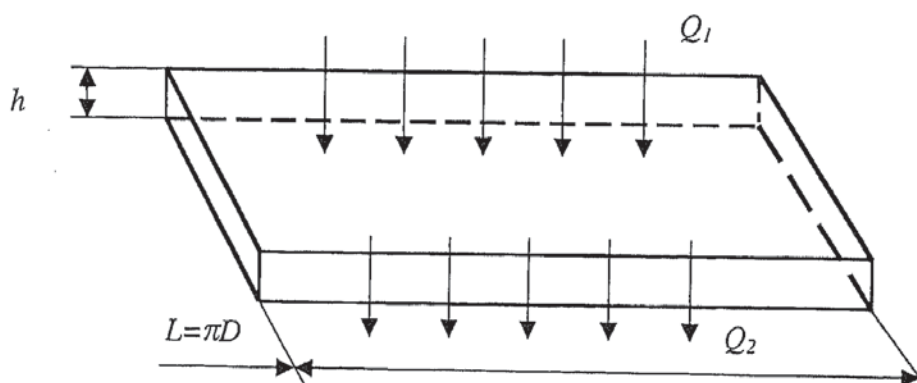


Рис. 1. Расчетная схема к выводу формулы для температуры трения в сопряжении «поршень—цилиндр»: h — толщина стенки цилиндра; L — длина окружности цилиндра

Передача тепла в этом случае описывается одномерным уравнением теплопроводности Фурье

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (2)$$

где T — температура; t — время; a — коэффициент температуропроводности; x — координата в направлении передачи тепла.

Для установившегося режима справедливо $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$.

Тогда вместо (2) получаем обыкновенное дифференциальное уравнение вида

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0. \tag{3}$$

Краевые условия, согласно рис. 2, где представлен поперечный разрез стенки цилиндра, следующие: слева (при $x = 0$) — заданный поток тепла $-\lambda T'(0) = Q_1$ (далее по тексту просто Q); справа (при $x = h$) — теплообмен по закону Ньютона $\lambda \frac{dT}{dx} + \alpha(T - T_2) = 0$ (где α — коэффициент теплоотдачи материала стенки цилиндра).

Как следует из рис. 2, неизвестной является температура трения T_1 , а T_2 представляет собой известную температуру внешней окружающей среды.

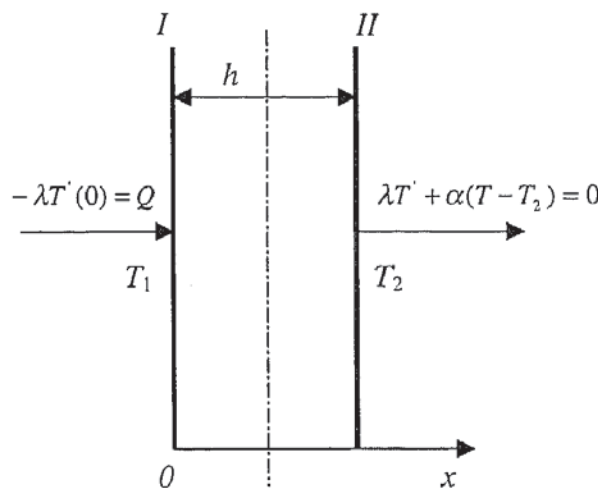


Рис. 2. Поперечный разрез стенки цилиндра: I, II (1, 2) — признак внутренней и наружной поверхностей соответственно

Решение уравнения (3) при указанных краевых условиях находится как

$$T(x) = \frac{Q}{\lambda}(h - x) + \frac{Q}{\alpha} + T_2.$$

Подставляя в это выражение значение $x = 0$, определяем искомую температуру трения на внутренней поверхности стенки цилиндра T_1 , а затем (после очевидных преобразований) — приращение температуры трения ΔT

$$\Delta T = T_1 - T_2 = Q \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \tag{4}$$

Определим входящий сомножителем в (4) поток тепла Q , обусловленный трением.

При трении выделяется тепло, эквивалентное мощности трения $W = fNv$. Поток тепла — это тепло, проходящее за единицу времени через единицу площади поверхности. Кроме того, надо учесть, что на нагревание цилиндра идет только часть общего тепла

трения. Обозначая эту часть коэффициентом c_1 , получим выражение для потока тепла трения от поверхности поршня к цилиндру

$$Q = c_1 \frac{W}{2\pi rL}, \quad (5)$$

где r, L — радиус и длина поршня соответственно.

Подставляя (5) в (4), окончательно имеем

$$\Delta T = c_1 \frac{W}{2\pi rL} \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (6)$$

При расчете ΔT необходимо учесть положение точки, в которой определяется прирост температуры трения по высоте цилиндра. Например, если точка замера лежит вблизи ВМТ или НМТ (верхняя и нижняя мертвые точки, в которых поршень имеет нулевую скорость), то тепловой поток от трения занимает незначительную долю времени хода поршня и поэтому будет меньшим, нежели вычисленный по формуле (5). Таким образом, для уточнения расчета надо ввести еще один коэффициент, характеризующий относительное время трения в точке замера:

$$c_2 = \frac{t_f}{t_c},$$

где t_f — время трения за один ход поршня; t_c — время, за которое совершается один ход поршня.

Заметим, что и среднюю скорость движущегося тела надо брать не обычную (как, например, среднюю скорость поршня $c_{\text{п}}$), а среднюю за время контактирования поршня с точкой замера в стенке цилиндра. Эта скорость (обозначим ее v_f), умноженная на время трения t_f , дает путь трения S_f . Тогда, с учетом ранее введенного коэффициента c_2 справедливо:

$$c_2 v_f = \frac{t_f v_f}{t_c} = \frac{S_f}{t_c} = \frac{S_f c_{\text{п}}}{t_c c_{\text{п}}} = \frac{S_f c_{\text{п}}}{S} = \frac{S_f c_{\text{п}}}{2R}, \quad (7)$$

где S — полный ход поршня; R — радиус кривошипа коленчатого вала.

Поскольку мощность трения определяется произведением $W = fNv_f$, то с учетом (7) формула для приращения температуры трения в точке замера после преобразований обретет вид

$$\Delta T = c_1 \frac{WS_f}{4\pi rRL} \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (8)$$

В (8) входит неизвестный пока путь трения S_f поршня с кольцами относительно точки замера температуры трения. Для анализа этой ситуации и определения пути трения необходимо рассмотреть три случая.

Первый случай: $2R > L$, т.е. радиус кривошипа R больше половины длины поршня L (рис. 3, а).

Если координата точки замера температуры y_0 такова, что

$$y_0 = L, \text{ то } S_f = y_0;$$

$$L = y_0 = 2R, \text{ то } S_f = L;$$

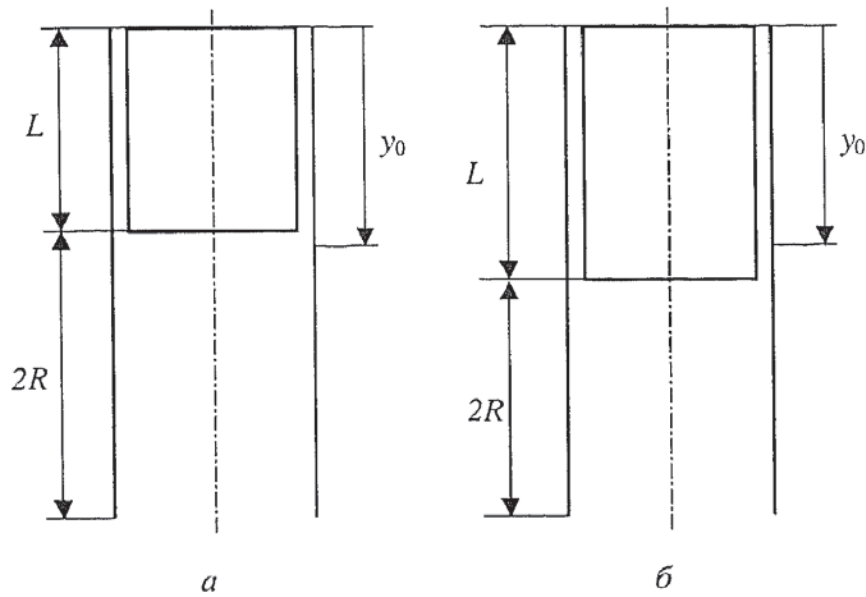


Рис. 3. Схема к определению пути трения поршня относительно координаты точки замера температуры y_0 по высоте цилиндра: $a - 2R > L$; $b - 2R \leq L$

$$y_0 = 2R, \text{ то } S_f = 2R + L - y_0.$$

Заметим, что когда координата точки замера y_0 расположена в середине цилиндра ($L = y_0 = 2R$), формула (8) приобретает вид

$$\Delta T = c_1 \frac{W}{4\pi r R} \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (9)$$

Второй случай: $2R < L$, т.е. радиус кривошипа меньше половины длины поршня (рис. 3, б).

Если координата точки замера y_0 такова, что

$$y_0 = L, \text{ то } S_f = 2R + L - y_0;$$

$$2R = y_0 = L, \text{ то } S_f = 2R;$$

$$y_0 = 2R, \text{ то } S_f = y_0.$$

В этом случае, если точка замера y_0 расположена в середине цилиндра ($2R = y_0 = L$), формула (8) сведется к виду

$$\Delta T = c_1 \frac{W}{2\pi r L} \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{h}{\lambda} \right). \quad (10)$$

Третий случай: $2R = L$, т.е. радиус кривошипа равен половине длины поршня (рис. 3, б).

Если координата точки замера y_0 такова, что

$$y_0 = L, \text{ то } S_f = y_0;$$

$$y_0 = L, \text{ то } S_f = 2L - y_0.$$

Из приведенного выше следует, что при расположении координаты точки замера в середине цилиндра ($y_0 = L = 2R$) можно пользоваться любой из формул: (9) или (10), поскольку значения, вычисленные по этим формулам, совпадают.

Так как при выводе формул (8)—(10) нигде не использовалась природа поступающего потока тепла Q , а сами формулы линейны относительно Q , то они остаются справедливыми и для случая, когда в начальный период через стенку цилиндра уже проходил поток тепла. Отсюда следует, что указанные формулы можно применять и для экспериментов на двигателе в рабочем режиме.

Оценим достоверность вычислений температуры трения по формулам (8)—(10) на основе сопоставления с имеющимися экспериментальными данными завода-изготовителя дизеля 8Ч 11/11,5 (ЗИЛ-645).

Входные данные:

- длина поршня $L = 120$ мм;
- радиус кривошипа $R = 57,5$ мм;
- мощность трения в ЦПГ (на частоте 1200 мин^{-1}) $W = 1,27$ кВт;
- температура трения в точке замера $T_0 = 145$ °С;
- температура воздуха в боксе $T_2 = 20$ °С;
- толщина стенки цилиндра $h = 8$ мм;
- коэффициент теплопроводности чугуна $\lambda = 87$ Вт/м·К;
- коэффициент теплоотдачи чугуна $\alpha = 120$ Вт/м²·К;
- доля тепла трения, передаваемая от поршня к цилиндру $c_1 = 0,5$.

Так как для параметров этого двигателя выполняется условие $2R < L$ и $2R < y_0 < L$, то для оценки приращения температуры трения выбираем формулу (10). Подставляя в нее значения соответствующих величин, получаем

$$\Delta T = 0,5 \frac{1270}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0575 \cdot 0,120} \left(\frac{1}{120} + \frac{0,008}{87} \right) = 123^\circ \text{C}.$$

Экспериментальное приращение температуры трения составило: $\Delta T = 145 - 20 = 125$ °С. Таким образом, относительная погрешность расчета температуры трения по формуле (10) может быть оценена как $(125 - 123)/125 = 0,016$ или 1,6%.

В [3] приведена формула для расчета температуры трения в цилиндрическом подшипнике

$$\Delta T = \frac{W}{\rho q c + 2\pi r L \alpha}, \quad (11)$$

где ρ — плотность смазочного материала; q, c — торцовый расход и теплоемкость смазки в подшипнике; r, L — радиус и осевая длина подшипника соответственно.

Проблема использования формулы (11) состоит в сложности определения объемного торцового расхода через зазор цилиндрического подшипника q . Решение можно получить, если обратиться к известной работе А. Камерона в разделе гидродинамики цилиндрических подшипников [4]. В этом исследовании приведена формула для торцового расхода, справедливая для случая, когда отношение D/L заключено в пределах от 1 до 4:

$$q = uL\Delta\varepsilon, \quad (12)$$

где u — окружная скорость; Δ , ε — радиальный зазор и относительный эксцентриситет подшипника соответственно.

С учетом (12) и того, что окружная скорость вала подшипника равна

$$u = \pi r n / 30,$$

где n — частота вращения вала, мин^{-1} , формулу (11) можно привести к виду

$$\Delta T = \frac{30W}{\pi r L (\rho \Delta \varepsilon c n + 60\alpha)}. \quad (13)$$

Для проверки достоверности расчетов по (13) воспользуемся данными [5], где приведено значение мощности механических потерь $W = 235$ Вт в центральном коренном в подшипнике дизеля 2Ч 10,5/12 (Д-120) при частоте вращения $n = 2000$ мин^{-1} . Принимая следующие значения:

- плотность моторного масла $\rho = 870$ кг/м^3 ;
 - теплоемкость масла $c = 1680$ $\text{Дж/кг}\cdot\text{К}$;
 - радиус и длина подшипника $r = 0,035$ м и $L = 0,032$ м соответственно;
 - коэффициент теплоотдачи моторного масла $\alpha = 120$ $\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$;
 - радиальный зазор $\Delta = 5 \cdot 10^{-5}$ м;
 - относительный эксцентриситет $\varepsilon = 1$
- и подставляя их в (13), найдем

$$\Delta T = \frac{30 \cdot 235}{3,14 \cdot 0,035 \cdot 0,032 (870 \cdot 0,00005 \cdot 1 \cdot 1680 \cdot 2000 + 60 \cdot 120)} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Полученное значение в целом соответствует приводимым в [3] приращениям температуры трения для цилиндрических подшипников в сходных условиях нагружения.

Выводы

1. Как следует из анализа предшествующего опыта исследований, для надежной оценки трибологических свойств энергосберегающих моторных масел нужно развивать новые подходы, основанные на физической взаимосвязи трения с характерными параметрами двигателя. К таким параметрам могут быть отнесены: частота вращения коленчатого вала и температура трения стенки цилиндра и/или подшипника.

2. На основе применения и решения уравнения теплопроводности Фурье выведена и проверена на достоверность зависимость, связывающая приращение температуры трения в заданной точке стенки цилиндра с мощностью трения и теплофизическими параметрами материалов сопряжения.

3. С привлечением теории гидродинамической смазки применительно к условиям смазки коренного подшипника ДВС выполнено уточнение известной зависимости, связывающей мощность и температуру трения в цилиндрическом подшипнике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Путинцев С. В., Аникин С. А., Синюгин А. В. Анализ и установление взаимосвязи между изменением механических потерь и скоростного режима поршневого двигателя // Известия вузов. Машиностроение. — № 4. — 2005. — С. 49—55.
2. Чихос Х. Системный анализ в трибонике: Пер. с англ. С.Х. Харламова. — М.: Мир, 1982. — С. 351.
3. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник. — М.: Машиностроение, 1980. — 224 с.
4. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле / Пер. с англ. В.А. Боронина; Под ред. В.К. Житомирского. — М.: Машгиз, 1962. — 294 с.
5. Путинцев С. В., Аникин С. А., Сун Лисинь. Моделирование и расчет затрат мощности на преодоление трения в подшипниках коленчатого вала поршневого двигателя // Известия вузов. Машиностроение. — 2004. — № 3. — С. 23—31.