УДК 643.43-242

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ

С.В. Путинцев, д.т.н., проф.; П.Н. Антонюк, к.ф.-м. н., доц.; С.П. Чирский, асп.;
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Показана актуальность приложения теории подобия к моделированию процессов смазки и трения в поршневом двигателе. На основе применения анализа размерностей и П-теоремы теории подобия к условиям поршневого трибометра получены необходимые безразмерные комплексы для решения задачи моделирования. С помощью этих комплексов выполнено прогнозирование мощности механических потерь поршневого двигателя.

Механические потери двигателя, связанные с необходимостью оценки сил и моментов трения, являются одной из наиболее трудно определимых величин. Изложенные в соответствующих стандартах (ГОСТ 18509—88 и ГОСТ 14846—85) методы определения механических потерь — характеристика холостого хода, прокручивание и отключение цилиндров — из-за присущей им высокой (до 25 %) погрешности не могут быть признаны в качестве достоверных, надежных и достаточных для вынесения суждения об абсолютном значении механических потерь. Поэтому указанные методы пригодны пока только для сравнительных испытаний и то при очень тщательном выполнении так называемых «прочих равных условий», к которым в первую очередь следует отнести идентичность скоростного и температурного режимов двигателя, отсутствие эффекта «последействия» объектов испытаний, стабильность работы системы топливоподачи и др.

Наряду с типовыми методами относительно недавно стали разрабатываться и применяться (в основном для научных целей) специальные методы измерения сил и моментов трения как на работающем двигателе, так и на физических моделях и установках, в той или иной степени воспроизводящих работу поршневой машины [1]. В отличие от моторных методов, испытания по определению механических потерь на моделирующих установках часто позволяют глубже исследовать саму природу трения, получить гораздо более высокую точность и воспроизводимость результатов измерений. Другое несомненное преимущество моделирования состоит в меньшей трудоемкости и стоимости проведения испытаний по сравнению с натурным экспериментом.

К сожалению, в подавляющем числе случаев применение таких методов и установок также не выходит за ограниченные рамки сравнительных испытаний. Причина такого положения состоит, скорее всего, в недостаточной разработанности и отсутствии опыта применения основы моделирования (теории подобия) к процессам смазывания и трения в поршневых машинах. Эта теория позволяет, во-первых, строго научно выбирать условия опытов и количество определяющих факторов и, во-вторых, обоснованно переносить на реальный объект результаты моделирования. Последнее особенно важно в сложившейся ныне ситуации, при которой организация и финансирование экспериментальных исследований поршневого двигателя подчас очень затруднены или попросту невозможны.

Цель данной работы состоит в применении положений теории подобия к физическому моделированию условий смазки и трения с помощью поршневого трибометра [2—4].

Для достижения указанной цели в работе ставятся и решаются следующие задачи.

1. Выбор параметров, необходимых и достаточных для описания процесса формирования силы трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) поршневого трибометра, т. е. построение системы определяющих параметров.

2. Составление матрицы размерностей системы определяющих параметров и определение ее ранга.

3. Построение системы безразмерных комплексов.

4. Анализ физического подобия объекта (поршневой двигатель) и модели (поршневой трибометр), включая прогнозирование значения мощности механических потерь объекта по результатам измерений на модели.

Решение первой из указанных задач представляет собой в значительной мере неформальный, творческий процесс, от правильной организации и результатов которого в значительной мере зависят надежность и достоверность итогов всей работы [5—9].

Обзор исследований в области трибологии поршневых машин [10–12] позволяет утверждать, что в сопряжении поршень–цилиндр поршневых двигателей имеют место три режима трения, переходящие один в другой граничный, гидродинамический и смешанный. При этом доля того или иного из указанных режимов не является постоянной, а зависит от множества факторов конструкции и условий работы сопряжения. Как показал анализ зависимостей, предложенных для расчета силы трения поршня, наиболее полно и достоверно поведение этой силы описывает так называемая универсальная формула силы трения, предложенная известными трибологами Ф. Боуденом и Д. Тэйбором [13]:

$$F = \alpha F_b + (1 - \alpha) F_h, \tag{1}$$

где α — признак режима трения ($\alpha = 1$ – граничный, $\alpha = 0$ — гидродинамический и $\alpha = 0{,}5$ — смешанный режимы трения); F_b и F_h — граничная и гидродинамическая составляющие силы трения соответственно.

Идентификация режимов трения, необходимая для выбора значения α, осуществляется по критерию сопоставимости минимальной толщины слоя масла в зазоре деталей h_m с суммарной шероховатостью их поверхностей R_z: $h_m < R_z$ — граничный; $h_m > R_z$ — гидродинамический; $h_m \approx R_z$ — смешанный режимы трения.

При $\alpha = 1$ формула (1) принимает вид $F = F_b$. Здесь сила граничного трения F_b определяется известным законом Амонтона:

$$F_b = fN, \tag{2}$$

где f — коэффициент граничного трения; N — нормальная нагрузка в сопряжении трущихся деталей.

При $\alpha = 0$ формула (1) сводится к выражению $F = F_h$, в котором сила гидродинамического трения F_h оценивается согласно зависимости Ньютона для динамической вязкости смазки:

$$F_h = \frac{\mu v A}{h}, \tag{3}$$

где μ и h — динамическая вязкость и средняя толщина смазочного материала в зазоре деталей соответственно; v — средняя скорость относительного движения деталей; A — площадь смоченной поверхности движущейся детали.

При $\alpha = 0{,}5$ формула (1) определяется полусуммой выражений (2) и (3), характеризуя тем самым режим смешанного трения в сопряжении.

Параметр A в формуле (3) находится как площадь проекции юбки поршня на развертку цилиндра, т. е.

$$A = LD, \tag{4}$$

где L и D — высота и диаметр юбки поршня соответственно.

В данной работе полагаем $\alpha = 0{,}5$.

Рассматриваемые в гидродинамике ньютоновские жидкости описываются динамической вязкостью μ и массовой плотностью ρ [14].

Анализируя вышеприведенное, включая выражения (1)–(4), принимаем, что процесс трения в ЦПГ может быть описан следующим набором определяющих параметров: диаметром юбки поршня D, м; высотой юбки поршня L, м; средним зазором в сопряжении поршень–цилиндр h, м; средней скорости движения поршня v, м/с; динамической вязкости смазочного материала μ, Пз; плотностью смазочного материала ρ, кг/м^3; коэффициентом граничного трения поршня о цилиндр f; боковой силой поршня N, Н; силой трения поршня о цилиндр F, Н.

Для рассмотренного набора параметров основными единицами измерения являются длина L, время T и масса M. Размерность каждого определяющего параметра можно представить в виде степенного одночлена:

$$[\varphi] = L^{\alpha} \cdot T^{\beta} \cdot M^{\gamma}, \tag{5}$$

где α, β, γ — показатели степеней соответствующих единиц измерения.

С учетом (5) размерности определяющих параметров запишутся как

$$[D] = L^1 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[H] = L^1 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[h] = L^1 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[v] = L^1 \cdot T^{-1} \cdot M^0$$
$$[\mu] = L^{-1} \cdot T^{-1} \cdot M^1$$
$$[f] = L^0 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[N] = L^1 \cdot T^{-2} \cdot M^1$$
$$[F] = L^1 \cdot T^{-2} \cdot M^1$$

Составим для этих параметров матрицу размерностей, содержащую показатели степеней единиц измерения приведенных в формулах размерностей определяющих параметров:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ -3 & 0 & 1 \\ -1 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & -2 & 1 \\ 1 & -2 & 1 \end{bmatrix}.$$

В результате применения известных методов элементарных преобразований и окаймляющих миноров был определен ранг данной матрицы: $r = \text{rank}\, A = 3$.

Воспользуемся П-теоремой [5—9], согласно которой описание физического явления n размерными величинами может быть заменено системой $n-r$ безразмерных комплексов.

Для рассматриваемого процесса трения в ЦПГ имеем систему из $n = 9$ определяющих параметров, ранг матрицы размерностей которых $r = 3$. Следовательно, число безразмерных комплексов составит $n-r = 9 - 3 = 6$.

Каждый безразмерный комплекс ищем в виде степенного одночлена

$$\Pi = x_1^{\varepsilon_1} \cdot x_2^{\varepsilon_2} \cdot \ldots \cdot x_n^{\varepsilon_n},$$

где $x_1,\ldots,x_n$ — определяющие параметры рассматриваемого процесса, $\varepsilon_1,\ldots,\varepsilon_n$ — показатели степеней при соответствующих параметрах.

Рассмотрим простые безразмерные комплексы, для которых ранг матрицы размерностей на единицу меньше числа образующих параметров.

Поиск простых комплексов был осуществлен с помощью специальной компьютерной программы. В результате были найдены все двадцать два простых комплекса, из которых были отобраны следующие шесть независимых:

1. f;
2. $\dfrac{v \cdot h \cdot \rho}{\mu}$;
3. $\dfrac{D^2 \cdot v^2 \cdot \rho}{F}$;
4. $\dfrac{H^2 \cdot v^2 \cdot \rho}{F}$;
5. $\dfrac{h \cdot v \cdot \rho}{F}$;
6. $\dfrac{N}{F}$.

Второй из приведенных выше комплексов принято называть числом Рейнольдса.

Физическое подобие объекта и модели имеет место, если значения безразмерных комплексов для них соответственно равны:

$$f_0 = f_1; \tag{6}$$

$$\frac{v_0 \cdot h_0 \cdot \rho_0}{\mu_0} = \frac{v_1 \cdot h_1 \cdot \rho_1}{\mu_1}; \tag{7}$$

$$\frac{D_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{F_0} = \frac{D_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}{F_1}; \tag{8}$$

$$\frac{H_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{F_0} = \frac{H_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}{F_1}; \tag{9}$$

$$\frac{h_0 \cdot v_0 \cdot \mu_0}{F_0} = \frac{h_1 \cdot v_1 \cdot \mu_1}{F_1}; \tag{10}$$

$$\frac{N_0}{F_0} = \frac{N_1}{F_1}. \tag{11}$$

Здесь индекс 0 указывает на величины, описывающие объект моделирования — двигатель, а индекс 1 — на величины, относящиеся к модели — трибометру.

В первых двух равенствах (6) и (7) значения всех параметров известны. Остальные четыре равенства (8)—(11) содержат неизвестную величину — силу трения в сопряжении поршень—цилиндр объекта моделирования F_0. Решая равенства (8)—(11) относительно F_0, находим четыре выражения для искомой силы:

$$F_{01} = F_1 \cdot \frac{D_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{D_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}; \tag{12}$$

$$F_{02} = F_1 \cdot \frac{H_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{H_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}; \tag{13}$$

$$F_{03} = F_1 \cdot \frac{h_0 \cdot v_0 \cdot \mu_0}{h_1 \cdot v_1 \cdot \mu_1}; \tag{14}$$

$$F_{04} = F_1 \cdot \frac{N_0}{N_1}. \tag{15}$$

Приняв дробный сомножитель в правой части выражений (12)—(15) в качестве масштабного коэффициента k, получим

$$F_{01} = k_{01}\, F_1; \tag{16}$$

$$F_{02} = k_{02}\, F_1; \tag{17}$$

$$F_{03} = k_{03}\, F_1; \tag{18}$$

$$F_{04} = k_{04}\, F_1. \tag{19}$$

Априори следует признать, что поскольку физическое моделирование не может учесть все действующие на процесс факторы, постольку значения масштабных коэффициентов $k01\ldots k04$ и, соответственно, сил $F01\ldots F04$ могут отличаться друг от друга. Наилучшей оценкой в этом случае будет среднее арифметическое четырех значений:

$$F_0 = \frac{k_{01} + k_{02} + k_{03} + k_{04}}{4} \cdot F_1 = k_0 \cdot F_1, \tag{20}$$

где k_0 — среднее арифметическое значение масштабного коэффициента для силы трения в ЦПГ.

Применим полученные зависимости (12)—(20) для прогнозирования мощности механических потерь в ЦПГ четырехтактного быстроходного дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) на номинальном режиме работы. Входные данные для моделирования приведены в табл. 1.

С учетом данных, приведенных в табл. 1, на основании расчета по выражениям (12)—(15) и (20) среднее значение масштабного коэффициента составило $k_0 = 8{,}75$, а прогнозируемое значение средней силы трения в ЦПГ двигателя определилось как $F_0 = 8{,}75 \cdot 11{,}2\text{Н} = 98$ Н.

Таблица 1

Значения параметров для объекта (двигателя) и модели (трибометр)

Параметр, размерность	Объект	Модель
Диаметр юбки поршня D, м	0,085	0, 052
Высота юбки поршня H, м	0,050	0,037
Средний диаметральный зазор в сопряжении поршень–цилиндр h, м	0,00005	0,00007
Средняя скорость поршня v, м/с	9,6	5,2
Коэффициент граничного трения в сопряжении поршень–цилиндр f	0,03	0,03
Динамическая вязкость моторного масла μ, Пз	0,017	0,013
Плотность моторного масла ρ, кг/м^3	801	803
Средняя боковая сила поршня N, Н	1000	55
Средняя сила трения в ЦПГ F, Н	Искомая величина	11,2

Затем была оценена ожидаемая мощность механических потерь в ЦПГ двигателя, определяемая произведением средней силы трения на среднюю скорость поршня:

$$N_m^{\text{ЦПГ}} = F_0 \cdot v_0 = 98\text{Н} \cdot 9{,}6 \text{ м/с} = 941\,\text{Вт}.$$

Полученный прогноз мощности механических потерь согласуется с расчетными данными, приведенными для номинального режима работы двигателя ТМЗ-450Д ($N_m^{\text{ЦПГ}}$ = 967 Вт) в работе [15]: разница сравниваемых значений менее 3%.

Заключение

На основе применения положений теории подобия показана адекватность принятой модели трения в сопряжении поршень–цилиндр реальному процессу трения в поршневом ДВС; опробована и идентифицирована методика переноса результатов измерений с физической модели на объект моделирования; выполнено пробное прогнозирование значения мощности механических потерь в ЦПГ двигателя ТМЗ-450Д, давшее результат, согласующийся с ранее полученными расчетными данными для этого двигателя в работе другого автора.

Литература

1. *Путинцев С.В.* Трибометрия поршневых машин: учебное пособие. — М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 64 с.
2. Пат. 1712808. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе поршневых машин/С.В. Путинцев. — Бюл. № 6. — 1992. — С. 169.
3. Поршневой трибометр для сравнительной оценки антифрикционных и противоизносных свойств смазочных материалов / С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, С.А. Аникин и др. // Трение и износ. — 1998. — Т. 19, № 2. — С. 218–223.
4. *Putintsev S., Anikin S.* Measurement of Local Frictional Forces in Actual Operating Piston Machines // Tribology-Solving Friction and Wear Problems: 10th Int. Colloquium.-Ostfildern, 1996. — Vol. 3. — P. 2131–2138.
5. *Бриджмен П.В.* Анализ размерностей. — М.–Л. : ОНТИ-ГТТИ, 1934. — 120 с.
6. *Кирпичев М.В.* Математические основы теории подобия. — М.–Л. : АН СССР, 1949. — 98 с.
7. *Седов Л.И.* Методы подобия и размерности в механике. — М. : Наука, 1977. — 440 с.
8. *Антонюк П.Н.* П-теорема и линейная алгебра // Институт истории естествознания и техники им. С.И. Вавилова. Годичная научная конференция, 2010. — М. : Янус-К, 2011. — С. 236–238.
9. *Антонюк П.Н.* П-теорема и метрология // Состояние и проблемы измерений: Сб. матер. XI Всероссийской НТК. — М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — С. 16–19.
10. *Петриченко Р.М.* Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания: учебное пособие. — Л. : ЛГУ, 1983. — 244 с.
11. Путинцев С.В. Анализ режима трения деталей цилиндропоршневой группы автомобильного дизеля//Известия вузов. — М. : Машиностроение. — 1999. — № 2–3. — С. 65–68.
12. *Гоц А.Н., Путинцев С.В., Аникин С.А.* Условия смазки и трения деталей цилиндро-поршневой групы ДВС: Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Матер. науч.-практич. сем. — Владимир, 1999. — С. 164–166.
13. *Боуден Ф.П., Тейбор Д.* Трение и смазка твердых тел. — М. : Машиностроение, 1968. — 503 с.
14. Гидродинамическая теория смазки: Классики естествознания / под ред. и с доп. статьями проф. Л.С. Лейбензона. — М.–Л. : ГТТИ, 1934. — 423 с.
15. *Синюгин А.В.* Метод и результаты исследования механических потерь в поршневом двигателе при использовании энергосберегающих моторных масел: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2007. —149 с.