



На правах рукописи

ЧИРСКИЙ Сергей Павлович

ИЗМЕРЕНИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В
ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЕ МАЛОРАЗМЕРНОГО ДВС

Специальность 05.04.02-Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Handwritten signature or initials.

1 0 МАЯ 2012

Москва - 2012

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете
им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Путинцев С.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Марков В.А.;

кандидат технических наук
Фомин П.В.

Ведущая организация: ОАО «Владимирский моторо-
тракторный завод»

Защита диссертации состоится «31» мая 2012 г. в 14 ч. на
заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском
государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу:
105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус,
ауд. 947.

Ознакомиться с диссертацией можно в библиотеке МГТУ им. Н.Э.
Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я
Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю
диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «28» апреля 2012 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент

 Тумашев Р.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Экспериментальная оценка механических потерь поршневого ДВС – это необходимый и весьма ответственный этап доводки конструкции и/или проверки эффективности применения новых технических решений, технологических процессов обработки деталей, смазочных материалов и специальных присадок. Будучи прямо или косвенно связанными с необходимостью определения сил трения, методы измерения механических потерь стоят несколько особняком от широко применяемых методов измерения других показателей рабочего процесса двигателя. Это обусловлено чрезвычайной сложностью как собственно измерений сил трения в машинах вообще, так и в такой технической системе как поршневой двигатель, в особенности. Достаточно сказать, что из трех наиболее распространенных типовых (ГОСТ 18509-85 и ГОСТ 14846-81) методов испытаний ДВС для определения механических потерь – характеристики холостого хода, прокручивания и отключения цилиндров – ни один, по мнению специалистов, не может быть признан в качестве единственно достоверного, надежного и достаточного 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 нестабильности в работе 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 моделях и установках, в той или иной степени воспроизводящих работу поршневой машины. В отличие от моторных методов, испытания по определению сил трения (механических потерь) на моделирующих установках часто позволяют глубже исследовать саму природу трения, получить гораздо более высокую точность и воспроизводимость результатов измерений. В то же время большинство известных сегодня методов и соответствующих им установок весьма далеки от геометрического и физического подобия объекту моделирования – поршневому ДВС. Поэтому органически присущий недостаток такого подхода, заключающийся в проблеме переноса полученных результатов на оригинальный объект, оставался нерешенным.

Цель работы состоит в теоретико-расчетном обосновании, а затем разработке и применении мобильного измерительного комплекса на базе поршневого трибометра для моделирования, оценки и определения путей снижения механических потерь в поршневом двигателе.

Для достижения поставленной цели в работе ставятся и решаются следующие **задачи**:

1. Выполнение анализа существующих технических решений и методов измерения сил (моментов) трения в поршневых машинах для выработки

концепции и принципов конструирования мобильного измерительного комплекса.

2. Представление теоретического обоснования и научных положений, необходимых для разработки и последующего применения измерительного комплекса для моделирования и прогнозирования механических потерь поршневого двигателя.

3. Разработка концепции комплекса, алгоритма сбора и обработки информации, выполнение расчетов приводной и измерительной частей устройства, расчетов механических потерь в ЦПГ модели и объекта моделирования.

4. Модернизация поршневого трибометра, отладка и обеспечение его работы в составе мобильного измерительно-вычислительного комплекса.

5. Проведение экспериментальных измерений малых изменений механических потерь разными методами на лабораторном, аналоговом и моторном этапах.

6. Проверка адекватности расчетного и натурного моделирования механических потерь в ЦПГ на основе сопоставления с результатами экспериментов на поршневом двигателе.

Научная новизна работы представлена:

1. Методом и результатами расчетно-теоретического анализа измерительной цепи поршневого трибометра, с помощью которых удалось выявить причину возникновения и устранить снижающее точность замеров искажение - фазовый сдвиг нуля регистрируемой силы трения.

2. Полученными на основе применения анализа размерностей и теории подобия общими выражениями для безразмерных комплексов и масштабных коэффициентов, позволяющих контролировать условия подобия и (при их выполнении) переносить результаты натурного моделирования механических потерь на объект моделирования – поршневой двигатель.

Методы исследования:

- расчетно-теоретический анализ колебательной системы измерительного узла поршневого трибометра;

- анализ размерностей и теория подобия, включая П-теорему;

- расчетное моделирование и прогнозирование механических потерь;

- лабораторные трибологические испытания на машине трения;

- натурное моделирование на поршневом трибометре;

- моторные испытания на поршневом малоразмерном двигателе.

Достоверность и обоснованность научных положений работы обуславливаются применением классической теории колебаний и теории подобия, использованием апробированного расчетного средства и неоднократно проверенных методик испытаний на машине трения и поршневом двигателе, хорошим согласованием расчетных и экспериментальных результатов.

Практическая ценность исследования состоит в опыте применения положений теории подобия к моделированию и прогнозированию механических потерь в поршневых двигателях; мобильном измерительном комплексе

на базе модернизированного поршневого трибометра и методике проведения на нем измерений, включая контроль малых изменений механических потерь; методах и результатах комплексного (лабораторного, натурального и моторного) трибологического тестирования смазочных материалов.

Реализация результатов. Мобильный измерительный комплекс на базе поршневого трибометра, методика обработки результатов измерений сил трения, а также результаты идентификации режимов трения и прогнозирования антифрикционных свойств при испытаниях смазочных материалов используются при сравнительном тестировании моторных масел и присадок по заданиям профильных организаций (ОАО «Нанопром», ОАО «Автохим-проект» и др.), включены в состав комплексной методики оценки энергосбережения моторных масел, применяются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Личное участие соискателя в получении результатов выразилось в: выполнении обзора работ других авторов по направлению диссертации; разработке расчетных схем и выборе уравнения колебаний измерительного элемента трибометра, а также способа решения этого уравнения; применении анализа размерностей и теории подобия к модели процесса трения в ЦПГ; расчетах привода и первичных преобразователей трибометра, оценке механических потерь в модели и объекте моделирования; модернизации и отладке трибометра в составе мобильного измерительного комплекса; проведении комплексных испытаний сравниваемых моторных масел и оценке на основе этих результатов адекватности натурального моделирования.

Апробация. Основные положения диссертации докладывались на научно-технических конференциях: «Двигатель-2010» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 16 октября 2010 г.), «Студенческая научная весна» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 16-18 апреля 2010, 2011 и 2012гг.), заседаниях кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2010-2012гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 работы, из них 2 в изданиях по списку ВАК.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из оглавления, введения, четырех глав, основных выводов и списка литературы. Общий объем составляет 148с., включая 138с. основного текста, содержащего 64 рисунка и 5 таблиц, а также 10с. списка литературы из 101 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы ее цель и задачи, перечислены методы исследования, приведены положения научной новизны.

Первая глава содержит обзор методов экспериментального определения общих и локальных (в сопряжениях, узлах и агрегатах) механических потерь поршневых двигателей. Показаны проблемы реализации методов измерения сил трения на работающем двигателе, намечены пути решения этих

проблем и уточнения измерений. На основе анализа результатов работ известных исследователей в области трибологии поршневых машин (Богданов Е.А., Кокорев И.А., Полницкий К.А., Путинцев С.В., Семенов В.С., Тухман И.Я., Рык Г.М., Фомин В.Н., Шабшаевич Б.Э., а также Bury C., Cerrato R., Gozzelino R., Feuga L., Furuhashi S. И др.) выявлено, что у большинства установок, моделирующих трение двигателя, не говоря уже об экспериментах на самом объекте, точность измерений сил и моментов трения до сих пор не достигла уровня, позволяющего улавливать так называемые малые (менее 10%) изменения механических потерь, обусловленные, например, разницей в вязкости моторного масла соседних вязкостных классов или применением энергосберегающих моторных масел, а также антифрикционных трибологических составов. Установлено, что, за редким исключением, известные технические решения пока не обладают свойством мобильности, понимаемым в данном случае как компактность установки, позиционирование ее как части измерительно-вычислительного комплекса, использование которого подразумевает проведение выездных экспресс-исследований, автоматический режим испытаний и обработку результатов, использование оборудования и метода для демонстрационно-тестовых целей.

Анализ существующих конструкций и методов в области трибологии поршневых машин показал, что ближе всего к решению большинства из названных проблем моделирования и оценки трения в поршневых машинах стоит применение известного поршневого трибометра, разработанного на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством проф. С.В. Путинцева. Однако в существующем виде это устройство и метод его использования способны решать лишь узкий круг задач, не выходящих за рамки сравнительных антифрикционных испытаний моторных масел и присадок; оборудование не представляет собой единый комплекс и не отвечает критерию мобильности.

Решение задач, связанных с модернизацией поршневого трибометра, разработкой научной базы применения этого оборудования для аналогового моделирования механических потерь и основанного на теории подобия переноса результатов измерений на полноразмерный поршневой двигатель потребовало проведения настоящего исследования, цель и задачи которого сформулированы выше.

Во второй главе рассмотрена схема колебательной системы измерительного узла поршневого трибометра, применительно к которой составлено, решено и проанализировано решение уравнения вынужденных колебаний измерительной полосы (1):

$$m\ddot{x} = G + R + F_1 + F_2 + F_3, \quad (1)$$

где $m\ddot{x}$ - сила инерции полосы (произведение массы полосы m на ускорение полосы \ddot{x}); G - сила тяжести; R - сила упругости (восстанавливающая); F - сила трения поршня с кольцами о полосу (вынуждающая); $1, 2, 3$ - признак поршня, поршневого кольца и уплотняющей втулки соответственно.

В теоретической механике используется аналогичное уравнение колебаний точки

$$mx'' + bx' + kx = f(t), \quad (2)$$

где $-bx'$ - сила сопротивления; kx - восстанавливающая сила; $f(t)$ - вынуждающая сила.

Для случая измерительного узла поршневого трибометра уравнение вынужденных колебаний полосы (2) с учетом (1) может быть представлено как

$$mx'' + cx' = mg + \text{sign}(V - x')(f_1 N + f_2 F_k) + \text{sign}(x')(F_2 + F_3), \quad (3)$$

где V - скорость поршня; f_1, f_2 - коэффициенты трения поршня и поршневого кольца соответственно; N - боковая сила поршня; F_k - сила упругости поршневых колец.

Уравнение (3) аналитически не решается, поэтому нужно принятие ряда упрощающих допущений:

1) Поскольку скорость поршня V намного больше скорости полосы x' , то можно положить

$$\text{sign}(V - x') = \text{sign}(V).$$

2) $\text{sign}(x')$ можно не учитывать, приняв существование вязкого трения в сопряжениях «полоса-паз» и «полоса-втулка». При вязком трении сила трения не зависит от нагрузки, но k -пропорциональна скорости, поэтому:

$$F_2 + F_3 = -kx'.$$

Тогда после преобразований получим обыкновенное уравнение вынужденных колебаний с вязким сопротивлением c :

$$mx'' + kx' + cx = mg + \text{sign}(V)(f_1 N + f_2 F_k)$$

или, после деления левой и правой частей на массу m

$$x'' + \frac{k}{m}x' + \frac{c}{m}x = g + \text{sign}(V)\left(\frac{f_1}{m}N + \frac{f_2}{m}F_k\right). \quad (4)$$

Обозначим:

$$2n = \frac{k}{m}; \quad p^2 = \frac{c}{m}; \quad \tilde{N} = \text{sign}(V)\left(\frac{f_1}{m}N\right); \quad \tilde{F} = \text{sign}(V)\left(\frac{f_2}{m}F_k\right), \quad \text{тогда из (4) получим}$$

$$x'' + 2nx' + p^2x = g + \tilde{N} + \tilde{F}. \quad (5)$$

Как показывает анализ правой части уравнения (5), первое слагаемое представляет собой константу, второе - разновидность функции синуса, третье - ступенчатую функцию.

Для решения и анализа уравнения (5) функции \tilde{N} и \tilde{F} необходимо разложить в ряды Фурье, используя общеизвестные выражения динамики кривошипно-шатунного механизма. После выполнения разложения, отбрасывания малозначимых членов и упрощения выражений, получили искомое решение.

$$x(\alpha) = \frac{g}{p^2} + \frac{a\sqrt{2}}{3\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}} \sin(\alpha + \varphi) - \frac{a\sqrt{2}}{5\sqrt{(p^2 - 9\omega^2)^2 + 36n^2\omega^2}} \cos(3\alpha + \psi), \quad (6)$$

где α и ω - угол поворота и угловая скорость кривошипа коленчатого вала трибометра соответственно.

Здесь

$$a = \frac{2f_t M \lambda r \omega^2}{m \pi}; \quad \varphi = \arctg \frac{p^2 - \omega^2 - 2n\omega}{p^2 - \omega^2 + 2n\omega}; \quad \psi = \arctg \frac{p^2 - 9\omega^2 - 6n\omega}{p^2 - 9\omega^2 + 6n\omega},$$

где M – масса поршня; r - радиус кривошипа; λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Первое слагаемое в (6) дает смещение центра колебаний и оно, в общем, может быть исключено путем коррекции нулевого значения датчика.

Остальная часть решения – сумма двух синусоид. При этом параметры, входящие в формулу (6), можно разделить на две группы.

Первая группа – масса поршня M , коэффициент трения в сопряжении «поршень- полоса» f_t , радиус кривошипа r и параметр λ влияют только на амплитуду колебаний.

Вторая группа – члены p^2 , n и ω , которые влияют как на амплитуду, так и на углы φ и ψ .

Построим и рассмотрим графики перемещения полосы при конкретных значениях параметров.

Пусть $M=0,1$ кг, $m=0,01$ кг, $f_t=0,1$; $\lambda=0,3$; $r = 0,04$ м.

После чего уравнение (6) может быть представлено в виде

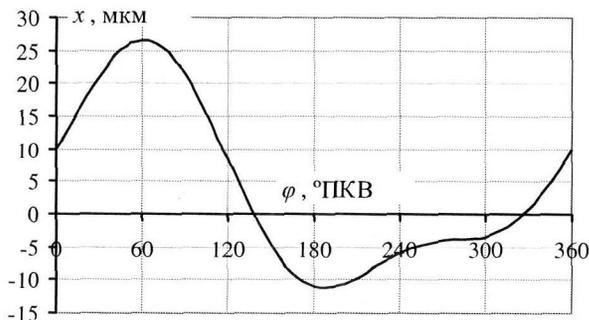
$$x(\alpha) = 10^{-5}(1 + 5\sin(\alpha + 45^\circ) - 3\cos(3\alpha + 45^\circ)). \quad (7)$$

Из выполненного численного анализа уравнения (7) получили, что жесткость s упругой связи недостаточно велика, и коэффициент вязкого сопротивления n не оказывает никакого влияния на характер движения полосы. Значение угловой скорости ω изменяет только амплитуду колебаний полосы.

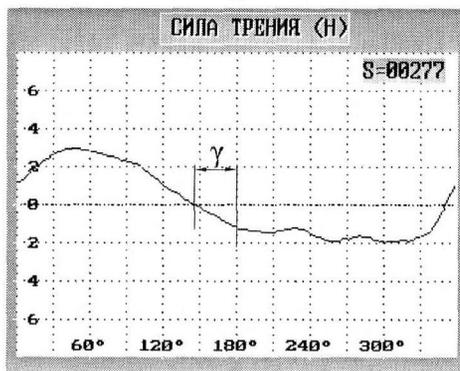
Приведенный на рис.1 графический пример перемещения измерительной полосы трибометра, полученный на основе (7), показывает, что расчетные данные достоверно отражают процесс трения, в целом совпадая с известными экспериментальными результатами. Из результатов исследования вытекало, что для устранения искажающего фазового сдвига требуется модернизация существующей конструкции, в частности, повышения жесткости упругой связи (например, заменой тензокольца на пьезоэлемент).\

Далее в данной главе для обоснования условий моделирования было осуществлено применение анализа размерностей и теории подобия к процессу смазки и трения, реализуемому на поршневом трибометре. Для этого потребовалось решение следующих задач:

1) Выбор параметров, необходимых и достаточных для описания процесса формирования силы трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) поршневой машины. 2) Составление матрицы размерностей. 3) Приведение матрицы к канонической форме и оценка ее ранга. 4) Вывод независимых комплексов из числа переменных величин. 5) Анализ независимых комплексов и прогнозирование мощности механических потерь (переход от модели к объекту).



а



б

Рис.1. Расчетное (а) и экспериментальное (б) проявление фазового сдвига γ нулевого значения силы трения в окрестности мертвых точек

Как показал анализ большого количества зависимостей, предложенных для расчета силы трения поршня, наиболее полно и достоверно поведение этой силы описывает формула, предложенная известными трибологами Ф. Боуденом и Д. Тэйбором:

$$F = \alpha F_b + (1 - \alpha) F_h \quad (8)$$

Здесь

$$\left. \begin{array}{l} 1 \\ 0 \\ 0,5 \end{array} \right\} = \alpha - \text{признак режима трения: } 1 - \text{ граничный режим трения; } 0 -$$

гидродинамический режим трения; 0,5 – смешанный режим трения.

При $\alpha=1$ формула (8) принимает вид

$$F = F_b.$$

Здесь F_b – сила граничного трения, определяемая известным законом Амонта

$$F_b = fN, \quad (9)$$

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

При $\alpha=0$ формула (8) сводится к выражению

$$F = F_h.$$

Здесь F_h – сила гидродинамического трения согласно Ньютону

$$F_h = \frac{\mu VA}{h}, \quad (10)$$

где μ – динамическая вязкость смазочного материала в зазоре деталей; V – средняя скорость относительного движения деталей; A – площадь смоченной поверхности движущейся детали; h – средняя толщина слоя смазочного материала в зазоре деталей.

Для так называемых ньютоновских жидкостей, которые рассматриваются в гидродинамике, динамическая вязкость μ должна быть дополнена параметром плотности ρ .

При $\alpha=0,5$ формула (8) определяется полусуммой выражений (9) и (10), характеризующая тем самым режим смешанного трения в сопряжении.

Площадь A в формуле (10) находится как проекция юбки поршня на развертку цилиндра, т.е.

$$A = LD, \quad (11)$$

где L – длина юбки поршня; D – диаметр юбки поршня.

Анализируя выражения (8)-(11), принимаем, что процесс трения в ЦПГ может быть описан следующим перечнем определяющих параметров: 1. Диаметр юбки поршня, D ; 2. Длина юбки поршня, L ; 3. Средний зазор в сопряжении «поршень-цилиндр», h ; 4. Средняя скорость движения поршня, V ; 5. Динамическая вязкость смазочного материала, μ ; 6. Плотность смазочного материала, ρ ; 7. Коэффициент граничного трения поршня о цилиндр, f ; 8. Боковая сила поршня, N ; 9. Сила трения поршня о цилиндр, F .

Для вышеперечисленных независимых параметров выполним анализ размерностей, необходимый для формирования исходной матрицы размерностей. В размерности параметров входят единицы измерения длины, времени и массы. Введем обозначения для этих единиц измерения: L - длина, T - время, M - масса. Запишем размерность каждого определяющего параметра в виде степенного одночлена:

$$[a]=L^{\alpha} T^{\beta} M^{\gamma} \quad (12)$$

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

С учетом (12), размерности определяющих параметров запишутся как:
 $[D]=L^1 T^0 M^0$; $[H]=L^1 T^0 M^0$; $[h]=L^1 T^0 M^0$; $[V]=L^1 T^{-1} M^0$; $[\rho]=L^{-3} T^0 M^1$;
 $[\mu]=L^{-1} T^{-1} M^1$; $[f]=L^0 T^0 M^0$; $[N]=L^1 T^{-2} M^1$; $[F]=L^1 T^{-2} M^1$.

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

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ -3 & 0 & 1 \\ -1 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & -2 & 1 \\ 1 & -2 & 1 \end{pmatrix} \sim \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

Матрица (13) имеет 3 ненулевые строки, следовательно, ее ранг равен 3: $r = \text{rank } A = 3$.

Воспользуемся II-теоремой, согласно которой, связь n размерных величин, образующих систему определяющих параметров, можно описать $n-r$ независимыми безразмерными комплексами, где r - ранг матрицы размерностей системы определяющих параметров.

Для рассматриваемого процесса трения в ЦПГ имеем систему из $n=9$ определяющих параметров. Ранг матрицы размерностей этой системы равен $r=3$. Следовательно, связь между определяющими параметрами может быть описана $n-r=6$ безразмерными комплексами.

Безразмерный комплекс ищем в виде степенного одночлена

$$\pi = x_1^{\alpha_1} \cdot x_2^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot x_n^{\alpha_n},$$

где $x_1 \dots x_n$ - определяющие параметры рассматриваемого процесса, $\alpha_1 \dots \alpha_n$ - показатели степеней при соответствующих параметрах.

Согласно положениям теории подобия, из числа всех комбинаций определяющих параметров необходимо выбрать только те, для которых выполняются условия $n-r=1$ и $n \leq 4$. При этом часть полученных сочетаний, дающих составные комплексы, необходимо исключить из рассмотрения.

В результате были отобраны 22 сочетания, из которых согласно следствию из П-теоремы к дальнейшему рассмотрению выбраны следующие 6:

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

При выполнении условий подобия значения первых трех безразмерных комплексов для модели и объекта будут равны. После чего для остальных трех комплексов, содержащих силу трения F , можно записать:

$$\frac{\rho_0 \cdot H_0^2 \cdot V_0^2}{F_0} = \frac{\rho_1 \cdot H_1^2 \cdot V_1^2}{F_1}; \quad \frac{h_0 \cdot \mu_0 \cdot V_0}{F_0} = \frac{h_1 \cdot \mu_1 \cdot V_1}{F_1}; \quad \frac{\rho_0 \cdot F_0}{\mu_0^2} = \frac{\rho_1 \cdot F_1}{\mu_1^2}.$$

Здесь индекс «0» соответствует величинам, описывающим модель (трибومتر), а индекс «1» - указывает на величины, соответствующие объекту моделирования (двигателю).

Из этих комплексов определим три варианта зависимостей для прогнозируемой силы трения объекта F_1 (14)-(16):

$$F_{1,1} = \frac{\rho_1 \cdot H_1^2 \cdot V_1^2}{\rho_0 \cdot H_0^2 \cdot V_0^2} \cdot F_0 = k_1 \cdot F_0; \quad (14)$$

$$F_{1,2} = \frac{h_1 \cdot \mu_1 \cdot V_1}{h_0 \cdot \mu_0 \cdot V_0} \cdot F_0 = k_2 \cdot F_0; \quad (15)$$

$$F_{1,3} = \frac{\rho_0 \cdot \mu_1^2}{\rho_1 \cdot \mu_0^2} \cdot F_0 = k_3 \cdot F_0; \quad (16)$$

где $k_1 \dots k_3$ – масштабные коэффициенты подобия.

Каждый из трех вариантов в различной мере описывает подобие модели и объекта, в связи с чем итоговая величина F_1 определится как

$$F_1 = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{3} \cdot F_0 = k \cdot F_0, \quad (17)$$

где k - среднее арифметическое значение масштабного коэффициента подобия.

Данная методика, включающая последовательную проверку выполнения условий подобия и вычислений по формулам (14)-(17), была применена для прогнозирования механических потерь в ЦПГ четырехтактного малогабаритного дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ГМЗ-450Д) и оценки адекватности натурального моделирования.

В третьей главе представлены концепция и результаты расчета, выбора и калибровки элементов измерительного комплекса на базе поршневого трибометра МГТУ. Были рассчитаны параметры, выбран материал, конструкция и осуществлена калибровка пьезоэлементов датчиков силы трения (рис.2).

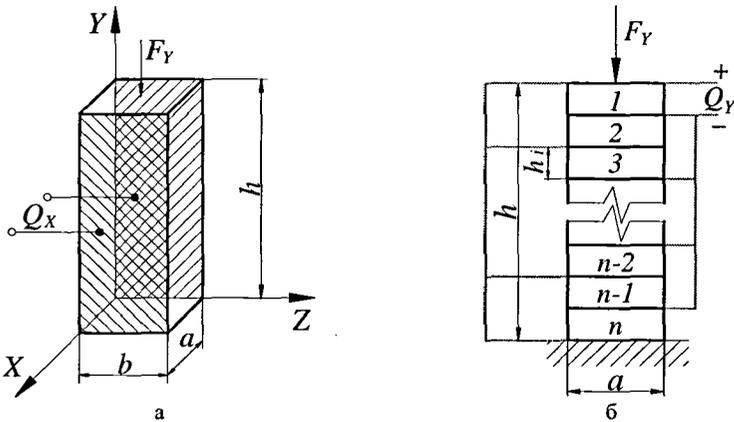


Рис.2. Расчетная схема и структура однослойного поперечного (а) и многослойного продольного (б) пьезоэлементов датчика силы трения

Расчет относительной погрешности измерения мощности механических потерь в ЦПГ поршневого трибометра показал, что этот показатель оценивается значением $\delta N_m = \pm 1,7\%$ (до модернизации было $\pm 5\%$), что позволяло использовать указанное оборудование для измерения так называемых малых изменений механических потерь, типичных при тестировании моторных масел и антифрикционных присадок.

Реализованная концепция измерительного комплекса на базе поршневого трибометра (см. гл.3, рис.3.5. диссертации) открыла возможность полноценного натурального моделирования процессов трения и формирования механических потерь в ЦПГ поршневой машины с традиционным КШМ, позволяя изучать влияние на механические потери таких показателей как частота вращения, нагрузка, температура масла, антифрикционные свойства масла (или трибологического состава в моторном масле).

Расчет механических потерь поршневого трибометра выполнен для частот вращения коленчатого вала в диапазоне от 1200 до 2200 мин^{-1} с шагом 200 мин^{-1} . Были рассмотрены два моторных масла: 1) обычное (не энергосберегающее) и 2) энергосберегающее. Оба масла – продукты гарантированного качества известных производителей.

Энергосберегающее масло отличается от обычного меньшей вязкостью и большим антифрикционным воздействием (меньшим коэффициентом граничного трения), за счет чего в итоге позволяет снизить трение смазываемых деталей и, стало быть, уменьшить удельный эффективный расход топлива двигателя. Входная информация по обычному и энергосберегающему маслам закладывалась на основе имеющихся экспериментальных данных – лабораторных анализов и результатов испытаний на машине трения. Расчеты осуществили с применением известной программы PISTON-DHT.

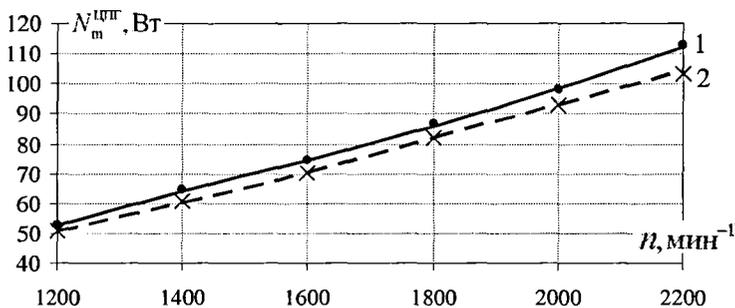


Рис.3. Расчетная характеристика механических потерь в ЦПГ поршневого трибометра при использовании различных моторных масел: 1 - обычное; 2 - энергосберегающее

Как видно из рис.3, расчетная мощность механических потерь в ЦПГ моделирующей установки при использовании энергосберегающего моторного масла вместо обычного оказалась значимо (до 8%) меньше.

Аналогичные по характеру результаты были получены при расчетном прогнозировании характеристики механических потерь в ЦПГ объекта моделирования - малоразмерного быстроходного дизеля 1Ч 85/80 (ТМЗ-450Д) - рис.4.

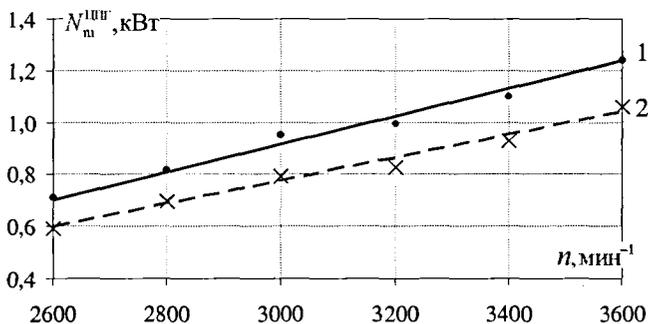


Рис.4. Расчетная характеристика механических потерь в ЦПГ дизеля ТМЗ-450Д при использовании различных моторных масел: 1 - обычное; 2 - энергосберегающее

Полученные результаты при работе на обычном масле для номинального скоростного режима 3600 мин^{-1} ($N_m^{trib} = 1,251 \text{ кВт}$) послужили основой для последующего сопоставления с экспериментальными данными с целью проверки адекватности расчетного моделирования механических потерь.

Четвертая глава содержит описание методик, оборудования, объектов и анализ экспериментальных результатов измерения параметров трения и механических потерь в поршневом трибометре и дизеле ТМЗ-450Д, а также сопоставление этих результатов с ранее полученными теоретическими и расчетными данными.

В ходе предварительного лабораторного тестирования на машине трения МИ-6 была подтверждена эффективность энергосберегающего масла по сравнению с обычным (снижение коэффициента трения на 19%), что позволило рекомендовать выбранные объекты сравнения на последующие этапы испытаний.

Проведенной модернизацией, в том числе включавшей обоснованное теорией повышение жесткости связи упругой подвески измерительной полосы в цилиндре, удалось практически полностью устранить проявление фазового сдвига нулевой точки, искажавшее реальный процесс регистрации силы трения в ЦПГ поршневого трибометра (рис.5).

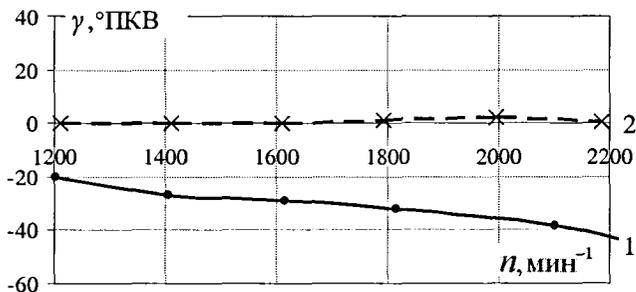


Рис.5. Значение угла фазового сдвига нулевой точки силы трения на измерительной полосе поршневого трибометра в зависимости от скоростного режима до (1) и после (2) модернизации измерительного узла

Измерения мощности механических потерь в ЦПГ поршневого трибометра (рис.6) показали достаточную чувствительность как метода, так и самого устройства к малым изменениям механических потерь, обусловленным, в данном случае, переходом с обычного моторного масла на энергосберегающее, и, кроме того, позволили получить необходимую информацию для экспериментального прогнозирования абсолютного значения и относительной разницы мощности механических потерь в ЦПГ объекта моделирования на основе использования зависимостей (14)-(17): для номинального скоростного режима $3600 \text{мин}^{-1} N_m^{umr} = 1,314 \text{кВт}$ (обычное масло); $N_m^{umr} = 1,214 \text{кВт}$ (энергосберегающее масло); относительная разница – 7,6%.

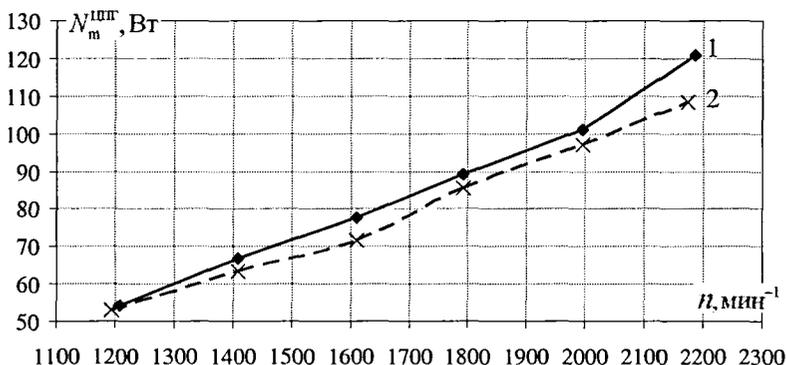


Рис.6. Вид и сопоставление экспериментальных характеристик механических потерь в ЦПГ поршневого трибометра при смазывании обычным (1) и энергосберегающим (2) моторными маслами температурой 70°C

Сопоставление внешних скоростных характеристик дизеля ТМЗ-450Д, снятых при использовании обычного и энергосберегающего моторного масла в системе смазки, подтвердило эффективность служебных свойств последнего, проявившуюся в снижении удельного эффективного расхода топлива в среднем на 4,8%. Причина улучшения экономичности, как показали последующие испытания, состояла в снижении механических потерь. Экспериментальные измерения механических потерь на дизеле ТМЗ-450Д были выполнены с применением известного типового метода прокрутки по ГОСТ 14846-81 и нового специального метода температурных полей цилиндра, разработанного проф. С.В. Путинцевым и опробованного в целом ряде работ, включая диссертационные исследования А.В. Синюгина, М.Д. Пронина и др.

Методом прокрутки были сняты характеристики общих механических потерь дизеля при работе на каждом из сравниваемых масел, включающие контрольную точку на номинальной частоте вращения 3600мин^{-1} (рис.7). Пересчет результатов измерений с учетом поправочных понижающих коэффициентов 0,75 и 0,4, соответственно учитывающих завышение значений механических потерь из-за роста вязкости моторного масла во время отключения подачи топлива и долю механических потерь, приходящихся на трение поршня с кольцами, дал величину мощности механических потерь в ЦПГ и оценку относительного снижения механических потерь в случае замены обычного масла на энергосберегающее: 1,245кВт; 1,197кВт и 3,9%.

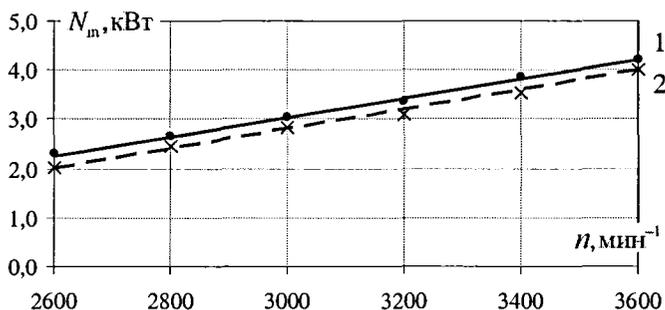


Рис.7. Характеристики общих механических потерь дизеля ТМЗ-450Д при использовании обычного (1) и энергосберегающего (2) моторного масла

В рамках применения специального метода, измерением температур в 12-ти точках по высоте и окружности стенки цилиндра дизеля ТМЗ-450Д в режиме прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте 3600мин^{-1} были построены термограммы трения сравниваемых объектов (см. гл.4 рис.4.25.). Обработкой этих результатов на основе выведенной в диссертации А.В. Синюгина зависимости, связывающей среднюю температуру трения в цилиндре с мощностью механических потерь, для сравниваемых масел получены следующие значения мощности и относительной разницы механических потерь в ЦПГ: 1,207кВт; 1,008кВт и 16,5%.

Анализ экспериментальных результатов оценки механических потерь в ЦПГ дизеля обнаружил взаимное соответствие применяемых методов и подтвердил факт большей чувствительности (в четыре раза) к малым изменениям механических потерь специального метода температурных полей цилиндра по сравнению с типовым методом прокрутки.

Сопоставление результатов расчетного и натурного моделирования с данными моторных испытаний указало на адекватное отражение характера процессов трения в ЦПГ ДВС при моделировании с расхождением абсолютных величин прогноза и эксперимента не более 9%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Методы и устройства для измерения малых изменений механических потерь остаются востребованными для решения широкого круга задач машиностроения в целом и для оценки энергосбережения используемых смазочных материалов, в особенности.

2. Поршневой трибометр как моделирующая установка наилучшим образом подходит для решения указанной задачи, но требует модернизации и применения положений теории подобия для переноса результатов моделирования на объект - поршневой двигатель.

3. На основе анализа колебательной системы измерительного узла поршневого трибометра найдено решение проблемы фазового сдвига, позволившее устранить искажение процесса и снизить с 5 до 1,7% погрешность измерений механических потерь.

4. В итоге применения анализа размерностей и теории подобия к поршневой машине проверены и подтверждены условия подобия процессов трения моделирующей установки и объекта моделирования, получены общие выражения масштабных коэффициентов, необходимых для переноса результатов моделирования на объект.

5. После соответствующей модернизации конструкции, создания расчетного и программного обеспечения собран, отлажен и запущен в работу мобильный измерительный комплекс для регистрации малых изменений и натурного моделирования механических потерь в ЦПГ поршневых двигателей.

6. Испытаниями на поршневом трибометре изучено влияние ряда основных показателей режима работы на механические потери, оценена трибологическая эффективность смазочных материалов, получены данные для прогнозирования механических потерь объекта моделирования – дизеля ТМЗ-450Д.

7. Адекватность результатов моделирования подтверждена в ходе испытаний обычного и энергосберегающего моторных масел на дизеле ТМЗ-450Д типовым и специальным методами: расхождение ожидаемых и экспериментальных значений мощности механических потерь в ЦПГ не превысило 9%.

Основное содержание диссертации представлено в работах:

1. Чирский С.П. Проблемы воспроизводимости и подобия при испытаниях на трение материалов для ДВС//Студенческая научная весна-2009: Сб. тез. докл. общеуниверсит. НТК. М., 2009. Т.8, ч.1. С.122-123.

2. Путинцев С.В., Чирский С.П. Поршневой трибометр для моделирования процессов трения и изнашивания в ДВС//Двигатель-2010: Сб. трудов междунар. конф., посв. 180-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана. М., 2010. С.97-99.

3. Путинцев С.В., Аникин С.А., Чирский С.П. Анализ колебательной системы силоизмерительного узла поршневого трибометра//Электронный журнал Наука и образование: электронное научно-техническое издание. №10, октябрь 2011. URL <http://technomag.edu.ru/doc/221860.html> (дата обращения 15.04.12).

4. Путинцев С.В., Антонюк П.Н., Чирский С.П. Применение теории подобия для моделирования и прогнозирования механических потерь в поршневом двигателе//Двигателестроение. 2011. №3 (245). С.3-6.

Формат 60x90/16. Объем 1 п.л. Тираж 100 экз.
Бумага офсетная 80 гр./м².
Отпечатано в типографии ООО “Атлет Пресс”
г. Москва, ул. Ф. Энгельса д. 6 корп.2
+7 (499) 340-65-47