

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ ПОРШЕНЬ–ЦИЛИНДР ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

*К.В. Гаврилов, к.т.н., доц., А.А. Дойкин, к.т.н., доц.,
В.Е. Лазарев, д.т.н., проф., А.А. Асауляк, асп.
Южно-Уральский государственный университет*

Приводятся результаты экспериментальных исследований материалов пары трения поршень–цилиндр форсированного дизеля типа ЧН13/15 на трибометре SRV, реализующем возвратно-поступательное движение контртел. Исследованы условия нагружения сопряжения, соответствующие появлению смешанного и граничного режимов трения. Получена зависимость линейной интегральной интенсивности изнашивания от контактного давления с использованием DST (Difference Surface Topography)-исследования. Выполнена оценка ресурса трибосопряжения.

Современные тенденции форсирования ДВС и, в частности, дизельных двигателей характеризуются повышенными термомеханическими нагрузками всех деталей и узлов, и прежде всего основных трибосопряжений (ТС) жидкостного трения (подшипники коленчатого вала, сопряжение «поршень–цилиндр», подшипники турбокомпрессора). Для высокофорсированных дизелей проблема надежности трибосопряжений еще более актуальна, так как двигатели работают, как правило, в замкнутых пространствах, при высоких температурах окружающей среды. При этом высокая термомеханическая нагруженность часто не позволяет создать энергоэффективные трибосопряжения с гидродинамическим режимом трения.

В тяжело нагруженных сопряжениях жидкостного трения процессы течения вязкой жидкости в тонких смазочных слоях нарушаются вследствие возможных контактных взаимодействий сопрягаемых поверхностей. Это приводит к появлению режимов смешанного и граничного трения и росту интенсивности изнашивания ТС.

Системы ДВС, на которые приходится наибольшая доля механических потерь на трение, условно можно разделить на три подгруппы [1]: цилиндро-поршневая группа, клапанный механизм и подшипники коленчатого вала.

Механические потери в этих подгруппах были проанализированы Пинкусом и Викоком (Pinkus, Wikcock) [2], а также Тэйлором и Коем (Taylor, Coe) [3].



На основании данных Розенберга (Rosenberg) [4], Бартца (Bartz) [5], Тунга и Мак Миллана (Tung, McMillan) [6] потери на трение в процентном соотношении составляют: 45 % (38–68 %) — цилиндро-поршневая группа (ЦПГ), 30 % (20–44 %) — подшипники коленчатого вала, 15 % (3–34 %) — клапанный механизм, 10 % приходится на гидравлические и насосные потери.

Контактное взаимодействие поверхностей трения элементов ЦПГ (поршень-цилиндр, поршневые кольца-цилиндр) является наиболее сложным по своей природе в сравнении с другими ТС ДВС и включает в себя следующие состояния [3, 4]: 40 % цикла составляет гидродинамический режим трения, 40 % — упругогидродинамический режим, 10 % — смешанный режим трения, 10 % — граничный режим трения.

Таким образом, рассматриваемое ТС поршень-цилиндр является одним из ресурсопределяющих для ДВС. С учетом этого цель работы — экспериментальное исследование сопряжения поршень–цилиндр форсированного дизеля, определение зависимости интенсивности изнашивания материалов сопряжения от контактного давления и скорости перемещения для оценки ресурса.

Экспериментальная оценка параметров трения и изнашивания проводилась для материалов



Рис. 1. Внешний вид трибометра SRV с циркуляционным контуром смазочного масла

трибосопряжения поршень-цилиндр форсированного двигателя ЧН13/15 на трибометре SRV (рис. 1), представляющем собой лабораторный прибор для изучения фрикционных свойств различных материалов. Прибор позволяет реализовать схему контактного взаимодействия с возвратно-поступательным движением образцов. Образец (рис. 2), изготовленный из гильзы цилиндра (специальный легированный чугун ЧМН), является неподвижным образцом, а изготовленный из поршня (алюминиевый сплав АК4) совершает возвратно-поступательное движение относительно прижатого к нему образца гильзы цилиндра. Показателями процесса фрикционного взаимодействия в измерительной системе прибора являются непрерывная запись нормальной силы, сближения изнашиваемых тел, коэффициента трения и времени.

В качестве смазки использовалось рекомендуемое для дизельных двигателей моторное масло марки SAE 5W-30, которое наносилось на поверхность пластины в объеме одного миллилитра.

Основными внешними характеристиками, влияющими на скорость изнашивания сопряжения, являются контактное давление p_a и линейная скорость перемещения V . Значения p_a и V на три-

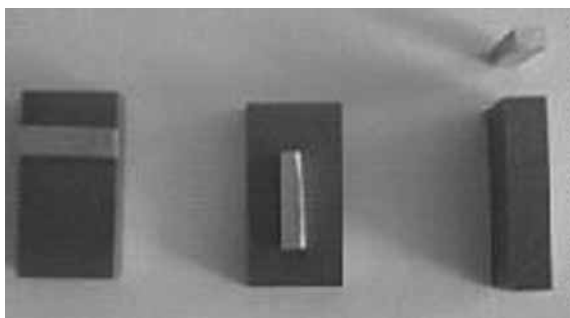


Рис. 2. Тестовые образцы для проведения трибометрических исследований

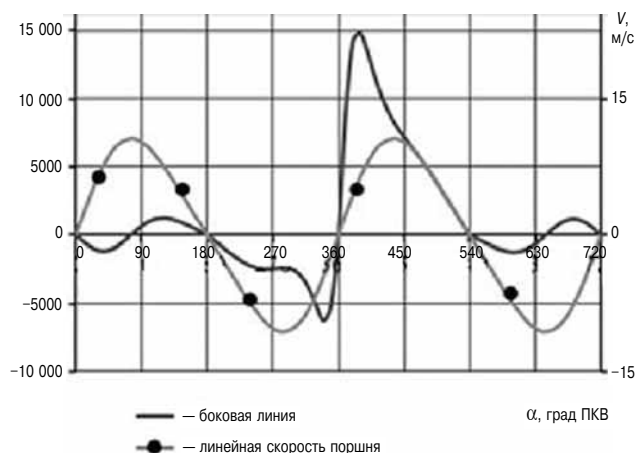


Рис. 3. Зависимости боковой нагрузки и скорости поршня от угла ПКВ

бометре соотносились с предварительно рассчитанными значениями боковой силы F и скоростью движения поршня в сопряжении в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля (рис. 3), что позволило определить задаваемый диапазон значений нормальной нагрузки от 50 до 100 Н, частоту возвратно-поступательных перемещений образца поршня от 17 до 50 Гц и амплитуду равную 3 мм.

Оценка глубины и объема слоя металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, осуществлялась с использованием DST-метода [7], сущность и краткое описание которого заключается в следующем (рис. 4).

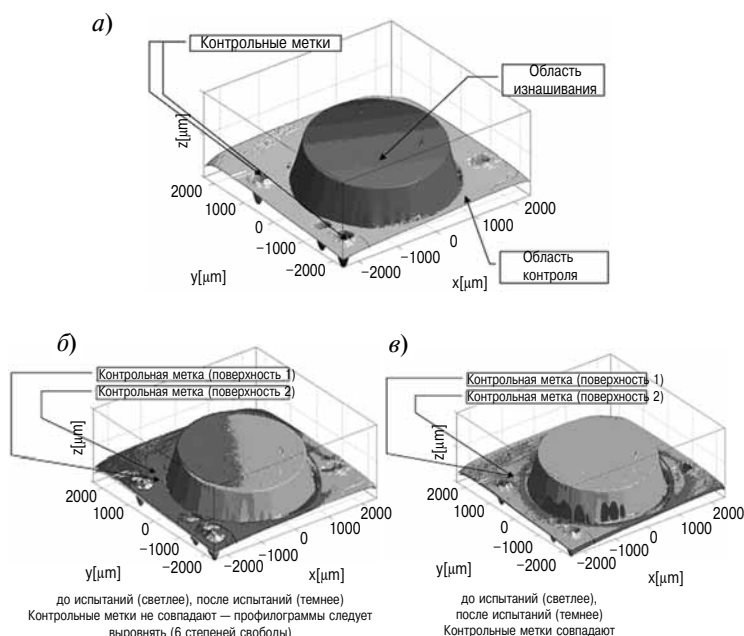


Рис. 4. Иллюстрация DST-метода:

a — профилограмма поверхности до испытаний; *б* — совмещение профилограмм после испытания при несовпадающих контрольных метках; *в* — совмещение профилограмм после испытания при совпадающих контрольных метках, зарегистрированных до и после проведения испытаний

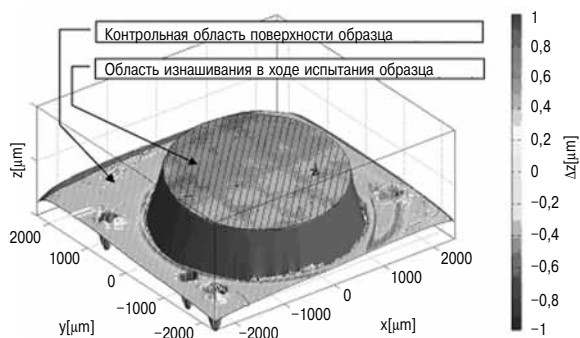


Рис. 5. Диаграмма разности высот микронеровностей, зарегистрированных до и после проведения испытаний

Перед проведением тестовых испытаний на рабочие поверхности исследуемых образцов материалов тел трения наносилось несколько (обычно четыре) контрольных меток. С использованием электронного микроскопа и специального программного обеспечения поверхности трения исследуемых образцов профилометрировались и получали в результате трехмерную (3D) профилограмму поверхностей до проведения испытаний.

По завершении тестовых испытаний процедуру профилометрирования рабочих поверхностей образцов повторяли и полученную профилограмму поверхности после испытаний сопоставляли с имеющейся профилограммой поверхности до испытаний, используя для точного совмещения профилограмм заранее подготовленные метки (см. рис. 4). Основной целью нанесения меток на исследуемую поверхность является последующее точное совмещение точек дискретизации поверхности (для микровыступов и впадин) с последующей оценкой разности высот и глубины изношенного слоя металла.

В результате совмещения профилограмм (рис. 5), полученных до и после проведения трибометрических испытаний образцов, определялась глубина и объем металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, что при известных «входящих» параметрах сопряжения (условий нагружения, пути трения, продолжительности контактного взаимодействия и т. п.) позволяет оценить параметры трения и изнашивания в сопряжении.

Электронный микроскоп с программным обеспечением для проведения профилометрирования тестовых образцов и последующей обработки полученных изображений микронеровностей шероховатости до и после проведения исследований представлен на рис. 6.

Для приближения условий испытания исследуемых материалов к эксплуатационным эксперименты проводились в условиях циркуляции смазочного масла с температурой 100 °С.



Рис. 6. Электронный микроскоп

Притирка исследуемой пары образцов не проводилась, поскольку для хонингованной поверхности образца гильзы в процессе притирания контактирующих поверхностей произойдет как истирание, так и затирание частицами износа тонкого слоя поверхности, что недопустимо в проводимом исследовании.

На рис. 7 и 8 приведены профилограммы и опорные кривые поверхностей образцов гильзы цилиндра и юбки поршня до эксперимента.

Уровень изнашивания образца гильзы цилиндра (специальный чугун) рассматривался как неизмеримый или несопоставимо меньший, чем уровень изнашивания алюминиевого образца, что являлось одним из допущений при проведении эксперимента.

В качестве примера для одного из режимов нагружения на рис. 9 приведены профилограммы поверхности исследуемого образца из алюминиевого сплава до и после испытаний с указанием областей размещения инденторов для оценки глубины и объема изношенного слоя металла DST-методом.

Глубина изношенного слоя оценивалась с использованием профилограмм поверхности ис-

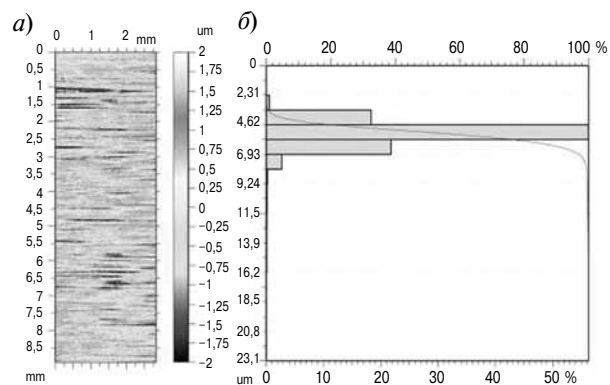


Рис. 7. Профилограмма (а), опорная кривая (б) поверхности исследуемого образца гильзы цилиндра

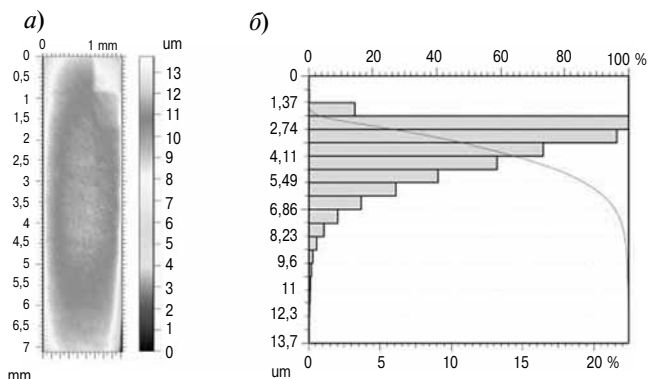


Рис. 8. Профилграмма (а), опорная кривая (б) поверхности исследуемого образца юбки поршня

следуемого образца и распределения высот микронеровностей в области размещения индентора (рис. 10).

В процессе проведения эксперимента непрерывно записывались фиксируемые значения коэффициента трения, толщины изношенного слоя, температуры.

На основании экспериментальных данных линейная интегральная интенсивность изнашивания образца материала поршня рассчитывалась по формуле

$$I_h = \Delta h / L,$$

где Δh — глубина изношенного слоя; L — путь трения.

На рис. 11 точками указаны экспериментальные значения интенсивности изнашивания, полученные в соответствии с выражением (1), на основании которых построена аппроксимирующая локальная зависимость интенсивности изнашивания I_h от контактного давления p_a для рассматриваемого сопряжения поршень—цилиндр:

$$I_h = 2,7 \cdot 10^{-9} \cdot p_a^{1,5}.$$

Полученная зависимость (2) в дальнейшем использовалась для оценки ресурса сопряжения дизеля ЧН13/15.

Продолжительность периода граничного трения, являющегося определяющим при оценке ресурса, оценивалось временем существования критической толщины масляного слоя в сопряжении, определяемой по результатам расчетного

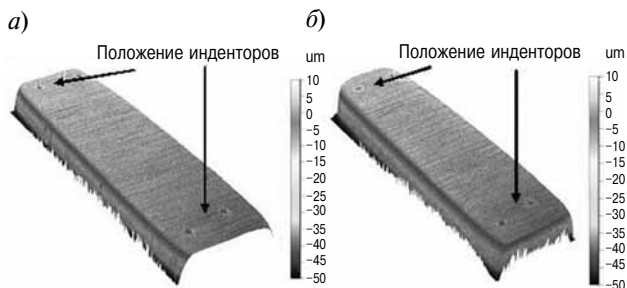


Рис. 9. Поверхность образца из алюминиевого сплава до (а) и после (б) проведения испытаний ($p_a = 1,66$ МПа, $V = 0,1$ м/с)

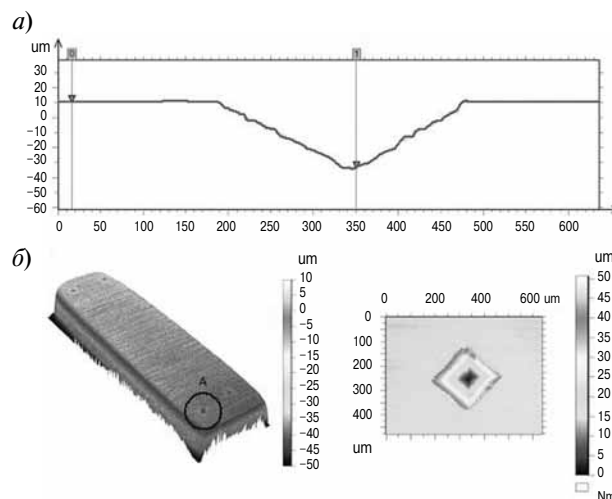


Рис. 10. Профилграмма поверхности исследуемого образца после эксперимента (а) и распределение высот микронеровностей в области размещения индентора (б)

анализа, при этом учитывались особенности реального режима работы дизеля при выполнении характерных работ инженерной машиной, на которой он установлен [8].

С учетом того, что в паре трения поршень (алюминиевый сплав)—цилиндр (легированный чугун) происходит значительно более интенсивное изнашивание поверхности поршня, при оценке триботехнических параметров сопряжения задавались характеристики алюминиевого сплава.

Время изнашивания контактного слоя определенной толщины оценивалось на основании экспериментально полученной зависимости интенсивности изнашивания:

$$t_{изн} = h_{изн} / (I_h \cdot V),$$

где $h_{изн}$ — толщина изношенного слоя, которая определялась как разность между суммой максимальных высот микронеровностей контактирующих поверхностей R_{max} , равной 15 мкм (см. рис. 7, 8) и расчетным значением наименьшей толщины смазочной пленки $inf h_{min} = 8,6$ мкм, полученной по авторской методике [9–11].

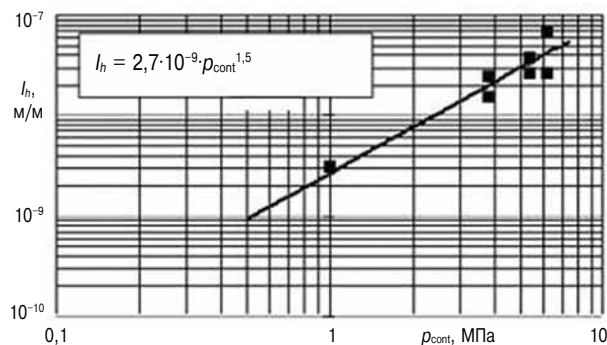


Рис. 11. Зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления

Параметры нагруженности и изнашивания направляющей части поршня

Параметры	Нагрузка дизеля, %			
	0	10	50	100
Доля времени работы с нагрузкой, %	10	28	28	34
Боковая сила в сопряжении, кН	10,6	10,8	12,3	15,0
Номинальное давление, МПа	0,6	0,6	0,7	0,9
Доля контактного взаимодействия, %	0,0	0,0	1,5	12,5
Интенсивность изнашивания, м/м	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,6 \cdot 10^{-9}$	$2,2 \cdot 10^{-9}$
Предельный износ, мкм	6,4			
Время работы до предельного износа фактической площади контакта $t_{изн}$, ч	20 000	20 000	0,2	0,08
Время работы до предельного износа номинальной площади контакта $t_{изн}^{ном} = t_{изн} A_a / A_r$, ч	20 000	20 000	23	9,2
Моторесурс сопряжения, мч	20 000	20 000	1532	73
Средний моторесурс сопряжения, мч	8053			

Величина наибольших минимумов профиля хонингованной поверхности гильзы цилиндра на основании профилометрирования составила 7 мкм. Сравнивая это значение с величиной $h_{изн}$, а также учитывая зафиксированный в ходе проведения эксперимента факт переноса материала изнашиваемой поверхности поршня на поверхность гильзы, следует предположить процесс нивелирования ее хонингованной поверхности. Это значительно снижает ее маслосъемность и является одной из причин повышенного износа или задира в сопряжении.

Кроме того, при оценке среднего моторесурса сопряжения учитывалось распределение нагрузки дизеля в реальных условиях работы инженерной машины, а время изнашивания сопряжения в условиях возникновения граничного режима трения определялось на основании результатов расчета минимальной толщины смазочного слоя и доли контактного взаимодействия в течение рабочего цикла дизеля α_{lim} (%) [8].

На режимах холостого хода и 10 %-ного нагружения расчетные области контактного взаимодействия отсутствовали, поэтому время износа сопряжения для этих режимов принималось эквивалентным заданному ресурсу рассматриваемого дизеля и составляло 20 000 ч.

Результаты расчета основных параметров контактирования юбки поршня и гильзы цилиндра при различных режимах нагружения дизеля представлены в таблице, где A_a и A_r — соответственно номинальная и фактическая площади контакта [8].

Таким образом, проведены экспериментальные исследования, в результате которых для материалов исследуемого сопряжения получена зависимость для интенсивности изнашивания, позволившая

Таблица

оценить ресурс трибосистемы поршень–цилиндр дизеля с учетом режима его работы.

Необходимо отметить, что время контактного взаимодействия поверхностей трения достаточно продолжительно, особенно при максимальной нагрузке, и составляет 90° по углу поворота коленчатого вала за цикл нагружения. Такой результат свидетельствует о необходимости проведения исследований по оптимизации профиля поршня дизеля, что позволит снизить долю контактного взаимодействия, тем самым снизить механические потери и повысить ресурс трибосопряжения.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 16-08-00990\16, проект № 16-08-01020\16).

Литература

1. Holmberg K., Andersson P., Erdemir A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International* 47(2012). — P. 221–234.
2. Pinkus O., Wilcock D.F. Strategy for energy conservation through tribology. New York: ASME; 1977. — 174 p.
3. Taylor R.I., Coy R.C. Improved fuel efficiency by lubricant design: a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 2000; 214J. — P. 1–15.
4. Rosenberg R.C. General friction considerations for engine design. SAE Paper 821576; 1981. — P. 59–70.
5. Bartz W.J. Fuel economy improvement in engine and gear oils. In: *Proceedings of the 24th Leeds-Lyon symposium on tribology, tribology for energy conservation*. London, UK, Elsevier Series 34. Amsterdam, Netherlands, Elsevier; September 4–6, 1998. — P. 13–24.
6. Tung S.C., McMillan M.L. Automotive tribology over view of current advances and challenges for the future. *Tribology International*. — 2004. — 37(7). — P. 517–536.
7. Vorlaufer G., Ilincic S., Franek F. and Pauschitz A. Wear quantification by comparison of surface topography data, *Encyclopedia of Tribology*, Springer, 2012. — P. 4087–4093.
8. Goryacheva I.G., Morozov A.V., Rozhdestvensky Y.V., Gavrilov K.V., Doikin A.A. Development of method for calculating and experimentally evaluating tribological parameters of piston-cylinder tribosystem of diesel engine. *Journal of Friction and Wear*. — 2013. — T. 34. — № 5. — P. 339–348.
9. Rojdestvensky Y.V., Gavrilov K.V., Doikin A.A., Levanov I.G. Numerical and experimental investigations of the piston-cylinder" tribosystem of diesel engine. 5th World Tribology Congress, WTC 2013. — P. 1255–1258.
10. Задорожная Е.А., Мухомтов И.В., Леванов И.Г. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнагруженных узлов трения поршневых и роторных машин. Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2011. — № 7. — С. 22–30.
11. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya, E.A. Karavaev V.G. Levanov I.G. Improvement of the computation procedure for complex-loaded sleeve bearings lubricated with non-newtonian oils. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. — 2010. — 39 (1). — P. 52–55.