

Кубич В.И.,**Слынько Г.И.,****Юдиценко А.В.**

Запорожский национальный

технический университет,

г. Запорожье, Украина

E-mail: reibung1@mail.ru**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ
МОЛЕКУЛЯРНОЙ СВЯЗИ ПОВЕРХНОСТЕЙ
В ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯХ
ЦИЛИНДРО - ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВС**

УДК 621.891

Приведены результаты оценки сдвигового сопротивления и пьезокоэффициента молекулярной связи поверхностей в сопряжениях эксплуатационной цилиндро-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания. Для этого выполнено физическое моделирование сдвиговых перемещений поршня с кольцами относительно неподвижно закрепленной гильзы цилиндра и измерение сил сопротивления движению с использованием оборудования машины трения СМЦ-2, при котором неравномерность износа гильз цилиндров по высоте определяла значения силы прижатия к ней поверхности кольца, обусловленной его упругой характеристикой. В качестве примера, в соответствии с приведенными текучими значениями сдвигового сопротивления и удельного давления в зоне распределенного контакта, определены численные значения параметров молекулярной составляющей силы трения для колец и гильзы цилиндра двигателя ЗМЗ-402.

Ключевые слова: сдвиговое сопротивление, пьезокоэффициент, сила трения покоя, площадь контакта, сила упругости кольца.

Вступление

Решение прикладных задач триботехнического содержания неотъемлемо связано с учетом молекулярной и механической составляющей коэффициента трения, который представляется как один из многочисленных параметров для расчетной оценки интенсивности изнашивания поверхностей трения. Однако в исследуемых трибологических системах материалов изнашиванию подвергаются не только поверхностные слои элементарных деталей, например, вал, вкладыш, дорожка качения, шарик, ролик и др., а также образующиеся при контактном взаимодействии устойчивые вторичные структуры. Одним из типов таких структур представляются смазочные образования, которые при экранировании материалов сопряженных деталей в определенных условиях и режимах взаимодействия подвергаются изнашиванию. Приведенное указывает на необходимость установления закономерностей изменения параметров молекулярной связи между материалами в условиях перехода от трения при наличии смазочного материала к трению без смазочного материала. Это может обусловить характеристику изнашивания непосредственно самих поверхностных смазочных образований и определить время их функционального действия.

Вопросам оценки молекулярной составляющей коэффициента трения для различных материалов и сред их взаимодействия посвящено большое количество исследовательских работ. При этом уделяется внимание совершенствованию метода вдавливания одного тела в другое с последующим проворачиванием и измерением параметров отпечатка, предложенного в свое время И.В. Крагельским, М.Н. Добычиним и В.С. Комбаловым [1]. Так, в работе [2] использована сконструированная, изготовленная и проверенная на практике установка УСГ-2008, позволяющая определять удельную силу трения и фрикционные параметры материалов на модели шероховатой поверхности. Особенностями испытаний является возможность воспроизводить гидростатического давления в контакте до 140 МПа и температуры до 200° С. Для этого используются малогабаритные образцы конической формы, вдавливаемые в образец с отверстием, изготовленные из материалов бронза БрАЖН 10-4-4, сталь 40Х13, алюминиевый сплав Д16. В работе [3] в рамках теоретических исследований констатируется значимость знаний закономерностей изменения сдвиговой прочности молекулярных связей, коэффициента трения и условия работы пары трения при внешнем трении для выбора эффективной стратегии поддержания восстановленного вала турбокомпрессора в работоспособном состоянии при применении электроискровых покрытий. В работе [4] при разработке критериев формирования структур и параметров систем обработки, обеспечивающих заданные эксплуатационные свойства закаленных крупномодульных зубчатых колес, делается акцент на известную классическую зависимость сдвиговой прочности молекулярной связи от энергии активации поверхности, которая предопределяется структурой и свойствами поверхностных активных слоев материалов. Воспроизведение последних при проведении исследований на подобных малогабаритных образцах представляется маловероятным, что вносит определенные условия в конечный получаемый результат.

Из рассмотренного следует, что для каждого конкретного исследования предполагаются свои соответствующие модельные эксперименты, направленные на оценку сугубо определенных параметров материалов, что представляется очевидным и неотъемлемым для выполнения исследовательской работы. Наряду с этим возникает достаточно уместный вопрос, рассмотрению которого авторами должного внимания не уделялось. Насколько будет гарантирована связь по совокупности проявляющихся анализируе-

мых свойств между натурными изделиями в процессе их эксплуатации, и используемыми классическими модельными малогабаритными образцами? Как быть? Остаться на уровне значимой оценки, выполненной в соответствии с существующими регламентированными методиками, или же по возможности выполнять оценку для натуральных эксплуатационных сопряжений? И при этом приводить полученные численные значения анализируемого параметра в соответствующие соотношения со значениями, полученными в соответствии с общепринятыми методиками измерений, используя масштабный коэффициент перехода. Более объективным является второй подход. В основу такого подхода будет положена, в первую очередь, воспроизводимость физико - механических, геометрических свойств, определяющих трибологическое состояние поверхности натурального образца, а геометрический фактор будет выполнять роль согласования приведенных численных значений.

В соответствие с обозначенным важным этапом при проведении оценки молекулярной составляющей взаимодействия представляется экспериментальное моделирование состояния поверхностных слоев. Так, в работе [5] выполнен анализ технологических возможностей стационарной машины испытания материалов на трение и износ модели СМЦ-2. Авторами предложена конструкция дополнительной оснастки для установки натуральных эксплуатационных цилиндро-поршневых групп с приводом подвижного звена - поршень с кольцами и пальцем на вал машины трения, и определены возможные моделируемые условия теплового и механического нагружения зон контакта поверхностей трения деталей.

Цель и постановка задачи

Целью работы является разработка методического обеспечения экспериментальной оценки сдвигового сопротивления и пьезокоэффициента молекулярной связи для поверхностей элементов трибосопряжений «кольцо-гильза цилиндра», «юбка поршня - гильза цилиндра» эксплуатационной цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Для достижения обозначенной цели необходимо выполнить физическое моделирование сдвиговых перемещений поршня с кольцами относительно неподвижно закрепленной гильзы цилиндра с измерением сил сопротивления движению, что возможно в соответствии с габаритными размерами, например для ЦПГ бензинового двигателя ЗМЗ-402, и дополнительно изготовленной и размещенной оснасткой для ее крепления на станине стационарной машины трения СМЦ-2 [5]. Предложенный подход позволит определить численные значения параметров молекулярной связи поверхностей для конкретных исследуемых материалов деталей. Причем, механические и геометрические характеристики контактируемых поверхностей априори сформированы их эксплуатационными условиями работы.

Изложение методов и материалов исследования

В соответствии с биноминальным законом трения для твердых тел сдвиговое сопротивление молекулярной связи поверхности кольца, юбки поршня по поверхности цилиндра определяется в соответствии с выражением [1]:

$$\tau = \tau_0 + \beta \cdot p_r, \quad (1)$$

где τ_0 – сдвиговое сопротивление молекулярной связи двух поверхностей при фактическом давлении в зоне контакта $p_r = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-1}$;

p_r – фактическое давление в зоне контакта, $\text{Н} \cdot \text{мм}^{-1}$;

β – пьезокоэффициента молекулярной составляющей.

Для определения величин в выражении (1) предлагается измерять сопротивление перемещению для каждого из рассматриваемых трибосопряжений ЦПГ в нескольких сечениях гильзы. При этом неравномерность износа гильзы цилиндра по высоте будет определять отличия в значениях силы прижатия к ней поверхности кольца, обусловленной упругой характеристикой. Таким образом, в каждом анализируемом сечении оценивается характер сдвигового сопротивления. Значения нагрузки (силы прижатия) отнесенные к площади контакта определяют фактическое давление в каждой из зон контакта. Графическая интерпретация полученных результатов по усредненным экспериментальным данным позволит определить значения параметров молекулярной составляющей τ_0, β , и аппроксимирующее математическое выражение для оценки молекулярной составляющей силы трения.

Сдвиговое сопротивление молекулярной связи двух поверхностей, например, кольца и гильзы, определится в соответствии с выражением:

$$\tau = \frac{F_t}{S_{нк}} = \frac{F_t}{(2\pi r_u - f_i)h_k}, \quad (2)$$

где $r_{\text{ц}}$ – радиус цилиндра, мм;

f_i – зазор в замке кольца, мм;

h_k – высота кольца, мм;

F_t – сила трения покоя, Н;

$S_{\text{нк}}$ – номинальная площадь контакта поверхности кольца с гильзой цилиндра, мм².

Для фрикционного взаимодействия юбки поршня и гильзы цилиндра, с учетом теплового расширения, площадь контакта определяется экспериментально по контуру явно выраженных следов трения.

Сила трения покоя F_t в трибосопряжениях цилиндра-поршневой группы может быть определена экспериментально с учетом технологических возможностей машины трения СМЦ-2, рис. 1, 2, в соответствии с выражением (3):

$$F_{\text{пр}} = F_{t1} + F_{t2} = 2F_{t12} = \frac{M_c}{r_m}, \quad (3)$$

$$F_t = \frac{M_c}{2r_m}, \quad (4)$$

где M_c – момент сопротивления вращению шкива, установленного на нижний вал машины трения, Н·м;

r_m – радиус действия результирующей силы трения, определенный положением ветви приводного троса по отношению к оси вала машины, м.

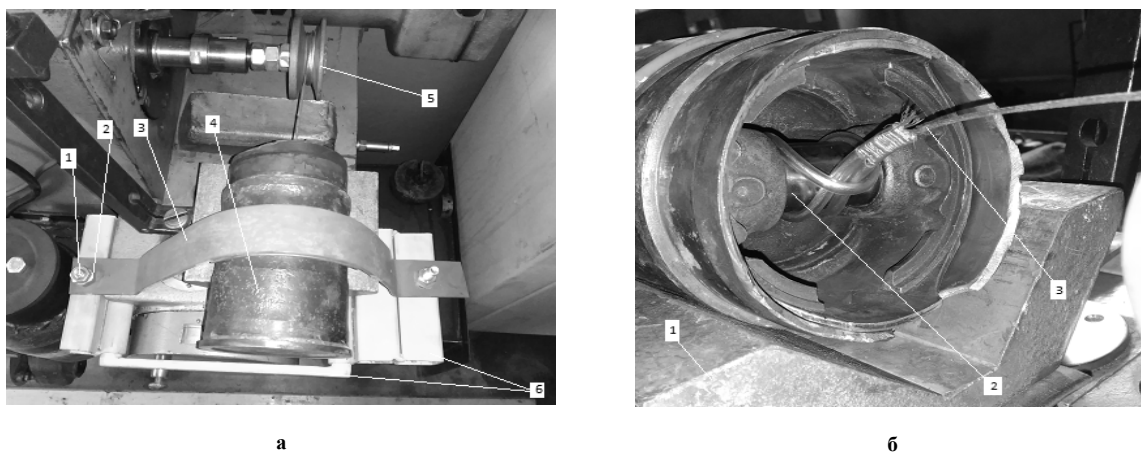


Рис. 1 – Дополнительное оборудование машины СМЦ - 2 для измерения сопротивления перемещению элементов конструкции натуральных ЦПГ:

а – вид сверху:

1 – крепежный болт; 2 – крепежная гайка;

3 – скоба фиксации гильзы; 4 – гильза двигателя ЗМЗ-402;

5 – шкив; 6 – крепежное приспособление;

б – вид со стороны шкива:

1 – станина; 2 – палец поршня;

3 – гибкий трос для перемещения поршня

Тогда с учетом (4) выражение (2) примет вид:

$$\tau = \frac{F_t}{S_{\text{нк}}} = \frac{F_t}{(2\pi r_{\text{ц}} - f_i)h_k} = \frac{M_{c j}}{2r_m h_k (2\pi r_{\text{ц}} - f_i)}. \quad (5)$$

Однако предварительно проведенные расчеты сдвигового сопротивления показали, что порядок цифр конечного результата отличается от регламентированных к использованию численных значений.

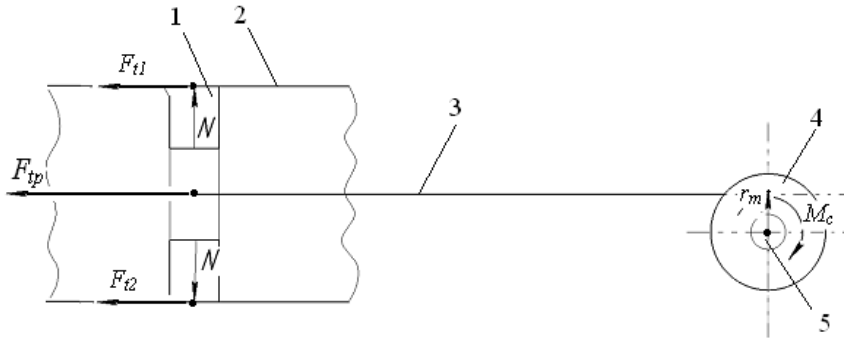


Рис. 2 – Схема определения результирующей силы трения F_t :
1 – компрессионное кольцо; 2 – гильза цилиндра; 3 – трос;
4 – шкив; 5 – нижний вал машины трения

Анализ физических величин выражения (5) и методик оценки адгезионной составляющей коэффициента трения [1], адгезионных свойств материалов на одношариковом тангензиометре ОТ-1 [6] указал на следующее. Необходимо привести получаемые результаты к площади элементарного отпечатка, характерного для номинально сосредоточенных фактических зон контакта, в пределах контурной площади сближенных поверхностей с соответствующими микрогеометрическими характеристиками профиля. Т.е., привести значения сдвиговой эксплуатационной прочности $\tau_{np}^{\circ} \approx \tau$ контакта поверхности кольца S_k с поверхностью гильзы цилиндра к сдвиговой экспериментальной прочности $\tau_a \approx K_{np} \tau_{np}^{\circ}$ (K_{np} – коэффициент), определяемой при вдавливании шарика в поверхность в соответствии с общепринятой методикой [6]. При этом определяются диаметры отпечатков шариков, т.е. площадь отпечатка S_{uu} является определяющей при соответствующих нагрузках.

Тогда, исходя из выражений:

$$\tau_{np}^{\circ} \approx \frac{F_t}{S_k}, \quad (6)$$

$$\tau_a \approx \frac{F_t}{S_{uu}}$$

сдвиговое сопротивление определяется следующим образом:

$$\tau \approx \tau_a \approx \tau_{np}^{\circ} \frac{S_k}{S_{uu}} \approx \tau_{np}^{\circ} K_{np}. \quad (7)$$

С учетом (7) выражение (5) примет вид:

$$\tau \approx K_{np} \frac{M_{c j}}{2r_m h_k (2\pi r_u - f_i)}. \quad (8)$$

Обозначенный подход сводится к определению соотношений площадей контакта с учетом площади отпечатка шарика в жесткую поверхность в условиях воспроизводимости нормальных нагрузок, действующих в зоне контакта. Анализ нагрузок в соответствии с полученной характеристикой упругости колец показал, что без учета влияния силы давления расширяющихся газов, значения прижимной силы составляет, например, при их диаметральной деформации $f = 3,12$ мм в среднем $N_{cp} = 2,6$ кг. Упругая характеристика колец определяется по результатам измерений, выполненных в соответствии с требованиями ДСТУ ГОСТ 621-2010 [7]. При этом аппроксимирующее выражение, например, для верхнего поршневого кольца получено в следующем виде: $N = 10,71 f^{0,77}$, где N – нормальная сила прижатия кольца; f – диаметральной деформация кольца.

Для определения площади отпечатка S_{uu} проведены опыты с количеством повторений 5 по вдавливанию шариков из стали ШХ15 диаметрами 8,0; 9,5; 12,5 мм в пластину (материал сталь 45) с нагрузками 4,7 кг; 6,7 кг. Отпечатки фиксировались на миллиметровой бумаге методом копирования, с последующим 5-ти кратным увеличением. Сводные результаты приведены в табл. 1.

Сводные данные результатов измерений

| Наименование | Нормальная нагрузка P , кг | Площадь отпечатка $S_{ш}$, мм ² |
|---------------------|------------------------------|---|
| Шарик $d_1=12,4$ мм | 4,7 | 0,59 |
| | 6,7 | 0,65 |
| Шарик $d_2=9,5$ мм | 4,7 | 0,28 |
| | 6,7 | 0,34 |
| Шарик $d_2=8,0$ мм | 4,7 | 0,22 |
| | 6,7 | 0,29 |

По результатам графической интерпретации и аппроксимации данных для шарика с $d_1=12,4$ мм (из соображений наибольшего значения площади) получено математическое выражение, устанавливающее зависимость между площадью отпечатка и нормальной нагрузкой, вида:

$$S_{ш} = 0,46 + 0,029P. \quad (9)$$

В соответствии с выражением (8) при нагрузке $N_{cp} = 2,6$ кг площадь отпечатка $S_{ш} \approx 0,54$ мм².

Тогда, при $r_u = 46$ мм (двигатели ЗМЗ-402,406), $f = 3,12$ мм и $h_k = 2$ мм коэффициент приведения для сдвиговой прочности τ_{np}^* в соответствии с (5,7) будет равен $K_{np} = 1070$.

Результаты исследования и обсуждение

Исходя из полученных расчетных данных, и экспериментальной оценки момента сопротивления перемещению, например, при сдвиге поршня с одним верхним компрессионным кольцом с $M_c = 1,4$ Н·м и $r_m = 0,024$ м, сдвиговое сопротивление составит:

$$\tau \approx K_{np} \frac{M_{cj}}{2r_m h_k (6,28r_u - f_i)} \approx 1070 \frac{1,4}{2 \cdot 0,024 \cdot 2(6,28 \cdot 46 - 0,7)} \approx \frac{1070 \cdot 29,2}{576,4} \approx \frac{31244}{576,4} \approx 54,2, \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-1}$$

Полученный результат хорошо согласуется с данными работы [1], в соответствии с которыми для пары трения металл-металл без смазки $\tau_0 = 2,5-30$ Н·мм⁻¹, а при смазке 1 Н·мм⁻¹. Полученное значение является текущим, поскольку обусловлено некоторым давлением p_{ri} в зоне контакта, исходя из того, что прижимная сила, например в 2,6 кг (как рассмотрено выше) определена упругой характеристикой кольца. Выполнив аналогичные расчеты для иного давления в зоне контакта p_{ri+1} , которое будет обусловлено либо увеличением, либо уменьшением прижимной силы кольца, вызванной износом гильзы, можно получить исходные данные для аппроксимации, например графической закономерности изменения сдвигового сопротивления в целом математическим выражением известного вида. Или же, определив пару текущих значений сдвиговой прочности и давления, составить систему из двух алгебраических уравнений. А уже в соответствии с ним рассчитать и параметры τ_0 и β . Причем методика определения давления аналогична методике приведения значения эксплуатационной прочности (сдвигового сопротивления) к сдвиговой экспериментальной прочности, определяемой при вдавливании шарика в поверхность.

Так, при исследовании состояния трибологического контакта элементов трибосопряжений «гильза - компрессионное кольцо» натуральных ЦПГ двигателя ЗМЗ-402 без сформированных смазочных образований при температуре окружающей среды 18 °С установлено следующее.

Диаметральные деформации для верхнего поршневого кольца в соответствии с эксплуатационным износом гильз по высоте составили $f_{\min} = 3,09$ мм и $f_{\max} = 3,18$ мм. Предварительно построенные упругие характеристики позволили определить вид аппроксимирующих математических выражений, в соответствии с которыми рассчитаны прижимные усилия кольца к поверхности гильзы цилиндра. Такие средние усилия для двух текущих значений составили:

$$N_1 = 10,71 f^{0,77} = 10,71 \cdot 3,1^{0,77} = 25,61 \text{ Н},$$

$$N_2 = 12,58 f^{0,86} = 12,58 \cdot 3,16^{0,86} = 33,83 \text{ Н}.$$

Средние моменты сопротивления движению верхнего кольца в соответствующих сечениях гильз (диаметральные деформации кольца) составили $M_{c1}=0,44$ Н·м и $M_{c2}=0,72$ Н·м. В соответствии с выражением (8) текущие значения сдвигового сопротивления составили $\tau_1=22,01$ Н·мм⁻¹ и $\tau_2=27,85$ Н·мм⁻¹. Аналогичным образом определены удельные нагрузки при соответствующих силах прижатия N_1, N_2 , которые составили $p_{r1}=47,63$ Н·мм⁻¹ и $p_{r2}=62,92$ Н·мм⁻¹. При этом среднее среднеквадратическое отклонение для нормального давления составило $\overline{\sigma}_{p_r} = \pm 0,13$ Н·мм⁻¹, для сдвигового сопротивления $\overline{\sigma}_{\tau} = \pm 2,28$ Н·мм⁻¹.

Графическая интерпретация статистического ряда расчетных значений представлена на рис. 3, а.

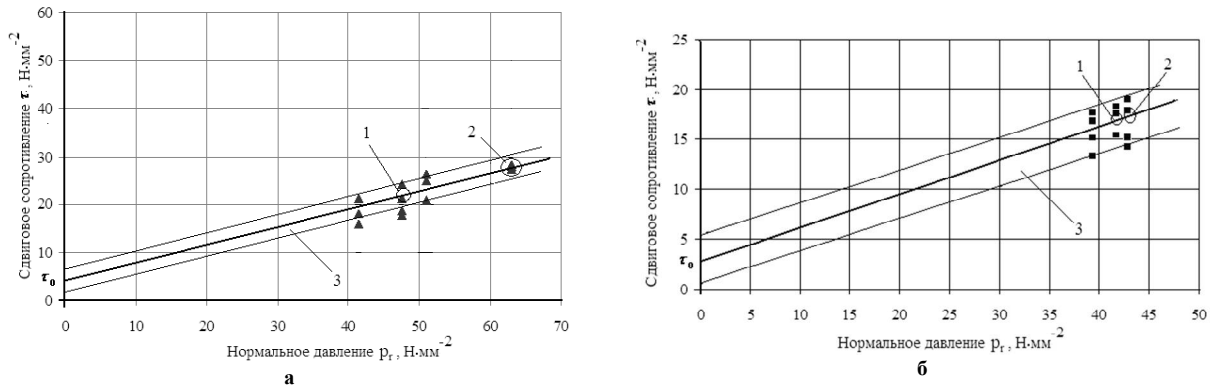


Рис. 3 – Размещение измерений сдвигового сопротивления τ для соответствующих значений нормального давления p_r на поле координат:
1, 2 – характерные точки статистического ряда значений;
3 – поле среднеквадратического отклонения сдвигового сопротивления;
а – для верхнего поршневого кольца;
б – для нижнего поршневого кольца

На основании полученных данных составлена система из двух алгебраических уравнений (10), решение которой позволило определить значения параметров τ_0, β молекулярной составляющей силы трения.

$$22,01 = \tau_0 + \beta \cdot 47,63, \quad (10)$$

$$27,85 = \tau_0 + \beta \cdot 62,99.$$

Значения оцениваемых параметров составили $\tau_0=3,91$ Н·мм⁻¹, $\beta=0,38$.

Диаметральные деформации для нижнего поршневого кольца в соответствии с эксплуатационным износом гильз по высоте составили $f_{\min}=3,11$ мм и $f_{\max}=3,19$ мм. Расчетные средние прижимные усилия для двух текущих значений составили:

$$N_1 = 9,77 f^{0,73} = 9,77 \cdot 3,12^{0,73} = 22,44 \text{ Н,}$$

$$N_2 = 10,23 f^{0,7} = 10,23 \cdot 3,18^{0,7} = 23 \text{ Н.}$$

Средние моменты сопротивления движению нижнего кольца в соответствующих сечениях гильз (диаметральные деформации кольца) составили $M_{c1}=0,44$ Н·м и $M_{c2}=0,38$ Н·м. В соответствии с выражением (8) текущие значения сдвигового сопротивления составили $\tau_1=15,34$ Н·мм⁻¹ и $\tau_2=15,66$ Н·мм⁻¹. Удельные нагрузки при соответствующих силах прижатия N_1, N_2 составили $p_{r1}=41,74$ Н·мм⁻¹ и $p_{r2}=42,79$ Н·мм⁻¹. При этом среднее среднеквадратическое отклонение для нормального давления составило $\overline{\sigma}_{p_r} = \pm 0,13$ Н·мм⁻¹, для сдвигового сопротивления $\overline{\sigma}_{\tau} = \pm 2,53$ Н·мм⁻¹.

Графическая интерпретация статистического ряда расчетных значений представлена на рис. 3, б.

На основании полученных данных также составлена система из двух алгебраических уравнений (11), решение которой позволило определить значения параметров τ_0, β молекулярной составляющей силы трения.

$$15,34 = \tau_0 + \beta \cdot 41,74, \quad (11)$$

$$15,66 = \tau_0 + \beta \cdot 42,79.$$

Значения оцениваемых параметров составили $\tau_0=2,82$ Н·мм⁻¹, $\beta=0,3$.

В целом полученные значения параметров молекулярной составляющей силы трения не противоречат данным, приведенным в работе [1] для различных модельных материалов.

Таким образом, математические выражения для определения текущего среднего значения сдвиговой прочности молекулярной связи для материалов верхнего, нижнего компрессионного кольца и гильзы цилиндра примут вид:

$$\tau_{\sigma} = 3,91 + 0,38 \cdot p_{r_{\sigma}}, \quad (12)$$

$$\tau_{\eta} = 2,82 + 0,3 \cdot p_{r_{\eta}}. \quad (13)$$

Сравнение значений коэффициентов трения покоя, полученных для характерных текущих значений сдвигового сопротивления и удельных нагрузок, используемых в выражениях (10,11), указало на их расхождение для верхнего кольца 4 %, для нижнего кольца 0,6 %. Это определяет корректность и объективность предложенной методики для оценки параметров молекулярной составляющей силы трения в рассматриваемых натуральных сопряжениях.

Расхождение численных значений τ_0 для колец составляет 28%, β – 21%. С учетом среднего среднеквадратического отклонения для экспериментальных сдвиговых сопротивлений $\bar{\sigma}_{\tau} = \pm 2,4 \text{ Н}\cdot\text{мм}^{-1}$ поля отклонений для верхнего и нижнего кольца накладываются один на другой. Кольца изготовлены из чугуна: верхнее – высокопрочный чугун с шаровидным графитом с покрытием из хрома, нижнее – специальный серый чугун с пластинчатым графитом без покрытия. Исходя из того, что состояние рабочих поверхностей колец (на этом этапе исследований) не оценивалось, и их можно условно по материалам принять «равными», то полученные значения параметров можно усреднить с учетом полей отклонений. Тогда исследуемые параметры определяются как $\bar{\tau}_0 = 3,36 \text{ Н}\cdot\text{мм}^{-1}$, $\bar{\beta} = 0,34$.

Выводы

В целом, полученные результаты свидетельствуют о том, что предложенная методика оценки экспериментальных данных по характеру изменения сдвиговых сопротивлений от нормальных давлений в зоне распределенного контакта сопряженных деталей натуральных эксплуатационных цилиндро-поршневых групп позволяет определять параметры молекулярной составляющей силы трения. Полученные результаты могут быть использованы для уточнения массива данных, которые вводятся при работе с математической моделью и программным обеспечением по определению износа [5], например, гильзы цилиндра. При этом необходимо выполнить оценку рассматриваемых параметров с учетом смазочных образований в условиях изменения температурного режима взаимодействия деталей, что представляется задачами, решаемыми в предстоящих исследованиях.

Литература

1. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбатов В.С. – М.: «Машиностроение», 1977. – 526 с.
2. Стрельников Ю.А. Трение при контактном взаимодействии поверхностей в условиях гидростатического давления: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.04 «Трение и износ в машинах»/ Ю.А. Стрельников. – Тверь, 2010. – 23 с.
3. Карпенко В.Ю. Совершенствование метода восстановления изношенных деталей автомобилей путем применения электроискровых покрытий на основе электроэрозионных наноматериалов: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта»/ В.Ю. Карпенко. – Орел, 2016. – 20 с.
4. Шелковой А.Н. Критерии формирования структур и параметров систем обработки, обеспечивающих заданные эксплуатационные свойства закаленных крупномодульных зубчатых колес / Шелковой А.Н., Мироненко Е.В., Клочко А.А. - Х.: НТУ «ХПИ» Сучасні технології в машинобудуванні, 2013, вип.8. – С. 185-200.
5. Кубич В.И. Феноменологический подход к оценке трибологического состояния сопряжений ЦПГ ДВС / Кубич В.И., Юдиценко А.В., Блощинская Н.В. - Х: НТУ «ХПИ» «Двигатели внутреннего сгорания», 2016. – № 2. – С. 44-50.
6. Материалы конструкционные и смазочные. Методы экспериментальной оценки коэффициента трения: ГОСТ 27640-88. – [Действующий от 1989-01-01]. - М.: Изд. ст-ов. – 1988. – 22 с.
7. Кольца поршневые двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия: ДСТУ ГОСТ 621-2010. - [чинний від 2010-07-01]. – К: Держспоживстандарт України, 2010. – 34 с. – (Національний стандарт України).

Поступила в редакцию 05.02.2017

Kubich V.I., Slynko G.I., Yditsenko A.V. **Methodology to evaluate the molecular bond parameter surfaces in friction units of cylinder-piston ICE group.**

An approach for the experimental evaluation of shear resistance of piezoelectric coefficients and the molecular bond surfaces of elements in tribounits "ring - cylinder liner," "skirt piston - cylinder liner" operating cylinder-piston internal combustion engine group. For what was done the physical modeling shear displacement piston rings relatively fixedly attached the cylinder liner and the measurement of forces of resistance to movement with the equipment of the machine friction SMC-2, wherein the uneven wear of cylinder liners height determined values of pressing force thereto ring surface, due its elastic characteristic. As an example, in accordance with the current values of the specific resistance and the shear pressure in the zone of contact distributed numerical values of parameters identified molecular friction force component for rings and sleeve's the engine cylinder ZMZ-410. Average values of the test parameters for tribounit "piston ring-cylinder liner" without lubrication formations at a temperature 18° C in the contact zones are as follows: $\tau_0 = 3,36 \text{ H}\cdot\text{mm}^{-1}$, $\beta = 0,34$.

In this case, the value of the shear strength of the production of the contact surface of the ring with the surface of the cylinder liner and pressure leads to experimental shear strength determined by a ball indentation into the surface in accordance with standard procedure.

Why using a coefficient determined by the ratio of the area of contact detail, for example, compression rings with sleeve and ball indentation in terms of reproducibility of normal loads in the friction zone.

Key words: shear resistance, piezoelectric coefficient, the force of static friction, the contact area, the strength of the elastic ring.

References

1. Kragel'skij I.V. Osnovy raschetov na trenie i iznos. Kragel'skij I.V., Doby-chin M.N., Kombalov V.S. M.: «Mashinostroenie», 1977. 526 s.
2. Strel'nikov Ju.A. Trenie pri kontaktnom vzaimodejstvii poverhnošej v uslovijah gidrostaticeskogo davlenija: avtoref. dis. na soiskanie uchen. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.02.04 «Trenie i iznos v mashinah»/ Ju.A. Strel'nikov. Tver', 2010. 23 s.
3. Karpenko V.Ju. Sovershenstvovanie metoda vosstanovlenija iznoshennyh detalej avtomobilej putem primenenija jelektroiskrovnyh pokrytij na osnove jelektroerozionnyh nanomaterialov: avtoref. dis. na soiskanie uchen. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.22.10 «Jekspluatacija avtomobil'nogo transporta». V.Ju. Karpenko. Orel, 2016. 20 s.
4. Shelkovej A.N. Kriterii formirovanija struktur i parametrov sistem obra-botki, obespechivajushhih zadannye jekspluacionnye svojstva zakalennyh krupnomodul'nyh zubchatyh koles. Shelkovej A.N., Mironenko E.V., Klochko A.A. H.: NTU «HPI» Suchasni tehnologii v mashinobuduvanni, 2013, vip.8. S.185-200
5. Kubich V.I. Fenomenologicheskij podhod k ocenke tribologicheskogo sostojanija soprjazhenij CPG DVS. Kubich V.I., Judicenko A.V., Bloshhinskaja N.V. H.: NTU «HPI» «Dvigateli vnutrennego sgoranija», 2016. №2. S.44-50.
6. Materialy konstrukcionnye i smazochnye. Metody jeksperimental'noj ocenki kojefficienta trenija: GOST 27640-88. [Dejstvujushhij ot 1989-01-01]. M.: Izd. st-ov. 1988. 22 s.
7. Kol'ca porshnevyje dvigatelej vnutrennego sgoranija. Obshhie tehničeskie uslo-vija: DSTU GOST 621-2010. [chinnij vid 2010-07-01]. K: Derzhspozhivstandart Ukraïni, 2010. 34 s. (Nacional'nij standart Ukraïni).