

УДК 621.822.1; 621.436.12

DOI: 10.12737/22010

В.Е. Лазарев, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин, Й. Секвард-Бэйж

## МОДИФИЦИРОВАННАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯМ ДВС

Рассмотрена модель трения и изнашивания для трибосопряжения «направляющая (юбка) поршня - гильза цилиндра двигателя внутреннего сгорания, которая позволяет объединить прогнозирование объема изношенного слоя с теорией усталости, что дает возможность использовать ее при-

менительно к анализу долговечности любой трибосистемы, совершающей возвратно-поступательные движения.

**Ключевые слова:** трибосопряжение «поршень-цилиндр», модель изнашивания, топография поверхности трения.

V.E. Lazarev, K.V. Gavrilov, A.A. Doikin, J. Sequard-Badge

## MODIFIED ENERGY MODEL OF FRICTION AND WEAR AS APPLIED TO INTERNAL COMBUSTION ENGINE TRIBOCOUPINGS

For the description and wear prediction in tribocouplings there are theoretical formulae and also empirical models. Most of well-known regulations may be used only under specific conditions of contacting. The purpose of this work is the investigation of tribocoupling “piston guide – cylinder liner” in an internal combustion engine (ICE). In particular, for that there were carried out experimental investigations on a tribometer realizing a reciprocal motion of piston and cylinder liner samples. The results of experimental investigations were analyzed with the use of a wear

model which is the most applicable for the description of this type of tribocouplings. This model is based on the combination of energetic theory and molecular-mechanical method with a precise definition of friction surface topography parameters. Such a modified model of friction and wear allows combining the prognostication of a layer worn with fatigue theory that gives a possibility of its use as applied to the life analysis of any reciprocating tribosystem.

**Key words:** “piston-cylinder” tribocoupling, wear model, topography of friction surface.

### Введение

Снижение мощности механических потерь в основных трибосопряжениях поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является одной из актуальных задач современного энерго- и ресурсоэффективного моторостроения, предусматривающей детальное изучение особенностей контактного взаимодействия в сопряжениях и поиск технических решений, обеспечивающих повышение их ресурса.

Описание и прогнозирование изношенных явлений в трибосистемах, в том числе ДВС, является фундаментальной задачей трибологии. За последние десятилетия появилось более чем 300 различных формул и моделей для описания процессов трения и износа, но большинство из них применимы лишь для определенных условий контактирования [1], что затрудняет их применение для широкого круга задач.

Существует два направления универсализации таких подходов.

Первое заключается в создании теоретической модели износа, начиная с микро- и даже субмикромеханических свойств материалов и контактных взаимодействий в масштабе атомной шкалы. Этот способ является предпочтительным, поскольку он описывает явную зависимость между свойствами материалов и параметрами контактов, что дает возможность получить фундаментальное понимание процессов, происходящих в трибоконтakte, и показывает, какие физические или химические факторы являются ключевыми для изнашивания материала в процессе фрикционного взаимодействия.

Второе направление заключается в использовании хорошо документированных экспериментальных данных и построении параметрической модели, позволяю-

щей получить кривые износа в соответствии с результатами измерений.

Недостатком этих подходов является то, что используемые параметры не имеют прямого физического описания, поэтому трудно получить более глубокое понимание реальных процессов. Кроме того, значительное число эмпирических коэффициентов, применяемых в некоторых из этих формул, делает их громоздкими для использования [2].

Основная проблема всех методов и моделей изнашивания заключается в том, что не существует единого универсального метода. По этой причине многие методы не подходят для использования в техниче-

## 1. Модели износа

### 1.1. Обозначения переменных и параметров

$W_R$  – общая энергия трения одного цикла (возвратно-поступательного движения);  $F_t$  – тангенциальная сила;  $\Delta s$  – путь трения за один цикл;  $\mu$  – коэффициент трения;  $F_n$  – нормальная сила;  $A_N$  – номинальная площадь контакта;  $A_R$  – фактическая площадь контакта;  $p_A$  – номинальное контактное давление;  $W_{Th}$  – тепловая энергия;  $W_D$  – накопленная энергия деформации за один цикл;  $\rho$  – коэффициент аккумуляции энергии трения;  $\Delta V$  – изношенный объем материала;  $\Delta h$  – глубина изношенного слоя;  $V_w$  – фактический изношенный объем материала;  $\Delta H$  – фактическая глубина изношенного слоя;  $I_h$  – линейная интегральная интенсивность изнашивания;  $\theta$  – степень износа;  $\omega$  – плот-

ских приложениях. Кроме того, обзор литературы также показывает, что общая универсальная формула, описывающая процессы изнашивания, до сих пор не установлена [3].

Цель данной статьи состоит в рассмотрении модифицированного варианта альтернативного подхода в теории износа, основанного на разработке энергетического баланса [4; 5].

Эта модифицированная модель используется для описания процессов трения и изнашивания в трибосистеме «юбка поршня - гильза цилиндра» ДВС, на которую приходится большой процент отказов автомобильных двигателей [6].

ность энергии;  $\omega^*$  – критическая плотность энергии;  $t$  – длительность контактного взаимодействия;  $v$  – скорость скольжения;  $\sigma$  – напряжение;  $E$  – модуль упругости;  $\sigma_B$  – предел прочности материала;  $H_B$  – твердость по Бринеллю;  $W_D^*$  – критическое значение энергии деформации, при котором происходит отделение частиц контактирующего слоя;  $n_K$  – критическое число циклов, после достижения которого появляются частицы износа;  $\eta_{As}$  – плотность микронеровностей поверхности трения;  $N_{As}$  – общее число высот микронеровностей на поверхности трения;  $n_M$  – число макроскопических циклов;  $n_{LC}$  – число макроскопических циклов нагружения.

### 1.2. Модифицированная энергетическая модель

Для того чтобы получить общее описание процесса изнашивания для различных механизмов и режимов, необходимо рассмотреть изменение энергетического состояния внутри трибоконтакта.

По литературным данным, такие модели способны дать более стабильные результаты, чем другие методы, основанные на классических подходах [7].

Принцип модели, рассмотренной в данной работе, за основу которой приняты идеи Фляйшера [4], заключается в том, что в результате относительного движения контактирующих поверхностей энергия трения будет переноситься в контакт. Таким образом, каждая из контактирующих поверхностей может запасать определенное количество энергии в поверхностном слое, пока этот контакт не разрушится, со-

здав новую частицу износа. В большинстве случаев энергия трения первых вызывает упругие деформации в контактирующих поверхностях, а после некоторого периода релаксации основная часть этой энергии рассеивается в виде тепла в обеих поверхностях трибосистемы. Лишь небольшая часть энергии вызывает дефекты поверх-

### 1.2.1. Основные положения модели

Общая энергия трения для одного цикла нагружения является произведением тангенциальной силы и пути трения и может быть представлена в виде

$$W_R = F_t \Delta s.$$

Используя выражения для тангенциальной силы

$$F_t = \mu F_n$$

и нормального напряжения

$$\sigma = \frac{F_n}{A_R}, \quad (1)$$

энергию трения за один цикл можно записать в виде

$$W_R = \mu \sigma A_R \Delta s.$$

Обе контактирующие поверхности подвержены этой энергии трения, которая в первый момент контактного взаимодействия полностью расходуется на упругие механические деформации. По истечении определенного времени большинство деформаций будет восстанавливаться по аналогии с затухающим и гармоническими осцилляциями. Кинетическая энергия в результате колебаний молекул в контактном слое будет рассеиваться в тепловую энергию  $W_{Th}$  контактирующих поверхностей.

Небольшая часть общей энергии трения  $W_R$  будет храниться в виде дефектов кристаллической решетки. Этот небольшой запас энергии обозначим  $W_D$ .

После некоторого времени релаксации энергетический баланс одного цикла можно записать как

$$W_R = W_{Th} + W_D. \quad (2)$$

Будем считать, что трибоконтакт определяется двумя контртелами с различными упругими и пластическими свой-

ностного слоя во время деформации, и эта энергия накапливается. После критического числа циклов нагружения с последовательно возрастающим количеством накопленной энергии дефекты поверхностного слоя значительно увеличиваются, происходит отрыв частиц поверхности, что и определяет износ.

ствами материалов. Следствием этого предположения является то, что накопленная энергия упругой деформации в уравнении (2) в первую очередь поглощается более пластичным материалом, в то время как тепловая энергия рассеивается в обе поверхности.

Кроме того, в качестве коэффициента пропорциональности между общей энергией трения и накопленной энергией упругой деформации предлагается ввести так называемый коэффициент аккумуляции энергии трения [4]:

$$W_D = \rho W_R.$$

Предполагая, что каждый цикл сопровождается износом материала, связанный с этим объем изношенного слоя в трибоконтакте можно представить в виде

$$\Delta V = A_R \Delta h.$$

Ключевым параметром энергетической модели является плотность энергии трения  $\omega$ , которая, как правило, определяется фактически сохраненной частью энергии трения, деленной на объем, поглощающий это количество энергии. Отделение частиц с поверхности контактного слоя происходит, когда плотность накопленной энергии достигает критического значения  $\omega^*$ .

Для одного цикла общая накопленная энергия  $W_D$  присутствует в среднем объеме изношенного материала  $\Delta V$ :

$$\omega^* = \frac{W_D}{\Delta V} = \frac{F_t \Delta s \rho}{A_R \Delta h} = \frac{\mu \sigma \Delta s \rho}{\Delta h}. \quad (3)$$

Используя определение линейной интегральной интенсивности изнашивания как отношения глубины износа к пути трения, получим:

$$I_h = \frac{\Delta h}{\Delta s}. \quad (4)$$

Подставляя уравнение (4) в уравнение (3), имеем:

$$I_h = \frac{\mu\sigma\rho}{\omega^*}. \quad (5)$$

Для сравнения теоретических и экспериментальных результатов с учетом скорости скольжения используется глубина изношенного слоя за определенное время, определяемая как степень износа:

$$\theta = \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{\mu\sigma\rho}{\omega^*} v. \quad (6)$$

Плотность энергии трения может быть выражена через общую энергию трения  $W_R$ , отнесенную к изношенному объему  $V_W$ , или с использованием закона Гука:

$$\omega = \frac{W_R}{V_W} = \frac{\sigma^2}{2E}. \quad (7)$$

Для вычисления напряжения  $\sigma$  необходимо оценить фактическую площадь контакта. Одним из возможных вариантов для этого является использование конечноэлементного анализа контактирующих поверхностей. В дальнейшем будет использоваться упрощенная модель для оценки фактической площади контакта.

Если предположить, что в случае разрушения материала действующие напряжения становятся равными пределу

### 1.2.2. Развитие модели

Явление усталости материалов в процессе контактного взаимодействия обусловлено изменением их механических свойств. Это вызвано постепенным увеличением накопленной энергии в виде дефектов кристаллической решетки. Энергия, накопленная контактным слоем в течение нескольких возвратно-поступательных движений  $n$ , выражается как

$$nW_D = n\rho W_R.$$

Значение критического числа циклов  $n_K$  необходимо для определения величины износа материалов, при этом минимальным количеством изношенного мате-

прочности материала  $\sigma_B$ , то, используя закон Гука, критическую плотность энергии можно определить выражением

$$\omega^* = \frac{W_D^*}{V_W} = \frac{\sigma_B^2}{2E}. \quad (8)$$

Учитывая уравнения (7) и (8), получим:

$$W_D^* = \frac{\sigma_B^2}{\sigma^2} W_R.$$

Подставляя выражение (8) в (5) и (6), окончательно получаем выражения для линейной интенсивности изнашивания и степени износа:

$$I_h = \frac{\mu\sigma\rho}{\omega^*} = \frac{2\mu\sigma E}{\sigma_B^2} \rho; \quad (9)$$

$$\theta = \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{2\mu\sigma E v}{\sigma_B^2} \rho. \quad (10)$$

Количественно эти выражения отражают увеличение износа материала при увеличении действующих напряжений или при уменьшенном пределе прочности контактирующих материалов. Рассматривая взаимодействие микронеровностей поверхностей трения, можно сделать вывод о том, что у менее податливого материала микронеровности более склонны к разрушению, поэтому более высокое значение модуля упругости ведет к повышенному износу. Уравнения (9) и (10) не зависят от количества циклов.

риала является объем  $V_W$ . При числе циклов меньше критического значения теоретически износа не будет (рис. 1).

Принимая величину износа за один цикл равной  $\Delta V$ , минимальный объем изношенного слоя материала  $V_W$  можно определить как

$$V_W = n_K \Delta V.$$

Если предположить, что накопленные дефекты кристаллической решетки являются причиной разрушения, то баланс энергии при разрушении контактного слоя может быть представлен в виде

$$W_D^* = n_K W_D,$$

где  $W_D^*$  обозначает критическую энергию в объеме  $V_W$ . Критическая плотность энергии  $\omega^*$  может быть записана с учетом уравнения (8), а именно:

$$\omega^* = \frac{W_D^*}{V_W} = \frac{\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2}{V_W} = \frac{n_K \rho W_R}{V_W} \quad (11)$$

Наиболее нагруженными элементами в приграничных слоях при рассмотрении процессов трения и износа являются микронеровности. С точки зрения микроскопических процессов критическое число циклов  $n_K$  должно быть распределено по

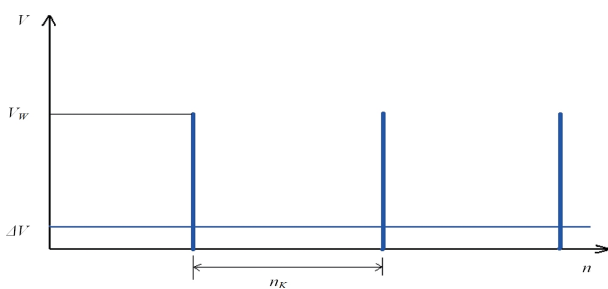


Рис. 1. Зависимость  $\Delta V$ ,  $V_W$  от критического числа циклов  $n_K$

Следует отметить, что модель не описывает период приработки трибоконтакта. Поэтому полагаем, что  $n_M$  - это число макроскопических циклов для установившегося режима трения. Кроме того, следует иметь в виду, что теоретически аккумулированная энергия в виде дефектов кристаллической решетки одинакова для всех микронеровностей трибоконтакта. В действительности различные выступы микронеровностей подвергаются различным условиям, следовательно, каждый цикл сопровождается различным износом для независимых микронеровностей. Со статистической точки зрения это означает, что величина износа определяется объемом  $\Delta V$ .

Проверка модели осуществляется с использованием правой части уравнения (11):

общему числу всех контактирующих микронеровностей  $N_{As}$ . Следовательно,

$$n_K = n_M N_{As} \quad (12)$$

Здесь  $n_M$  - количество макроскопических циклов в возвратно-поступательном контакте. Объединяя правые части уравнений (11) и (12) получим выражение для необходимого числа макроскопических циклов:

$$n_M = \frac{\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2}{\rho N_{As}} \quad (13)$$

Предполагая незначительные величины нормальной силы, воспользуемся известным приближением о взаимосвязи нормальной силы  $F_n$  с фактической площадью поверхности  $A_R$  и действующими напряжениями  $\sigma$  [8]. Это приближение выражает пропорциональное соотношение между  $F_n$  и  $A_R$ . Используя в формуле (13) такой параметр, как плотность микронеровностей  $\eta_{As}$ , запишем следующее выражение:

$$n_M = \frac{\sigma_B^2}{\rho \sigma \eta_{As} F_n} \quad (14)$$

$$\omega^* = \frac{n_K \rho W_R}{V_W} = \frac{n_K \rho \mu F_n \Delta s}{A_R \Delta H}$$

Полагаем, что  $\Delta H = n_K \Delta h$  - общая глубина износа после  $n_K$  циклов.

Уравнения (9) и (10) представляют собой модифицированную энергетическую модель трения, базирующуюся на идеях Фляйшера и Крагельского, которая соотносит неизвестную величину коэффициента аккумуляции энергии с параметрами, определяемыми экспериментально на трибометре. Таким образом, экспериментальное исследование заключалось в оценке коэффициента аккумуляции энергии при различных условиях нагружения и скоростях скольжения в трибоконтакте с возвратно-поступательным движением контртел.

### 1.3. Обобщенный степенной закон

В основополагающей работе Холма и Арчарда [9] выдвинуто предположение, что скорость износа зависит от контактного давления  $p$  и твердости материала  $H_B$ :

$$\theta = K \frac{pv}{H_B}.$$

Несмотря на широкое признание такого подхода, экспериментальные исследования доказали, что не все трибосистемы могут быть описаны с использованием модели Арчарда.

В дальнейшем был выработан расширенный подход к описанию износа, ко-

торый по-прежнему зависел от контактного давления и скорости, но, как правило, нелинейным образом, что привело к следующему выражению:

$$\theta = K_{\omega} p_A^{\alpha} v^{\beta}, \quad (15)$$

где  $K_{\omega}$  - коэффициент износа;  $\alpha$  и  $\beta$  - параметры, зависящие от свойств материала, условий контакта, температуры и т.д. Закон Арчарда является частным случаем общей формулировки выражения (15) с  $K_{\omega} = K / H_B$  и линейной зависимостью от давления и скорости.

## 2. Экспериментальные исследования

### 2.1. Описание эксперимента

В качестве образцов для экспериментальных исследований были использованы фрагменты юбки поршня и гильзы цилиндра реального ДВС из алюминиевого сплава (84 % Al и 8 % Si) и серого чугуна соответственно. На поверхность образцов была нанесена шероховатость со средним шагом микронеровностей  $S_m$ , равным 3 мкм.

Испытания проводились на трибометре SRV4 (Optimol Instruments) с относительным возвратно-поступательным движением образцов. Этот трибометр позволяет анализировать такие трибологические параметры, как тип контакта, нагрузка, скорость скольжения и условия смазывания.

Для установки образцов использовался специально сконструированный держатель, чтобы избежать краевых эффектов. В качестве смазочного материала использовалось моторное масло Liqui Moly 5W30 Top Tec 4300.

В ДВС юбка поршня работает при различных режимах трения. Вблизи верхней и нижней мертвых точек скорость скольжения минимальна, что приводит к ухудшению условий смазывания. Для того чтобы экспериментально смоделировать такие условия, задавались нормальные нагрузки в пределах от 25 до 125 Н (что соответствует номинальному давлению контакта от 1,5 до 7,5 МПа), а скорость скольжения варьировалась от 0,1 до 0,3

м/с с шагом от 0,1 м/с. Эксперименты проводились при температуре в контакте 100 °С.

Необходимо отметить, что схема эксперимента «блок – пластина» с возвратно-поступательным движением условна и не учитывает явления перекалки поршня.

Трибометр SRV4 позволяет определять коэффициент трения и величину износа с разрешением по времени, достаточным для измерений даже в пределах одного хода образца. Используя результаты измерений, можно вычислить коэффициент аккумуляции энергии трения.

Особенностью исследуемой пары трения является значительное различие в механических свойствах материалов образцов (таблица). Чугун имеет гораздо более высокие значения твердости и предела прочности на разрыв, чем алюминиевый сплав. Очевидно, что степень износа алюминиевого сплава значительно выше, чем у чугуна. При выбранных условиях что величина износа чугунного образца лежала в пределах погрешности измерений (<0,1 мкм), поэтому было решено пренебречь вкладом чугуна в общую величину износа.

Для нахождения напряжений  $\sigma$  была определена твердость материалов по Бригеллю. Для низких контактных давлений существует прямо пропорциональная зависимость между нормальной силой и фак-

тической площадью контакта [8]. Таким образом, твердость по Бринеллю в МПа может быть взята в качестве напряжения  $\sigma$  [10]. Для алюминия твердость по Бри-

неллю и, следовательно, напряжение  $\sigma$  равны 314 МПа.

Значение линейной интегральной интенсивности изнашивания определялось на установившемся режиме после приработки.

Таблица

Механические свойства образцов

Свойства материала	Обозначения	Единицы измерения	Алюминиевый сплав	Серый чугун
Модуль Юнга	$E$	ГПа	102	172
Коэффициент Пуассона	$\nu$	–	0.34	0.28
Твердость по Бринеллю	$H_B$	–	32	184
Предел прочности на сжатие	$\sigma_C$	МПа	190	294
Предел прочности	$\sigma_B$	МПа	561	1275
Предел текучести	$\sigma_T$	МПа	152	200
Плотность	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	2725	7845

## 2.2. Результаты

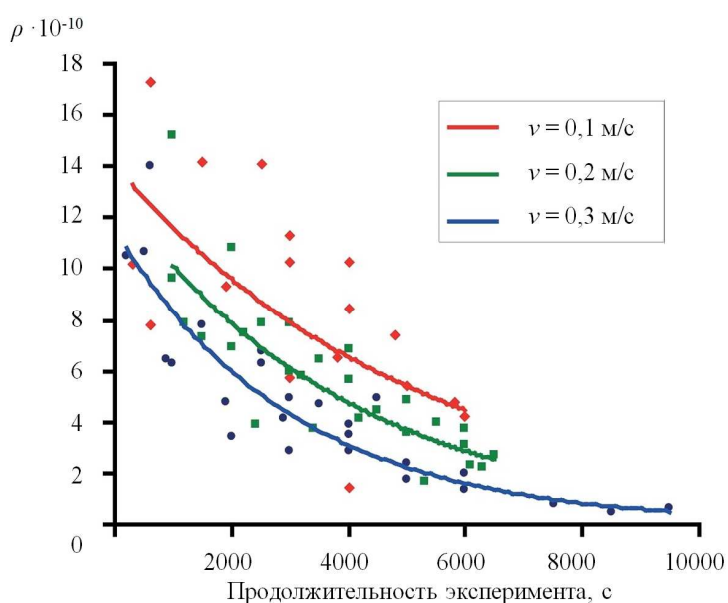


Рис. 2. Изменение коэффициента аккумуляции энергии трения  $\rho$  в течение эксперимента для различных нормальных сил  $F_n$  при средних скоростях скольжения 0,1, 0,2 и 0,3 м/с в экспоненциальной форме

ности эксперимента, а не от числа циклов нагружения.

## 2.3. Процесс изнашивания и кривая усталости (Веллера)

Фактически кривая Веллера является результатом экспериментов по определению характеристик разрушения (износа) материалов.

Причиной разрушения поверхности трения после определенного числа циклов нагружения является последовательное

накопление дефектов кристаллической решетки в материале. Это аналог описанной выше гипотезы, использующей теорию накопления энергии в контактном слое, состоящем из микронеровностей.

Для сравнения этих двух подходов необходимое количество макроскопиче-

ских циклов  $n_M$  рассчитано по формуле (14) с использованием данных таблицы, а также следующих значений:  $\eta_{As} = 12,48$  выступов/мм<sup>2</sup>,  $\rho = 6,04 \cdot 10^{-11}$  (рассчитано для установившегося движения в соответствии с (14)),  $F_n = 25$  Н.

В соответствии с принятыми исходными данными  $n_M \approx 53200$ . Чтобы использовать это число для сравнения параметров

### 3. Сравнение моделей трения и изнашивания

Как уже упоминалось, различные модели трения и изнашивания не ведут к глубокому пониманию процессов, происходящих в трибоконтакте. Однако коэффициент износа  $K_\omega$  степенного закона (15) может быть дополнительно проанализирован с использованием энергетической модели. Для сравнения этого уравнения с уравнением (10), последнее должно быть изменено использованием отношения фактической площади контакта к номинальной, чтобы включить номинальное контактное давление  $p_A$  вместо напряжений  $\sigma$ :

$$\theta = \frac{2\mu EA_N p_A v}{\sigma_B^2 A_R} \rho. \quad (16)$$

Если принять  $\alpha$  и  $\beta$  равными 1, то из уравнений (15) и (16)

### Заключение

Таким образом, в работе сделана попытка объяснить процессы изнашивания и разрушения контактирующих поверхностей с использованием физических принципов. Последовательное накопление дефектов кристаллической решетки в преде-

лах макроскопического элемента, описываемое кривой Веллера, сравнимо с накоплением дефектов в микронеровностях, отражающим взаимодействие поверхностей трибоконтакта.

$$K_\omega = \frac{2\mu EA_N}{\sigma_B^2 A_R} \rho.$$

С учетом выражения (1)

$$K_\omega = \frac{2\mu EA_N \sigma}{\sigma_B^2 F_n} \rho.$$

Для установившегося режима и параметров контакта, соответствующих эксперименту ( $\mu = 0,19$ ,  $F_n = 25$  Н,  $A_N = 15$  мм<sup>2</sup>), получаем значение коэффициента  $K_\omega = 1,4 \cdot 10^{-15}$  Па<sup>-1</sup>.

Согласно данным [9], безразмерное значение коэффициента определяется как  $K = K_\omega \sigma$  и описывает тяжесть износа. Как правило,  $K \approx 10^{-8}$  соответствует категории мягкого износа, в то время как  $K \approx 10^{-2}$  определяет тяжелый износ.  $K = 4,4 \cdot 10^{-7}$  для примера, использованного в расчетах, попадает в область относительно мягкого износа.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 16-08-00990\16).*

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Meng, H.C. Wear modelling: evaluation and categorization of wear models / H.C. Meng // PhD Thesis, University of Michigan. Ann Arbor. MI. - 1994.
2. Hsu, S.M. Wear prediction for metals / S.M. Hsu, M.C. Shen, A.W. Ruff // Tribology International. - 1997. - Vol. 30. - № 5. - P. 377–383.
3. Meng, H.C. Wear models and predictive equations: their form and content / H.C. Meng, K.C. Ludema // Wear. - 1995. - Vol. 181–183. - № 2. - P. 443–457.
4. Fleischer, G. Energetische Methode der Bestimmung des Verschleißes / G. Fleischer // Schmierungstechnik. - 1973. - Band 4. - P. 9–12.



5. Lazarev, V. Estimation of the tribotechnical parameters of the «piston skirt-cylinder liner» contact interface from an IC-engine for decreasing the mechanical losses / V. Lazarev, K. Gavrilov, A. Doikin, G. Vorlauffer, J. Sequard-Base // WIT Transactions on Ecology and the Environment. - 2014. - Vol. 190. - № 1. - P. 625–635.
  6. Ye, Z. An experimental investigation of piston skirt scuffing: a piston scuffing apparatus, experiments, and scuffing mechanism analyses / Z. Ye, C. Zhang, Y. Wang, H.S. Cheng, S. Tung, Q.J. Wang, X. He // Wear. - 2004. - Vol. 257. - № 1–2. - P. 8–31.
  7. Fouvry, S., An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts / S. Fouvry, T. Liskiewicz, P. Kapsa, S. Hannel, E. Sauger // Wear. - 2003. - Vol. 255. - № 1–6. - P. 287–298.
  8. Greenwood, J. Contact of nominally flat surfaces / J. Greenwood, J. Williamson // Proceedings of the Royal Society A. - 1966. - Vol. 295. - № 1442. - P. 300–319.
  9. Archard, J., The wear of metals under unlubricated conditions / J. Archard, W. Hirst // Proceedings of Royal Society London A. - 1956. - Vol. 236, № 1206. P. 397–410.
  10. Jisa, R. Tribologische Wechselwirkungen von selbstschmierenden Gleitelementen basierend auf Kupferlegierungen und Graphit-Öl-Schmierstoffen / R. Jisa // PhD Thesis, Vienna University of Technology. - 2007.
1. Meng, H.C. Wear modelling: evaluation and categorization of wear models / H.C. Meng // PhD Thesis, University of Michigan. Ann Arbor. MI. - 1994.
  2. Hsu, S.M. Wear prediction for metals / S.M. Hsu, M.C. Shen, A.W. Ruff // Tribology International. - 1997. - Vol. 30. - № 5. - P. 377–383.
  3. Meng, H.C. Wear models and predictive equations: their form and content / H.C. Meng, K.C. Ludema // Wear. - 1995. - Vol. 181–183. - № 2. - P. 443–457.
  4. Fleischer, G. Energetische Methode der Bestimmung des Verschleißes / G. Fleischer // Schmierungstechnik. -1973. - Band 4. - P. 9–12.
  5. Lazarev, V. Estimation of the tribotechnical parameters of the «piston skirt-cylinder liner» contact interface from an IC-engine for decreasing the mechanical losses / V. Lazarev, K. Gavrilov, A. Doikin, G. Vorlauffer, J. Sequard-Base // WIT Transactions on Ecology and the Environment. - 2014. - Vol. 190. - № 1. - P. 625–635.
  6. Ye, Z. An experimental investigation of piston skirt scuffing: a piston scuffing apparatus, experiments, and scuffing mechanism analyses / Z. Ye, C. Zhang, Y. Wang, H.S. Cheng, S. Tung, Q.J. Wang, X. He // Wear. - 2004. - Vol. 257. - № 1–2. - P. 8–31.
  7. Fouvry, S., An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts / S. Fouvry, T. Liskiewicz, P. Kapsa, S. Hannel, E. Sauger // Wear. - 2003. - Vol. 255. - № 1–6. - P. 287–298.
  8. Greenwood, J. Contact of nominally flat surfaces / J. Greenwood, J. Williamson // Proceedings of the Royal Society A. - 1966. - Vol. 295. - № 1442. - P. 300–319.
  9. Archard, J., The wear of metals under unlubricated conditions / J. Archard, W. Hirst // Proceedings of Royal Society London A. - 1956. - Vol. 236, № 1206. P. 397–410.
  10. Jisa, R. Tribologische Wechselwirkungen von selbstschmierenden Gleitelementen basierend auf Kupferlegierungen und Graphit-Öl-Schmierstoffen / R. Jisa // PhD Thesis, Vienna University of Technology. - 2007.

*Статья поступила в редколлегию 22.06.2016.*

*Рецензент: д.т.н., профессор МЭИ  
Горицкий Ю.А.*

#### Сведения об авторах:

**Лазарев В.Е.**, д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» ЮУрГУ (НИУ), e-mail: [lazarevea@susu.ru](mailto:lazarevea@susu.ru).

**Гаврилов К.В.**, к.т.н., доцент кафедры «АТиСА» ЮУрГУ (НИУ), e-mail: [gavrilovkv@susu.ru](mailto:gavrilovkv@susu.ru).

**Дойкин А.А.**, к.т.н., доцент кафедры «АТиСА» ЮУрГУ (НИУ), e-mail: [doikinaa@susu.ru](mailto:doikinaa@susu.ru).

**Секвард-Бэйж Й.** Австрийский центр компетентности в трибологии, г. Винер Нойштадт, Австрия, e-mail: [sequard@ac2t.at](mailto:sequard@ac2t.at).

**Lazarev V.E.**, D.Eng., Prof., Head of the Dep. “Internal Combustion Engines”, South-UrSU (RU), e-mail: [lazarevea@susu.ru](mailto:lazarevea@susu.ru).

**Gavrilov K.V.**, Can.Eng., Assistant Prof. of the Dep. “AT & SA”, South-UrSU (RU), e-mail: [gavrilovkv@susu.ru](mailto:gavrilovkv@susu.ru).

**Doikin A.A.**, Can.Eng., Assistant Prof. of the Dep. “AT & SA”, South-UrSU (RU), e-mail: [doikinaa@susu.ru](mailto:doikinaa@susu.ru).

**Sequard-Badge J.** Austrian Center of Competence in Tribology, Wiener Neustadt, Austria, e-mail: [sequard@ac2t.at](mailto:sequard@ac2t.at).