

DOI: 10.15593/24111678/2018.02.09

УДК 621.436

Д.М. Марьин, А.А. Глущенко, И.Р. Салахутдинов

Ульяновский государственный аграрный университет, г. Ульяновск, Россия

**ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛИ ПОВЫШЕНИЯ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ**

Процесс работы цилиндропоршневой группы (ЦПГ) сопровождается неравномерным распределением нагрузки и износом в контакте поршневых колец и поршня с гильзой цилиндров. При работе ЦПГ под действием сил трения о поверхности поршневых канавок и гильзы цилиндра, инерции, упругости поршневых колец, давления газов в кольцевом пространстве поршневые кольца перемещаются в поршневых канавках как в радиальном, так и продольном направлении. Это является одной из основных причин их повышенного износа.

Анализируя нагрузочные процессы, действующие на детали ЦПГ, можно заключить, что для обеспечения оптимальных условий работы ЦПГ двигателя внутреннего сгорания (ДВС) основные трибологические параметры трущихся деталей: динамическая несущая способность опорного профиля гильзы цилиндра и поршневого кольца, сила трения, зазор в сопряжении и др. – должны согласовываться с условиями работы ЦПГ (характером внешних нагрузок, кинематики и температурных полей).

Рассмотрение трибосистемы «гильза цилиндров – поршневое кольцо» как динамической модели с двумя степенями свободы позволило установить, что снижение износа будет обеспечиваться только при сохранении внешнего трения поверхностей сопряжений. Это может быть реализовано при условии, что прочность на сдвиг основного материала будет выше прочности тонкого поверхностного слоя. При этом одним из факторов, определяющих величину износа, является различие величины прочности адгезионной связи и прочности нижележащих слоев.

Практической реализации данного эффекта можно достичь введением в контакт твердого антифрикционного материала, обладающего высокой несущей способностью, низким сопротивлением сдвигу и стойкостью к высоким температурам.

Решение полученных уравнений движения трибосистемы путем замены характеристических коэффициентов и коэффициентов линейного разложения на параметры реальных факторов, действующих в динамической системе «гильза цилиндров – поршневое кольцо», с учетом свойств материалов трущихся поверхностей, подтверждает, что снижение силы трения и износа может быть осуществлено уменьшением модуля упругости материалов контактируемых поверхностей и улучшением их геометрических параметров.

Ключевые слова: износ, поршневое кольцо, поршень, гильза цилиндра, трибосистема.

D.M. Marin, A.A. Glushchenko, I.R. Salakhutdinov

Ulyanovsk State Agricultural University, Ulyanovsk, Russian Federation

**THE FORMATION OF THE PATTERNS OF THE INCREASE OF TRIBOLOGICAL
CHARACTERISTICS OF CYLINDER-PISTON GROUP**

The operation of cylinder-piston group is accompanied by an unequal distribution of load and wear in contact point of the piston rings and the piston with cylinder liner. At the same time, one of the main causes of wear of piston rings when the engine is running is their simultaneous movement in the longitudinal and radial directions relative to piston grooves under the influence of friction forces on the surface of piston grooves and cylinder liners, inertia, elasticity of piston rings and gas pressure in the space behind the rings.

Analysis of the nature of the external loading of cylinder-piston group details shows that to optimize the operation of the cylinder-piston group of internal combustion engine it is necessary to adjust basic tribological parameters of friction parts, including dynamic load bearing capacity of the support profile of the cylinder liner and the piston ring, friction force, the gap in the coupling, etc., to the operating conditions of cylinder-piston group (character of external loads, kinematics and thermal fields).

Consideration of the cylinder liner – piston ring tribosystem as a dynamic model with two degrees of freedom allowed establishing that the reduction of the wear will be ensured only by maintaining the external friction of the coupling surfaces. It can be achieved provided that the shear strength of the thin surface layer is less than that of the base material. At the same time, one of the factors determining the amount of wear is the difference between the strength of the adhesive bond and the strength of the underlying layers.

The practical implementation of this effect can be realized by engagement of a solid anti-friction material with a high load-bearing capacity, low shear resistance and resistance to high temperatures.

Solving of the equations of motion of the tribological system by replacement of characteristic coefficients and the coefficients of the linear decomposition on the parameters of the real factors operating in a dynamic cylinder liner – piston ring system, taking into account the properties of the materials of the friction surfaces confirms that the reduction of the friction force and wear can be carried out by the reduction of the modulus of elasticity of materials of contacting surfaces and improvement of their geometric parameters.

Keywords: wear, piston ring, piston, cylinder liner, tribosystem.

Конструкция трибологических сопряжений современных ДВС должна удовлетворять следующим требованиям: высокий ресурс и надежность работы на различных скоростных и нагрузочных режимах; минимизация расхода эксплуатационных материалов; увеличение мощности и передаваемых моментов; доступность и простота обслуживания; высокая безопасность и экологичность и др.

Цилиндропоршневая группа является одним из наиболее нагруженных узлов ДВС. В процессе работы ЦПГ происходит неравномерное распределение нагрузки и износа в контакте поршневых колец и юбки поршня с гильзой цилиндров, что приводит к изменению цилиндричности как гильзы цилиндров, так и поршня. Под действием сил трения о поверхности поршневых канавок и гильзы цилиндра, инерции, упругости поршневых колец, давления газов в закольцевом пространстве поршневые кольца перемещаются в поршневых канавках как в радиальном, так и продольном направлении. Это является одной из основных причин их повышенного износа. Износ поршневых колец наблюдается как по торцам, так и в радиальном направлении. Основными факторами, вызывающими торцевой износ, являются трение о поверхность кольцевой канавки, давление газов, изменение трущейся поверхности в результате «перекладки колец» при изменении направления движения поршня [1–3]. Причинами радиальных износов является трение о стенку гильзы под действием сил упругости колец и давления газов между кольцом и стенкой поршня в поршневой канавке, а также скорости перемещения поршня.

Исходя из перечисленных факторов наиболее жесткие условия сопровождают работу верхних компрессионных колец, поэтому они имеют наибольший износ. В то же время масляные кольца также подвержены износу в радиальном направлении по причине более чем в два раза большего давления на стенку гильзы, по сравнению с компрессионными, от сил упругости самих колец. Результатом является потеря ими способности снимать излишки смазочного масла с поверхности гильзы, что приводит к нарушению гидродинамического режима смазки всего узла.

Износ гильзы цилиндров характеризуется неравномерностью как по вертикали рабочей поверхности, так и в ее горизонтальных сечениях. Наибольшая величина износа наблюдается в зоне верхней мертвой точки, соответствующей остановке и изменению направления движения верхнего компрессионного кольца. Причинами этого являются ухудшение условий смазывания из-за частичного выгорания масляной пленки, смывание его сконденсированными парами топлива, увеличение нормальных давлений, в результате чего наблюдается полусухое или граничное трение, имеющее существенно большее значение, чем в других зонах гильзы.

На основании проведенного анализа можно заключить следующее. Для обеспечения оптимального режима работы ЦПГ, сопровождаемого минимальным износом поверхностей деталей сопряжений ЦПГ, необходимо, чтобы параметры трущихся поверхностей (динамическая несущая способность опорного профиля гильзы цилиндра и поршневого кольца, сила трения, зазор в сопряжении и др.), определяющие трибологические свойства узла, соответствовали характеру воздействующих на них нагрузок (давление, температура, силы упругости).

Анализ сил, действующих при работе ДВС на детали ЦПГ, показывает, что износ является следствием воздействия суммарных сил упругости колец и давления газов. Приняв упругость колец как конструктивный параметр, не зависящий от условий работы и постоянной во

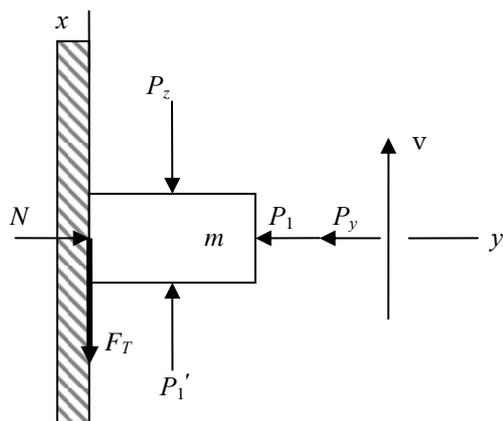


Рис. 1. Динамическая модель трибосистемы «гильза цилиндров – поршневое кольцо»

Относительное перемещение трущихся поверхностей, в силу их шероховатости, сопровождается контактом их микронеровностей с последующей деформацией. Особенностью работы ЦПГ является возвратно-поступательное движение поршня, характеризуемое изменением скорости его скольжения и смешанным трением в контакте. Известно, что изменение скорости влечет за собой изменение силы трения в контакте, а соответственно, и изменение износа трущихся поверхностей. При этом основное перемещение поршня относится к установившемуся движению, сопровождаемому незначительным коэффициентом трения, а перекладка поршня в верхней и нижней мертвых точках характеризуется неустановившимся режимом движения. Поскольку в зоне ВМТ трение осуществляется в полусухом режиме, с одновременным увеличением давления на поршень, то неустановившийся режим движения характеризуется значительным увеличением коэффициента трения и износом, что подтверждается формой изменения рабочих гильз цилиндров, у которых максимальный износ соответствует зоне верхней мертвой точки и первого компрессионного кольца. Снижение влияния неустановившегося движения на коэффициент трения обеспечивается наличием в контакте смазочного материала с высокой несущей способностью. В процессе работы ЦПГ, под воздействием высоких температур от сгорания топливовоздушной смеси, происходит выгорание масляного слоя, что приводит к возникновению полусухого или сухого трения. Одним из способов решения этой проблемы является введение в контакт твердого антифрикционного материала, обладающего высокой несущей способностью, низким сопротивлением сдвигу и стойкостью к высоким температурам [6, 7].

Выбор и обоснование вводимого в контакт антифрикционного материала должно базироваться с учетом режимов работы ЦПГ и действующих на детали трибосистемы факторов, а также их влияния на износ. С этой целью ЦПГ может быть представлена в виде динамической модели, имеющей две степени свободы (см. рис. 1) в направлении x , соответствующем перемещению поршня и поршневых колец под действием сил газов P_z и инерции P_1' , и y – соответствующем перемещению поршня и поршневых колец под действием сил газов, находящихся под поршневым кольцом P_1 , силы упругости поршневого кольца P_y и нормальной реакции N со стороны стенки гильзы цилиндров.

В этом случае перемещение поршневого кольца будет описываться следующей системой уравнений [8–10]:

$$\begin{aligned} P_m + P_z(\dot{x}) - P_1'(x) &= F_T, \\ P_m' &= (P_1 + P_y) - N, \end{aligned} \quad (1)$$

где P_m – сила от воздействия массы поршневого кольца, Н; $P_z(\dot{x})$ и $P_1'(x)$ – соответственно изменение силы от воздействия газов и сил инерции самого поршневого кольца при перемещении

времени эксплуатации, отметим, что основной нагрузкой, действующей на поршневое кольцо, является давление газов между внутренней частью кольца и стенкой поршневой канавки, прижимающее поршневое кольцо к гильзе цилиндра.

Внешней нагрузкой на стенку гильзы цилиндра является боковая сила давления торцевой части поршневых колец, обусловленная совокупным действием газовой и инерционной сил и силой упругости поршневых колец (рис. 1). Как видно из рис. 1, сила трения каждого поршневого кольца о стенку гильзы цилиндра зависит от давления газов под поршневым кольцом, упругости поршневого кольца, ширины поршневого кольца и коэффициента трения в сопряжении [4, 5].

поршневого кольца в вертикальной плоскости, N ; F_T – сила трения, N ; P'_m – изменение силы от массы поршневого кольца при воздействии на него силы упругости поршневого кольца и нормальной реакции со стороны стенки гильзы цилиндра, N .

Зависимость нормальной силы N и силы трения F_T в контакте при устойчивом режиме работы имеет вид

$$F_{Tуст} = F_T(v, y); \quad N_{уст} = N(v, y). \quad (2)$$

Иными словами, состояние устойчивого скольжения соответствует положению равновесия в одностепенной динамической модели при фиксированной скорости v перемещения поршня. Соответственно, изменение положения поршневого кольца по оси x и y будет характеризовать неустойчивый режим скольжения, тогда выражение (2) примет вид

$$F_T = F_T(\dot{x}, \dot{y}, y); \quad N = N(\dot{x}, \dot{y}, y). \quad (3)$$

Проведя учет изменения силы трения и нормальной силы от перемещения поршневого кольца через коэффициенты линейного разложения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_T}{\partial \dot{x}} = b_{F_x}; & \quad \frac{\partial F_T}{\partial \dot{y}} = c_F; & \quad \frac{\partial F_T}{\partial y} = c b_{F_z}; \\ -\frac{\partial N}{\partial \dot{x}} = b_{N_x}; & \quad \frac{\partial N}{\partial \dot{y}} = c_N; & \quad \frac{\partial N}{\partial y} = c_N, \end{aligned} \quad (4)$$

силу трения и нормальную силу можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} F_T &= F_{Tуст} + b_{F_x} \dot{x}_o + b_{F_x} \dot{y}_o + c_F y_o; \\ N &= N + b_{N_x} \dot{x}_o + b_{N_x} \dot{y}_o + c_N y_o, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\dot{x}_o, \dot{y}_o, y_o$ – величина отклонения системы от устойчивого состояния.

В этом случае уравнение движения системы при ее отклонении от устойчивого состояния можно записать:

$$\begin{aligned} m \ddot{x}_o + (b - b_{F_x}) \dot{x}_o + c x_o - b_{F_x} \dot{x}_o - c_F y_o &= 0, \\ m \dot{y}_o + b_{N_x} \dot{y}_o + c_N y_o - b_{N_x} \dot{x}_o &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Приводя главный определитель системы $\Delta_n = \in (b_n)$ к нулю и заменив параметры системы на характеристические коэффициенты

$$\begin{aligned} a_4 &= m^2; \quad a_3 = m((b - b_{F_x}) + b_{N_x}); \\ a_2 &= m(c + c_N) + (b - b_{F_x}) b_{N_x} - b_{F_x} b_{N_x}; \\ a_1 &= b_{N_x} c + (b - b_{F_x}) c_N - b_{N_x} c_F; \quad a_0 = c c_N, \end{aligned} \quad (7)$$

получим характеристический полином четвертого порядка, определяющий состояние динамической системы:

$$a_4 \lambda^4 + a_3 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0 = 0, \quad (8)$$

где λ – собственное значение оператора системы, условием устойчивости которого, при положительных значениях характеристических коэффициентов, является выполнение неравенства

$$a_3(a_1a_2 - a_0a_3) - a_1^2a_4 > 0. \quad (9)$$

В соответствии с классической теорией трения возникновение износа начинается при прекращении пластического смещения материала одной из поверхностей, с последующим переходом к пластической деформации, а затем к разрушению смещенного участка и внедрению индентора в нижележащие слои поверхности трения. Условие наступления данного процесса может быть выражено следующим образом [11]:

$$\frac{h}{R} \geq \frac{1}{2} \left(1 - \frac{2\tau}{\sigma_T} \right), \quad (10)$$

где h – глубина внедрения индентора в трущуюся поверхность, мкм; R – радиус сферического индентора (микронеровности) внедряющейся поверхности, мкм; τ – прочность адгезионной связи на срез, МПа; σ_T – предел текучести материала, МПа.

Анализ выражения (10) показывает, что предотвращение разрушения трущейся поверхности необходимо, чтобы в контакте трущихся поверхностей поддерживалось внешнее трение. Этого можно достичь при условии, что поверхностный тонкий слой, вступающий в контакт, должен иметь прочность на сдвиг меньше, чем прочность основного материала. Увеличение разницы в прочности обеспечит оттягивание момента наступления режима внутреннего трения. При этом наиболее влияющим фактором является адгезионная связь, т.е. ее прочность между верхними и нижележащими слоями материала. Условием наличия в контакте положительного градиента механических свойств по глубине является уменьшение адгезионной связи, т.е. [12]

$$\frac{d\sigma_x}{dy} > 0, \quad (11)$$

где σ_x – разрушающее напряжение в направлении плоскости касания, МПа; y – координата, перпендикулярная к плоскости касания, мкм.

В этом случае сохраняется внешнее трение в контакте. Тогда для выражения (9) будет справедливо выполнение условия

$$a_3(a_1a_2 - a_0a_3) - a_1^2a_4 \geq \frac{h}{R} \geq \frac{1}{2} \left(1 - \frac{2\tau}{\sigma_T} \right). \quad (12)$$

Проведя замену характеристических коэффициентов и коэффициентов линейного разложения на параметры реальных факторов, действующих в динамической системе «гильза цилиндров – поршневое кольцо», с учетом свойств материалов трущихся поверхностей, и проведя преобразования, получим нижеследующее.

Силовые воздействия в трибосистеме, при условии реализации внешнего трения, зависят от напряженно-деформируемого состояния в зоне контакта и состояния трущихся поверхностей (микронеровности). При этом взаимодействие трущихся поверхностей может осуществляться при насыщенных и ненасыщенных контактах.

Общая сила трения при скольжении определяется выражением [13]

$$F_T = \int F_{Ti} dn_i, \quad (13)$$

где F_{Ti} – сила трения на единичной микронеровности контактируемой поверхности, Н; n_i – количество микронеровностей, вступающих в контакт, ед.

Сила трения зависит от деформационной и молекулярной составляющих:

$$F_{Ti} = F_{Td} + F_{Tm}, \quad (14)$$

где F_{Td} – деформирующая составляющая силы трения, Н; F_{Tm} – молекулярная составляющая силы трения, Н.

Учитывая, что

$$F_{Td} = \frac{0,25a_r h^2 E}{1 - \mu^2}, \quad (15)$$

$$F_{Tm} = \pi R h_i \tau_n,$$

где a_r – коэффициент гистерезисных потерь материала при трении; h – глубина внедрения индентора, мкм; E – модуль упругости материала; μ – коэффициент Пуассона материала; τ_n – касательное напряжение, возникающее в контактируемых материалах; R – радиус сферического индентора (микронеровности) внедряющей поверхности, мкм.

С учетом вышеприведенного уравнение силы трения на единичной микронеровности контактируемой поверхности можно записать следующим образом [14]:

$$F_{Ti} = \frac{0,25a_r h^2 E}{1 - \mu^2} + \left(\tau_o + \frac{0,48\sqrt{h}}{(1 - \mu^2)\sqrt{R}} \right) \pi R h_i \tau_n. \quad (16)$$

Функция распределения микронеровностей может быть выражена как [15]

$$dn_i = \frac{S_c b v (v - 1)^{v-2}}{2\pi R h_{\max}}, \quad (17)$$

где b и v – параметры кривой опорной поверхности трения.

Тогда общая сила трения

$$F_T = \int_0^x \left[\frac{0,25a_r h_{\max}^2 E (\varepsilon - x)}{1 - \mu^2} + \left(\tau_o + \frac{0,48\sqrt{h_{\max} (\varepsilon - x)}}{(1 - \mu^2)\sqrt{R}} \right) \pi R (\varepsilon - x) \right] \frac{S_c b v (v - 1)^{v-2}}{2\pi R h_{\max}} dx, \quad (18)$$

где ε – величина относительного сближения микронеровностей трущихся поверхностей; h_{\max} – максимальная глубина внедрения, мкм; x – длина контакта, мкм.

Как видно из полученной зависимости, наиболее доступным методом уменьшения силы трения и, соответственно, износа, без изменения конструктивных параметров сопряжений, может быть снижение модуля упругости материалов контактируемых поверхностей и улучшение их геометрических параметров. Проведенные расчеты полученной зависимости силы трения контактируемых поверхностей при значениях модуля упругости у типовой гильзы цилиндра $E = 1,6 \cdot 10^5$ Н/м² и гильзы цилиндра, металлизированной антифрикционным материалом, $E = 1,2 \cdot 10^5$ Н/м² позволили установить, что металлизация гильзы цилиндров позволяет снизить силу трения на 30 % (рис. 2).

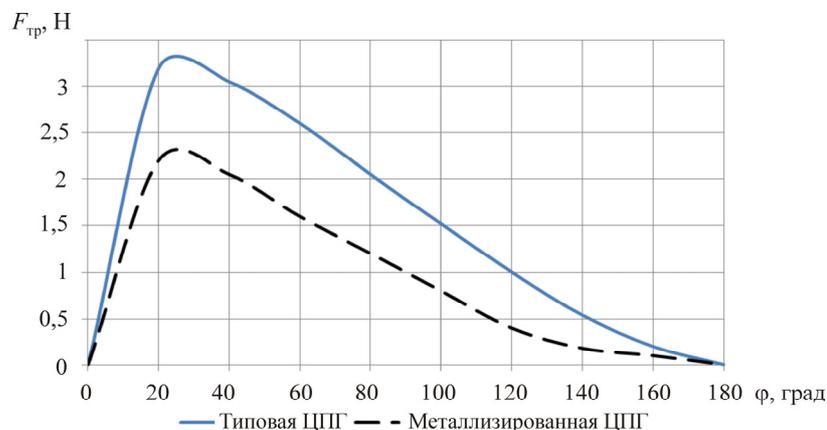


Рис. 2. Зависимость силы трения от угла поворота коленчатого вала

Таким образом, металлизация гильзы цилиндра нанесением на ее рабочую поверхность антифрикционного материала с меньшим модулем упругости позволит снизить силу трения в сопряжении «поршневое кольцо – гильза цилиндра» и износ их рабочих поверхностей.

Список литературы

1. Марьин Д.М., Хохлов А.Л., Глущенко А.А. Теоретическое обоснование снижения износа деталей сопряжения «поршневая канавка – поршневое кольцо» // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. – 2015. – № 4(32). – С. 168–172.
2. Влияние режимов микродугового оксидирования на образование оксидированного слоя / А.Л. Хохлов, Д.А. Уханов, А.А. Глущенко, Д.М. Марьин, В.А. Степанов // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. – 2013. – № 3(23). – С. 128–131.
3. Зейнетдинов Р.А., Глущенко А.А., Марьин Д.М. Теоретическое обоснование повышения ресурса деталей сопряжения «поршневая канавка – поршневое кольцо» // Известия Международной академии аграрного образования. – 2016. – № 30. – С. 26–30.
4. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин – М.: Машиностроение, 1966. – 193 с.
5. Суслов А.Г. От технологического обеспечения эксплуатационных свойств к качеству машин // Трение и износ. – 1997. – Т. 18, № 3. – С. 311–320.
6. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.
7. Суслов А.Г., Браун Э.Д., Виткевич И.А. Качество машин: справочник: в 2 т. Т. 2. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
8. Технологические основы обеспечения качества машин / под ред. К.С. Колесникова – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.
9. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: учебник для вузов / под ред. Д.Г. Громаковского; СГТУ. – Самара, 2000. – 268 с.
10. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.
11. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
12. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Буше Н.А. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учебник для технических вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.
13. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безотказность). – М.: МСХА, 2001. – 616 с.
14. Белый В.А., Лудема К., Мышкин Н.К. Трибология: Исследования и приложения: опыт США и стран СНГ. – М.: Машиностроение; Нью-Йорк: Аллертон пресс, 1993. – 454 с.
15. Пенкин Н.С., Пенкин А.Н., Сербин В.М. Основы трибологии и триботехники. – М.: Машиностроение, 2008. – 206 с.

References

1. Mar'in D.M., Khokhlov A.L., Glushchenko A.A. Teoreticheskoe obosnovanie snizheniia iznosa detalei sopriazheniia "porshnevaia kanavka - porshnevoe kol'tso" [Theoretical substantiation of wear reduction of details of coupling «piston groove-piston ring»]. *Vestnik Ul'ianovskoi gosudarstvennoi sel'skokhoziaistvennoi akademii*, 2015, no. 4 (32), pp. 168-172.
2. Khokhlov A.L., Ukhanov D.A., Glushchenko A.A., Mar'in D.M., Stepanov V.A. Vliianie rezhimov mikrodugovogo oksidirovaniia na obrazovanie oksidirovannogo sloia [The Influence of modes of micro-arc oxidation on the formation of the oxidized layer]. *Vestnik Ul'ianovskoi gosudarstvennoi sel'skokhoziaistvennoi akademii*, 2013, no. 3 (23), pp. 128-131.
3. Zeinetdinov R.A., Glushchenko A.A., Mar'in D.M. Teoreticheskoe obosnovanie povysheniia resursa detalei sopriazheniia "porshnevaia kanavka - porshnevoe kol'tso" [Theoretical substantiation of increase of the parts lifetime mate «piston groove piston ring»] *Izvestiia Mezhdunarodnoi akademii agrarnogo obrazovaniia*, 2016, no. 30, pp. 26-30.
4. Ryzhov E.V. Kontaknaia zhestkost' detalei mashin [Contact rigidity of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1966, 193 p.
5. Suslov A.G. Ot tekhnologicheskogo obespecheniia ekspluatatsionnykh svoistv k kachestvu mashin [From the technological support of operational properties to the quality of machines]. *Trenie i iznos*, 1997, vol. 18, no. 3, pp. 311-320.

6. Suslov A.G. Tekhnologicheskoe obespechenie parametrov sostoianiia poverkhnostnogo sloia detalei [Technological support of the state parameters of the surface layer of parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1987, 208 p.
7. Suslov A.G., Braun E.D., Vitkevich I.A. Kachestvo mashin: tom 2 [The Quality of machines: vol 2]. Moscow: Mashinostroenie, 1995, 256 p.
8. Tekhnologicheskie osnovy obespecheniia kachestva mashin [The technological basis for ensuring the quality of machines]. Ed. K.S. Kolesnikova. Moscow, Mashinostroenie, 1990, 256 p.
9. Tribologiya. Fizicheskie osnovy, mekhanika i tekhnicheskie prilozheniia [Tribology. Physical foundations, mechanics and technical applications]. Ed D.G. Gromakovskogo. Samara, Izdatel'stvo Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2000, 268 p.
10. Frolov, K.V. Metody sovershenstvovaniia mashin i sovremennye problemy mashinostroeniia [Methods of improvement of machines and modern problems of mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie, 1984, 224 p.
11. Kragel'skii I.V., Dobychin M.N., Kombalov B.C. Osnovy raschetov na trenie i iznos [Osnovy raschetov na trenie i iznos]. Moscow, Mashinostroenie, 1977, 526 p.
12. Chichinadze A.V., Braun E.D., Bushe N.A. Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka) [Basics of tribology (friction, wear, lubrication)]. Moscow, Mashinostroenie, 2001, 664 p.
13. Garkunov D.N. Tribotekhnika (iznos i bezotkaznost') [Tribotechnika (wear and failure)]. Moscow, MSKhA, 2001, 616 p.
14. Belyi V.A., Ludema K., Myshkin N.K. Tribologiya: Issledovaniia i prilozheniia: opyt SShA i stran SNG [Tribology: Research and applications: experience of the USA and CIS countries]. Moscow, Mashinostroenie; New York: Allerton press, 1993, 454 p.
15. Penkin N.S., Penkin A.N., Serbin. V.M. Osnovy tribologii i tribotekhniki [Fundamentals of tribology and tribology]. Moscow, Mashinostroenie, 2008, 206 p.

Получено 24.05.2018

Об авторах

Марьин Дмитрий Михайлович (Ульяновск, Россия) – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» Ульяновского государственного аграрного университета (432017, г. Ульяновск, бул. Новый Венец, 1, e-mail: marjin25@mail.ru).

Глущенко Андрей Анатольевич (Ульяновск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» Ульяновского государственного аграрного университета (432017, г. Ульяновск, бул. Новый Венец, 1, e-mail: oildel@yandex.ru).

Салахутдинов Ильмас Рифкатович (Ульяновск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» Ульяновского государственного аграрного университета (432017, г. Ульяновск, бул. Новый Венец, 1, e-mail: ilmas.73@mail.ru).

About the authors

Dmitry M. Marin (Ulyanovsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Senior Lecturer, Department of Operation of Mobile Machines and Technological Equipment, Ulyanovsk State Agrarian University (1, New Crown Boulevard, Ulyanovsk, 432017, Russian Federation, e-mail: marjin25@mail.ru).

Andriy A. Glushchenko (Ulyanovsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Operation of Mobile Machines and Technological Equipment, Ulyanovsk State Agrarian University (1, New Crown Boulevard, Ulyanovsk, 432017, Russian Federation, e-mail: oildel@yandex.ru).

Ilmas R. Salakhutdinov (Ulyanovsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Operation of Mobile Machines and Technological Equipment, Ulyanovsk State Agrarian University (1, New Crown Boulevard, Ulyanovsk, 432017, Russian Federation, e-mail: ilmas.73@mail.ru).