

УДК 532.696; 621.89; 621.822.5
DOI: 10.12737/22007

И.В. Мухортов, Е.А. Задорожная, К.А. Почкайло

ВЛИЯНИЕ ПРОТИВОИЗНОСНЫХ ПРИСАДОК НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РЕЖИМА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ ДВС

Приведены экспериментальные доказательства повышения контактных давлений, при которых достигается минимальное значение коэффициента трения, при введении в смазочное масло стандартной противоизносной присадки - диалкилдитиофосфата цинка (ZDDP). Предложена реологическая модель, позволяющая рассчитывать влия-

ние противоизносных присадок на величину гидродинамических давлений в смазочном слое подшипников тепловых двигателей.

Ключевые слова: противоизносные присадки, реологическая модель, коэффициент трения, подшипники скольжения, износ.

I.V. Mukhortov, E.A. Zadorozhnaya, K.A. Pochkaylo

ANTI-WEAR ADDITIVES INFLUENCE UPON HYDRODYNAMIC FRICTION MODE PARAMETERS IN BEARINGS OF INTERNAL-COMBUSTION ENGINES

An essential condition to ensure an engine life having 300,000 – 1 000,000 km according to race consists in assurance of a minimum wear rate of crankshaft bearings. For such units as connecting-rod bearings a maximum allowable value of bearing brass wear makes 100 mkm which corresponds to an integral linear wear intensity of $10^{-14} \dots 10^{-13}$ that is possible only at a hydrodynamic mode of friction actually at all modes of engines operations. Ensuring liquid friction in all range of contact pressures is achieved both through design methods, and technological ones. To the latter belongs first of all the application of lubricants with high wear-resistant properties. In this connection arises a problem to reveal a mechanism and degree of the effect of lubricant components upon a range of contact pressure where liquid friction is realized.

This paper reports the experimental evidences of the increase of contact pressures at which is achieved a minimum value of a constant of friction at the introduction in lubricant a standard wear-resistant additive – dialkyldithiophosphate of zinc (ZDDP). So,

at the introduction in coal oil without additives I-20A (viscosity type ISO 32) 1.25 and 2.5% ZGGP maximum contact pressure at which is realized a hydrodynamic mode of friction increases by 1.8 and 2 times accordingly. Because of impossibility to explain experimental data by a chemical interaction of ZDDP with surface material of tribo-coupling there is offered and substantiated a mechanism of ZDDP influence upon rheological parameters of lubricant in a separation layer. A rheological model allowing the computation of the wear-resistant additives influence upon a value of hydrodynamic pressures in a lubrication layer is offered. The idea of the initiation by a wear-resistant additive of multimolecular adsorption of lubricant on the surface of tribo-coupling may be used for the optimization of ZDDP structure and also for the prognostication of changes in pressure coefficient of viscosity in a lubrication layer.

Key words: wear-resistant additives, rheological model, constant of friction, slider bearings, wear.

Введение

Необходимым условием обеспечения ресурса автомобильных и тракторных поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), составляющего 300000...1 000 000 км по пробегу, является обеспечение минимальной скорости изнашивания узлов двигателей. Для таких ресурсопределяющих узлов, как шатунные и опорные подшипники коленчатого вала, максимально допустимая величина износа вкладышей составляет 50...100 мкм, что

соответствует интегральной линейной интенсивности изнашивания $10^{-14} \dots 10^{-13}$. Сопоставление величины энергии, затрачиваемой на трение, и допустимых величин износа заставляет сделать вывод о гидродинамическом режиме трения практически при всех режимах работы двигателей. Наибольшие проблемы для реализации жидкостного трения возникают при сочетании низкой частоты вращения коленчатого вала двигателя, высокой температуры

и значительных нагрузок. Такое сочетание возникает чаще всего при начале движения транспортного средства с прогретым двигателем после работы на холостом ходу. Косвенным доказательством гидродинамического режима трения в этих условиях является малое различие ресурса двигателей одной и той же марки, установленных на магистральных тягачах и городских автобусах (например CumminsISBe, ISF 2.8, ISF 3.8 или Caterpillar 3116, 3126).

Реализация гидродинамического режима зависит от ряда факторов, которые можно разделить на две группы. К первой относятся меры по оптимизации геометрических параметров подшипников, включающие учет тепловых и механических деформаций, свойства материалов поверхностей, в том числе микрогеометрия, технологии изготовления и сборки узлов и агрегата в целом. Ко второй группе относятся реологические параметры моторных масел, включающие зависимости значений коэффициента динамической вязкости от температуры, давления, скорости сдвига. Однако при анализе конструкций подшипников ДВС методами гидродинамического расчета набор обычных макроскопических реологических параметров моторного масла недостаточен для объяснения реализации гидродинамического режима трения при критическом сочетании температуры, частоты вращения коленчатого вала и нагрузок. Кроме того, использование этих параметров не позволяет объяснить различие противоизносных свойств различных моторных масел одного класса вязкости по SAEJ300. Гипотезы о роли продуктов химического взаимодействия компонентов моторного масла с материалами трибосопряжений не имеют экспериментального подтверждения и противоречат необходи-

мому выводу о гидродинамическом характере трения в подшипниках ДВС.

В статьях [1 - 3] приведены аргументы о необходимости учета специфических микрореологических эффектов, обусловленных адсорбцией компонентов смазочного материала на поверхности металла и приводящих к повышению вязкости в смазочных слоях толщиной менее 5...10 мкм. Как показано в [2; 3], именно образование полимолекулярных адсорбционных слоев смазочного масла определяет критические условия реализации гидродинамического режима трения для данного узла трения. Речь идет о режиме трения, характеризующемся повышением коэффициента трения при повышении контактного давления при данной скорости скольжения или снижении скорости скольжения при данном контактном давлении. Вопрос о механизме трения и износа в этом режиме имеет большое прикладное значение, поскольку связан с запасом надежности подшипников скольжения. Повышение удельной мощности ДВС, стремление производителей автомобилей к использованию энергосберегающих моторных масел низкой вязкости и ограниченные возможности оптимизации геометрии подшипников приводят к увеличению доли работы подшипников в условиях граничной смазки. В настоящей статье приведены данные экспериментов по оценке влияния наиболее распространенной противоизносной присадки – диалкилдитиофосфата цинка (ZDDP) на условия реализации гидродинамического режима трения в модели подшипника скольжения и критерии сравнительной оценки моторных масел одинаковой вязкости по способности обеспечивать жидкостное трение при высоких контактных давлениях.

Эксперимент

Режим трения определяется по характеру зависимости коэффициента трения

от контактного давления. Типичная зависимость представлена на рис. 1.

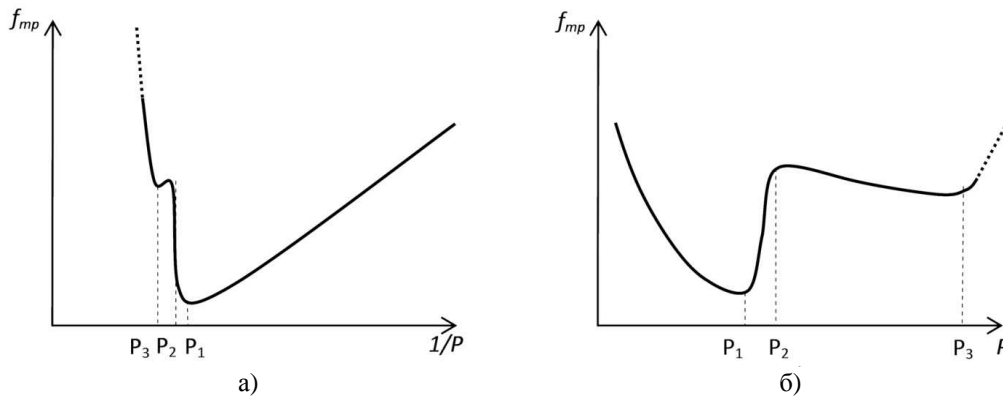


Рис. 1. Диаграмма Герси (а) и зависимость коэффициента трения от контактного давления (б)

Значение P_1 характеризует диапазон гидродинамического режима трения, зависящий как от макроскопической вязкости, так и от эффективности противоизносных присадок. Диапазон $P_2...P_3$ соответствует режиму, обусловленному граничным слоем. Значения коэффициента трения в этом режиме и значение P_3 характеризуют устойчивость разделяющего слоя масла к контактному нагружению.

Для определения значений P_1 , P_2 и P_3 был использован следующий метод. Измерения выполнены на стандартной машине трения с датчиком момента вращения. В качестве модели подшипника использованы стальной ролик и фрагмент вкладыша подшипника дизельного двигателя. Ролик изготовлен из материала коленчатого вала и обработан аналогично шейке коленчатого вала. Для достижения контактных давлений в диапазоне гидродинамического и граничного режимов трения при надежно измеряемых значениях силы (момента) трения антифрикционный слой фрагмента вкладыша обточен до размеров $4 \times 12,5$ мм (поперечный и продольный соответствен-

но). В качестве базового масла для испытаний использовано минеральное индустриальное масло без присадок класса вязкости ISO 32, получаемое селективной очисткой. Следует отметить, что такое масло содержит некоторое количество нефтяных поверхностно-активных веществ (ПАВ), обеспечивающих определенный уровень противоизносных свойств.

Измерения проводили при следующих условиях: диаметр ролика 95 мм, частота вращения 1000 мин^{-1} , температура контакта 100 ± 3 °С (обдув горячим воздухом с регулируемой температурой), подача смазочного масла в зону трения при атмосферном давлении. Диапазон прижимающих нагрузок - $0...1000$ Н, диапазон контактных давлений - $0...20$ МПа. Интенсивность изнашивания измеряли взвешиванием фрагмента бронзового вкладыша до испытаний (после приработки) и после испытаний в течение 1 часа. Испытания повторяли при добавке к маслу концентрата противоизносной присадки в количестве, соответствующем 1,25% ZDDP (рекомендуемое для моторных масел) и 2,5% ZDDP.

Результаты измерений

Зависимость коэффициента трения от контактного давления представлена на рис. 2.

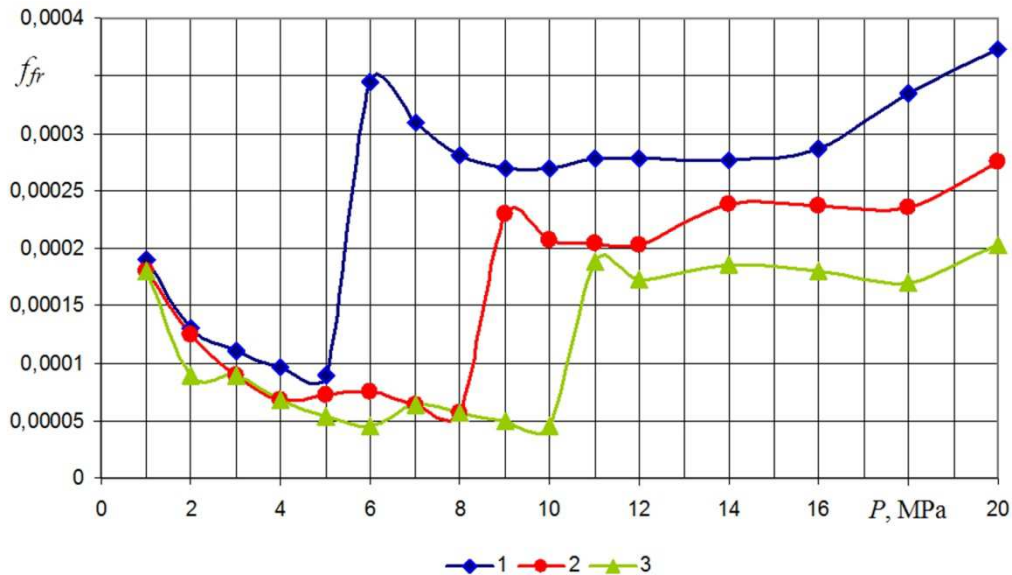


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от контактного давления:
1 – базовое масло; 2 – масло с 1,25% ZDDP; 3 – масло с 2,5% ZDDP

Как видно из данных, приведенных на рис. 2, добавление ZDDP изменяет значения P_1 , P_2 и P_3 в сторону увеличения. В наибольшей степени увеличивается значение P_1 , соответствующее минимальному значению коэффициента трения. Таким образом, влияние противоизносной присадки заключается в том, что гидродинамический режим трения реализуется при более высоких контактных давлениях.

Второй особенностью трения в радиальных подшипниках скольжения является существование области с приблизительно постоянным коэффициентом трения. Для выяснения механизма трения в области контактных давлений от P_2 до P_3 выполнены измерения величин износа.

На рис. 3 приведены значения износа образцов после испытаний. Значения для исходного масла не показаны вследствие больших величин. При достижении минимума коэффициента трения и его после-

дующем возрастании скорость износа не изменяется. Это не является неожиданным, так как в области минимума коэффициента трения режим заведомо гидродинамический.

Более интересным фактом является практически постоянная скорость износа в диапазонах контактных давлений от 8 до 12-14 МПа для масла с 1,25% ZDDP и от 10 до 14-16 МПа для масла с 2,5% ZDDP. До этих значений контактного давления сохраняется зависимость скорости износа, характерная для гидродинамического режима трения.

Таким образом, при введении в углеводородное масло ZDDP реализация жидкостного режима трения не зависит от макроскопической вязкости смазочного масла. Единственным объяснением может быть влияние присадки на вязкость масла в тонком слое.

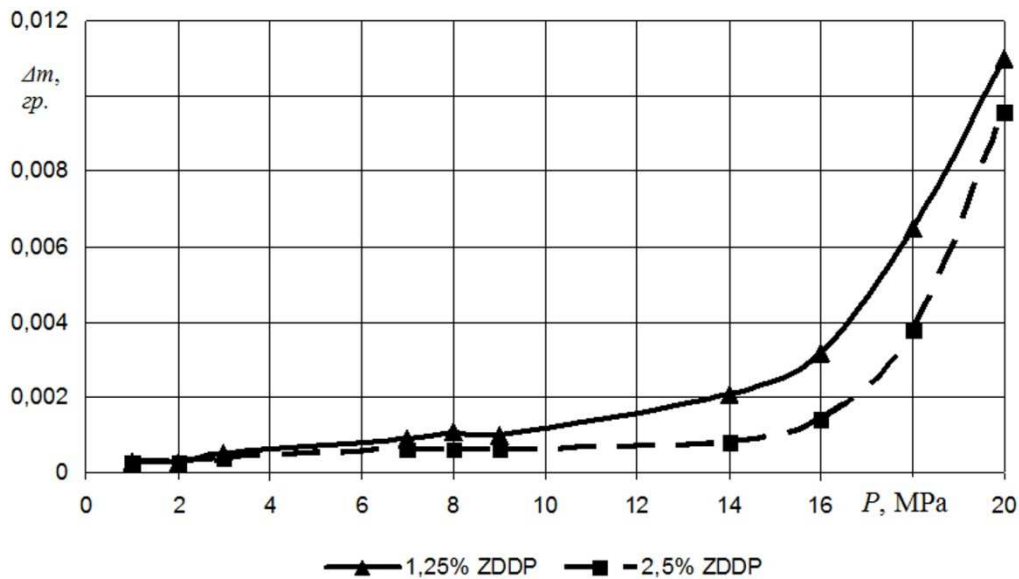


Рис. 3. Значения износа образца при испытаниях в течение 1 часа

Обсуждение

Формально режим трения в диапазоне контактных давлений $P_2 \dots P_3$ может быть назван граничным или переходным режимом. Трение в режиме граничной смазки исследовано в большом количестве работ [4–23]. В большинстве случаев граничная смазка рассматривается применительно к контактам поршневых колец с гильзой цилиндра. Преобладающее представление о механизме трения в этом режиме заключается в сочетании гидродинамического режима с контактом части поверхности трибосопряжений. Очевидно, что такой подход не может быть использован для объяснения приведенных выше закономерностей. Повышение контактного давления должно приводить к увеличению площади непосредственного контакта поверхностей и увеличению деформации материала поверхностей. Вследствие этого коэффициент трения в диапазоне контактных давлений $P_1 \dots P_3$ должен монотонно возрастать. В действительности этого не происходит. При более тщательных измерениях, выполненных с использованием моторных масел, значения коэффициента трения в области $P_2 \dots P_3$ незначительно снижаются. Для объяснения механизма трения в условиях граничной смазки в предыдущих работах авторов [1 – 3; 24] была предложена реологическая модель смазочного слоя, учитывающая полимолекулярные

адсорбированные слои смазочного материала. Роль ZDDP и других противоизносных присадок заключается в инициировании полимолекулярной адсорбции компонентов смазочного масла.

Указанная реологическая модель основана на общих закономерностях полимолекулярной адсорбции и построена на постулатах известной теории М. Поляни (M. Polanyi). Модель была дополнена представлениями о свойствах поверхности, образованной адсорбированным слоем ZDDP, и преобладающем значении латеральной когезии при адсорбции неполярных жидкостей. Такое представление включает зависимость вязкости от расстояния до твердой поверхности:

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s(T) \exp\left(-\frac{h_i}{l_h(T)}\right),$$

где μ_i – условное значение вязкости на расстоянии h_i от поверхности; μ_s – значение вязкости углеводородного слоя, непосредственно адсорбированного на поверхности слоя ПАВ; l_h – параметр, характеризующий скорость изменения вязкости при удалении от смачиваемой поверхности и имеющий размерность длины; μ_0 – исходная вязкость жидкости (на бесконечном удалении от поверхности).

Анализ распределения скорости сдвига по толщине слоя при расчете эффективной вязкости слоя h приводит к существованию на поверхности непо-

движных псевдотвердых слоев h_s , толщина которых рассчитывается исходя из условия минимума силы трения F_{mp} .

$$\bar{\mu} = \frac{1}{h - h_{s1} - h_{s2}} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \mu(h_i, l_h) dh_i,$$

$$F_{mp} = \min \left(\frac{V_0}{(h - h_{s1} - h_{s2})^2} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \mu(h_i, l_h) dh_i \right).$$

Данная модель использована в гидродинамических расчетах подшипника скольжения и позволяет описывать влияние присадок на величину P_1 (рис. 1) возрастанием гидродинамической подъемной силы при данной толщине слоя [24].

Для построения модели, описывающей реологические параметры смазочного слоя в диапазоне контактных давлений $P_2 \dots P_3$, необходим учет дополнительных факторов. При контактных давлениях выше 10 МПа вязкость в большей степени зависит от давления. Следует учесть, что пьезокоэффициент вязкости зависит от

значения вязкости и для адсорбированных слоев должен быть существенно выше, чем для исходного масла. Кроме того, следует учитывать влияние скорости сдвига на процесс адсорбции. Два этих фактора влияют на текущее значение $\mu_i(h)$ противоположным образом. Качественный анализ позволяет предположить некоторое снижение значений h_s при одновременном возрастании значений μ_s и снижение вязкости при $h_i > h_s$.

Заключение

Наличие жестких адсорбированных слоев на поверхностях трибосопряжений и снижение вязкости масла между ними до значения вязкости исходного масла в диапазоне контактных давлений $P_2 \dots P_3$ представляется авторам наиболее точным описанием реологического поведения смазочного масла. Следует еще раз подчеркнуть, что данный режим трения наиболее важен для таких тяжелонагруженных трибосо-

пряжений, как подшипники коленчатого вала ДВС, подшипники жидкостного трения промышленного оборудования и т.д. Разработка адекватной реологической модели смазочного масла и методов гидродинамических расчетов для случая трения при граничной смазке дает возможность более реалистичной оценки работоспособности подшипников с учетом влияния свойств смазочного масла.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 16-08-01020 \ 16).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Mukhortov, I. Rheological Model of a Boundary Layer of Lubricant / I. Mukhortov, E.Zadorozhnaya, I. Levanov // Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition. - Hilton Atlanta, Atlanta, Georgia (USA), 2011.
2. Mukhortov, I. Multimolecular adsorption lubricants and its integration in the theory fluid friction/ I. Mukhortov, E. Zadorozhnaya, I. Levanov // Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition. - Detroit Marriott at the Renaissance Center, Detroit, Michigan (USA). - 2013. - P. 147-149.
3. Mukhortov, I. The influence of poly-molecular adsorption on the rheological behaviour of lubricating oil in a thin layer/ I. Mukhortov, E. Zadorozhnaya,

- I. Levanov, K. Pochkaylo // *FME Transactions*. - 2015. - № 43 (3). - P. 218-222.
4. Ryk, G. Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction / G. Ryk, I. Etsion // *Wear*. -2006. - № 261. - P. 792–796.
5. Felter, C.L. Numerical simulation of piston ring lubrication. / Christian Lotz. Felter // *Tribology International*. – 2008. -Vol. 41. - № 9-10. – P. 914-919.
6. Shahmohamadi, H. On the boundary conditions in multi-phase flow through the piston ring-cylinder liner conjunction / H. Shahmohamadi, M. Mohammadpour, R. Rahmani, H. Rahnejat, C.P. Garner, S. Howell-Smith // *Tribology International*. - 2015). - № 90. – P. 164–174.
7. Mishra, P.C. A Review of Piston Compression Ring Tribology / P.C. Mishra // *Tribology in Industry*. – 2014. -Vol. 36. - № 3. – P. 269–280.
8. Bedajangam, S.K. Friction Losses between Piston Ring-Liner Assembly of Internal Combustion Engine: A Review / S.K. Bedajangam, N.P. Jadhav // *International Journal of Scientific and Research Publications*. – 2013. – Vol. 3. – Is. 6,
9. Yanzhong, Wang. Wet Friction-Elements Boundary Friction Mechanism and Friction Coefficient Prediction / Wang Yanzhong, Wei Bin, Wu Xiangyu // *Tribology in Industry*. 2012. -Vol. 34. - № 4(2012). – P. 198–205.
10. Tasdemir, Haci Abdullah. Friction and Wear Performance of Boundary-lubricated DLC/DLC Contacts in Synthetic base Oil / Haci Abdullah Tasdemir, Takayuki Tokoroyama, Hiroyuki Kousaka, Noritsugu Umehara, Yutaka Mabuchi // *Friction and Wear Performance of Boundary-lubricated DLC/DLC Contacts in Synthetic base Oil*. – 2013. – Vol. 68. – P. 518–524.
11. Komvopoulos, K. The mechanism of friction in boundary lubrication / K. Komvopoulos, N. Saka, N.P. Suh // *Journal of Tribology*. – 1985. - Vol. 107. - № 11. P. 452- 462.
12. Liu, Y. Friction and adhesion in boundary lubrication measured by microtribometers / Y. Liu , S. Liu, W. Hild, J. Luo, J.A. Schaefer // *Tribology International*. – 2006. – Vol. 39. – Is. 12. – P. 1674–1681.
13. Maroto-Centeno, J-A. Prediction of fuel economy performance of engine lubricants based on laboratory bench tests. Original Research Article / José-Alberto Maroto-Centeno, Tomás Pérez-Gutiérrez, Luis Fernández-Ruiz-Morón, Manuel Quesada-Pérez // *Tribology International*. – 2016. – Vol. 94. – P. 67-70.
14. Khemchandani, B. A biocompatible ionic liquid as an antiwear additive for biodegradable lubricants / Bhawna Khemchandani, A. Somers, P. Howlett, A.K. Jaiswal, E. Sayanna, Maria Forsyth // *Tribology International*. – 2014. – Vol. 77. - P. 171-177.
15. Lenauer, C. Piston ring wear and cylinder liner tribofilm in tribotests with lubricants artificially altered with ethanol combustion products / Claudia Lenauer, Christian Tomastik, Thomas Wopelka, Martin Jech // *Tribology International*. – 2015. – Vol. 82. - P. 415-422.
16. Xiang, Y. Measurement of lubricant viscosity and detection of boundary slip at high shear rates / Y. Xiang, Y. Meng, Y. Tian, J. Zhang, W. Liang // *Tribology International*. – 2016. –Vol. 94. - P. 20-25.
17. Otero, I. Friction and anti-wear properties of two tris (pentafluoroethyl) trifluorophosphate ionic liquids as neat lubricants / Inés Otero, Enriqueta R. López, Manuela Reichelt, Josefa Fernández // *Tribology International*. – 2014. - Vol. 70. - P. 104-111.
18. Katyal, P. Central film thickness formula for shear thinning lubricants in EHL point contacts under pure rolling / Puneet Katyal, Punit Kumar // *Tribology International*. – 2012. - Vol. 48. - P. 113-121.
19. Anuradha, P. EHL line contact central and minimum film thickness equations for lubricants with linear piezoviscous behavior / P. Anuradha, Punit Kumar // *Tribology International*. – 2011. – Vol. 44. Is. 10. - P. 1257-1260.
20. Cho, Y-K. Molecular tribology of lubricants and additives / Yoon-Kyoung Cho, Lenore Cai, Steve Granick // *Tribology International*. – 1997. - Vol. 30. – Is. 12. - P. 889-894.
21. Sinhasan, R. Static and dynamic performance characteristics of an orifice compensated hydrostatic journal bearing with non-Newtonian lubricants / R. Sinhasan, P.L. Sah, // *Tribology International*. – 1996. - Vol. 29. – Is. 6. - P. 515-526.
22. Waara, P. Additive influence on wear and friction performance of environmentally adapted lubricants / P. Waara, J. Hannu, T. Norrby, A. Byheden // *Tribology International*. – 2001. - Vol. 34. – Is. 8. - P. 547-556.
23. Truhan, J. A rig test to measure friction and wear of heavy duty diesel engine piston rings and cylinder liners using realistic lubricants / John J. Truhan, Jun Qu, Peter J. Blau // *Tribology International*. – 2005. – Vol. 38. – Is. 3. - P. 211-218.
24. Zadorozhnaya, E.A. The research of non-Newtonian properties and rheology of thin lubricant layers in hydrodynamic journal bearings / E.A. Zadorozhnaya // *Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition*. – 2013. - P. 95–97.

Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор Ивановского
государственного университета
Годлевский В.А.

Сведения об авторах:

Мухортов Игорь Васильевич, к.т.н., доцент кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета (НИУ), г. Челябинск, тел.: 8 (351) 267 92 13, e-mail: i.mukhortov@yandex.ru.

Задорожная Елена Анатольевна, д.т.н., профессор кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета (НИУ), г. Челябинск, e-mail: elena-nea@rambler.ru.

Почкайло Ксения Александровна, аспирантка Южно-Уральского государственного университета (НИУ), г. Челябинск, e-mail: ksyushenka666@rambler.ru.

Mukhortov Igor Vasilievich, Can.Eng., Assistant Prof. of the Dep. "Motor Transport and Motor Service" of South-Urals State University (NIU), Chelyabinsk, Phone: 8 (351) 267 92 13, e-mail: i.mukhortov@yandex.ru.

Zadorozhnaya Elena Anatolievna, D.Eng., Prof. of the Dep. "Motor Transport and Motor Service" of South-Urals State University (NIU), Chelyabinsk, e-mail: elena-nea@rambler.ru.

Pochkaylo Ksenia Alexandrovna, Post graduate student of the South-Urals State University (NIU), Chelyabinsk, e-mail: ksyushenka666@rambler.ru.