

Расчет и конструирование

УДК 55.42.31 + 55.03.33

DOI: 10.14529/engin210101

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ТЕКСТУРИРОВАННЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯХ ПОРШНЕВЫХ МАШИН. ЧАСТЬ 1. ОБЗОР МЕТОДИК МОДЕЛИРОВАНИЯ

К.В. Гаврилов, В.С. Худяков, М.А. Иззатуллоев

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

С каждым годом возрастают требования к показателям эффективности и экологичности поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Снижение потерь на трение является одним из перспективных способов форсирования ДВС и повышения долговечности его узлов. Особое внимание среди общих механических потерь на трение стоит уделить гидродинамическим потерям на трение различных сложнагруженных трибосопряжений (ТС). Данные узлы подвергаются высоким температурным и механическим нагрузкам, переменным по времени и величине. Применение микротекстурирования контактирующих поверхностей позволяет снизить величину потерь на трение и предотвратить «масляное голодание», а также увеличить несущую способность узла за счет образования множества «микроклиньев», способствующих увеличению реакции смазочного слоя. Использование текстурирования оказывает влияние на образование зон дивергенции и турбулентности, что является малоизученным аспектом в современной литературе. Текстурирование вкладышей коленчатого вала может иметь вид эллиптических микрорямок различных размеров. Данная работа представлена в виде двух частей. В первой части особое внимание уделено анализу научных источников, методикам математического моделирования гидродинамических явлений в смазочном слое. Во второй части работы будут представлены теоретические результаты исследования на примере шатунного подшипника с разными типами текстурирования поверхностей трения. Исходные данные будут базироваться на экспериментальных результатах. Расчеты будут проводиться в программном комплексе Ansys Fluent и разработанном авторами программном обеспечении. Целью данной статьи является рассмотрение текущей теоретической базы рассматриваемых физических явлений и, исходя из этого, формирование общего алгоритма расчета фрикционных потерь в радиальном подшипнике с текстурированием.

Ключевые слова: подшипник скольжения, потери на трение, кавитация, микрогеометрия, трибосопряжения.

Введение

В настоящее время спрос потребителей и ужесточение законодательства в области экологии формируют тенденцию разработки все более эффективных механизмов и машин. Особенно эта тенденция наблюдается в энергетической промышленности, где требуется максимальная производительность и минимальное негативное влияние, оказываемое на окружающую среду. Одним из наиболее перспективных способов увеличения мощности является снижение потерь из-за механического трения. Несмотря на большое количество научных работ и современных исследований, данное направление остается весьма актуальным. Трибосопряжения поршневых ДВС являются наиболее нагруженными из известных видов поршневых машин. Исходя из научных источников, фрикционные потери, наблюдаемые в подшипниках скольжения, составляют около 25 % от общего числа механических потерь. В некоторых случаях в ТС наблюдаются потери на трения, эквивалентные 40 % от общего значения механических потерь [1].

На рис. 1 представлено распределение потерь на трение для отдельных компонентов ДВС [2–5].

В настоящее время для улучшения трибологических характеристик узлов ДВС особое внимание уделяется исследованиям, сосредоточенным на возможности текстурирования поверхности трения данных узлов.

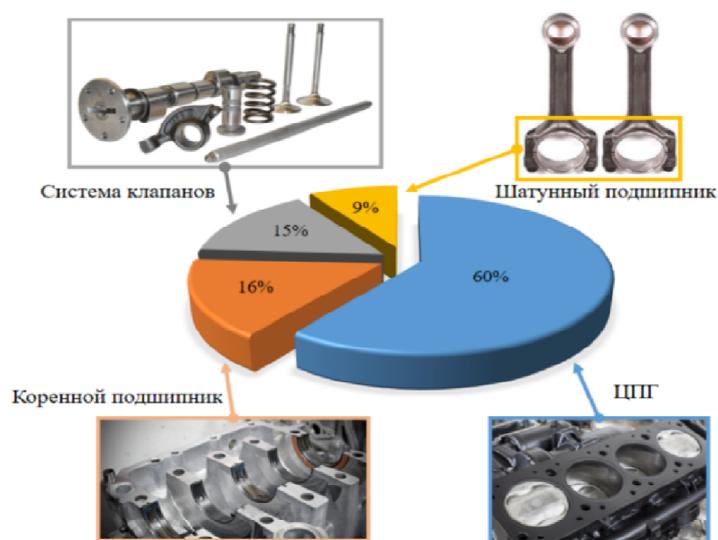


Рис. 1. Распределение потерь на трение

Еще в работе 1966 года [6] было зафиксировано повышение несущей способности опоры при добавлении текстурирования к одной из поверхностей параллельного торцевого уплотнения.

В зарубежных работах [7, 8] авторами были предоставлены подробные данные о влиянии текстурирования поверхности на гидромеханические характеристики при различных смазочных режимах. Особое внимание уделялось влиянию геометрических параметров текстуры (форма, ширина, глубина, плотность распределения текстуры и т. д.) на фрикционные потери при гидродинамическом режиме смазки. Данная зависимость изучалась как численными исследованиями, так и экспериментальным путем.

В предыдущей статье авторов данной работы были представлены результаты, подтверждающие положительное влияние текстурированной поверхности относительно нетекстурированной. Наблюдалось расширение диапазона гидродинамического режима и существенное снижение силы трения, создаваемой в ТС ДВС.

Научные труды, посвященные исследованию текстурированных поверхностей, показывают, что при их использовании кавитация может возникать не только в расходящейся части зазора, но и локально внутри «микроямок», канавок и в различного рода неровностях (микрокавитация) (рис. 2)

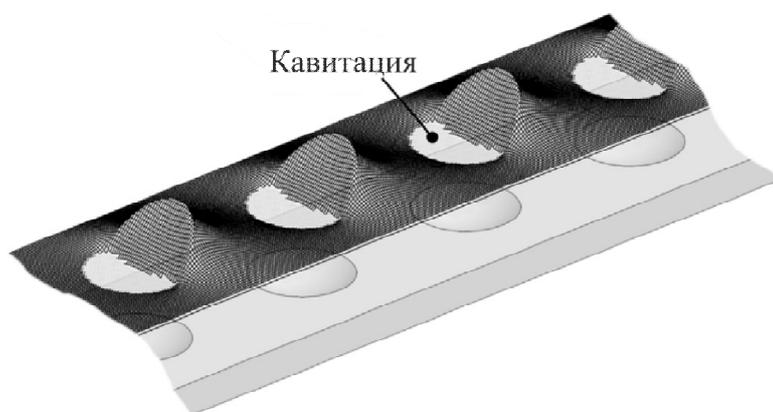


Рис. 2. Распределение давления на поверхности текстурированного плоского подшипника с углублениями сферической формы

В статье Qui [9] было отмечено, что разработка адекватного алгоритма расчета, учитывающего кавитационные эффекты, имеет ключевое значение при изучении гидродинамических явлений

ний в подшипниках скольжения, так как модель кавитации Рейнольдса существенно недооценивает образование зон дивергенции.

За последние годы было предложено множество различных алгоритмов для учета зон кавитации в смазочном слое. Данные алгоритмы получили название алгоритмов сохранения массы. Они базируются на известных и экспериментально верифицированных граничных условиях ЯФО (JFO) [10, 11]. Большинство из них успешно применяются для изучения поверхностей с текстурированием.

Исходя из вышесказанного, можно заключить, что в данный момент не существует полноценной методики, позволяющей рассчитать влияние микротекстурирования на потери от трения с учетом кавитационных явлений.

Цель данной статьи – рассмотреть текущую теоретическую базу рассматриваемых физических явлений и, исходя из этого, сформировать общий алгоритм расчета фрикционных потерь в радиальном подшипнике с текстурированием.

1. Методика моделирования кавитационных явлений

Как известно, для расчета несущей способности подшипника необходимо знать среднее давление в смазочном слое. Определение давления в смазочном слое подшипника затрудняет фактор образования зон дивергенции (зон отрицательных давлений). Когда жидкость подвергается отрицательному давлению, она испытывает растягивающее напряжение, вызывающее разрыв жидкости при превышении порога. Этот процесс известен как кавитация, поскольку он создает полости газа или пара в жидкости. Сложность вносит и то, что, несмотря на большое количество исследований в данной теме, физика кавитации до сих пор плохо изучена [12].

Большинство моделей кавитации основаны на обобщенном уравнении Рэлея–Плессе, которое описывает рост одного пузырька пара в жидкости [13]:

$$R_b \frac{d^2 R_b}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_b}{dt} \right)^2 = \left(\frac{P_b - P}{\rho_l} \right) - \frac{4\nu_l}{R_b} R_b - \frac{2\sigma}{\rho_l R_b}, \quad (1)$$

где R_b – радиус пузырька, σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, ρ_l – плотность жидкости, ν_l – кинематическая вязкость жидкости, P_b – давление на поверхности пузырька, P – локальное давление в жидкости.

При моделировании многофазного потока уравнение (1) трудноприменимо, поэтому, пренебрегая членами второго порядка и силой поверхностного натяжения, уравнение принимает следующий вид [14]:

$$\frac{dR_b}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_b - P}{\rho_l}}, \quad (2)$$

На основе уравнения (2) были созданы три модели массопереноса: модель Singhal, модель Zwart-Gerbert-Belamri, модель Schnerr-Sauer [15,16,17].

Наиболее эргономичной представляется модель Zwart-Gerbert-Belamri. Модель является более простой и гибкой благодаря подбору коэффициентов для решения требуемой задачи, а также имеет хорошую сходимость. Уравнение массопереноса, выражающее соотношение масс испарившегося и конденсированного пара для модели Zwart-Gerbert-Belamri, выглядит следующим образом:

если $P \leq P_v$,

$$R_e = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc} (1 - \alpha_v) \rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}}; \quad (3)$$

если $P \geq P_v$,

$$R_c = F_{cond} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l}}, \quad (4)$$

где F_{vap} – коэффициент парообразования, F_{cond} – коэффициент конденсации, α_{nuc} – коэффициент связи объемной доли с массовой, R_b – радиус пузырька, ρ_l – плотность жидкости, ρ_v – плотность пара, P_v – давление насыщенного пара, α_v – объемная доля пара.

Расчет и конструирование

2. Режим течения жидкости

Режим течения жидкости в узле определяет параметры потока, в случае подшипников скольжения это напряжения сдвига и опорные давления.

Критерием, определяющим режим течения жидкости, является безразмерная величина – число Рейнольдса. Большинство авторов придерживаются мнения о ламинарном течении на всей протяженности поверхности подшипника, основываясь на классической формуле числа Рейнольдса для труб или каналов круглого сечения:

$$Re = v \cdot \frac{d_3}{\vartheta}, \quad (5)$$

где v – средняя скорость потока жидкости, м/с; d_3 – гидравлический диаметр трубопровода, м; ϑ – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с.

В случае подшипников скольжения более подходящим является следующее математическое выражение [18, 19]:

$$Re = \frac{\pi d n \rho S}{2 \mu_{\text{эф}}} \leq 41,3 \sqrt{\frac{d}{S}}, \quad (6)$$

где d – диаметр вала, м; n – частота вращения вала, с⁻¹; ρ – плотность смазочной жидкости, кг/м³; $\mu_{\text{эф}}$ – динамическая вязкость смазочной жидкости, Па · с; S – диаметральный зазор, м.

Используя уравнение (6), можно сделать вывод, что турбулентность возникает на входных участках подшипника скольжения или при сложной геометрии как несущей поверхности, так и узла в целом, так как происходит локальное изменение зазора. В случае, где применяется микро-текстурирование, диаметральный зазор в области микроямок может увеличиться в десятки раз, что приводит к значению Re выше критического.

Следует отметить, что явление кавитации негативно сказывается на устойчивости ламинарного потока в подшипниках. Перемещающиеся зоны дивергенции приводят к возникновению местных вихревых течений. Данные вихри еще не образуют обычного беспорядочного турбулентного течения, отличаясь большей масштабностью, низкими частотами и меньшей устойчивостью. При этом может возникнуть значительное увеличение вязкого сопротивления и изменение гидродинамических сил [18].

Из вышесказанного можно сделать вывод, что необходимо учитывать возможное возникновение турбулентных вихрей при моделировании многофазного потока в узлах со сложной геометрией.

3. Потери на трение и их связь с пристеночными функциями

Потери на трение в смазочном слое являются преобладающим типом потерь энергии в узле подшипника по сравнению с потерями при сжатии жидкости. Потери на трение возникают вследствие вязкостного трения слоев жидкости как между собой, так и при трении о стенки поверхности. В случае подшипника скольжения данный тип потерь энергии можно вычислить по следующей формуле [20]:

$$N_{mp} = \omega \cdot R^2 \cdot \tau_w, \quad (7)$$

где ω – угловая скорость вращения, с⁻¹; R – радиус цапфы вала, м; τ_w – среднее значение напряжений сдвига в смазочном слое, Па.

Если угловая скорость и радиус цапфы являются простыми для вычисления параметрами, то найти напряжения сдвига значительно сложнее. При использовании численных методов решения значение сдвиговых напряжений зависит не только от параметров потока жидкости, но и от количества призматических слоев и функции их распределения относительно стенки. Данный факт значительно усложняет получение истинных значений потерь на трение.

Наличие турбулентности в потоке также затрудняет расчет потерь на трение, так как турбулентный пограничный слой имеет неоднородную структуру (рис. 3), а все значительные изменения параметров течения происходят именно внутри пограничного слоя.

Турбулентный пограничный слой можно разделить на вязкий, буферный, логарифмический и внешний подслои [21]. В вязком (ламинарном) подслое, исходя из названия, преобладает вязкий эффект, поэтому значение числа Рейнольдса в данном подслое мало, но этот подслои нельзя на-

звать полностью ламинарным. В вязком подслое происходят флуктуации скорости, вызванные турбулентностью над вязким подслоем. Буферный подслой является переходной зоной между вязким подслоем и логарифмическим, где преобладает развитая турбулентность. Внешний подслой разделяет пограничный слой с ядром потока.

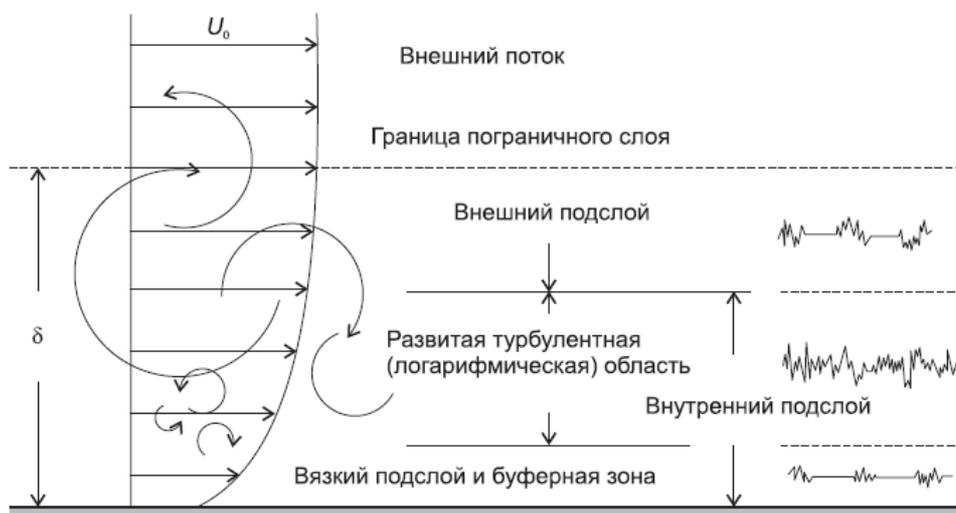


Рис. 3. Структура турбулентного пограничного слоя

При такой неоднородной структуре пограничного слоя турбулентного потока для успешного прогнозирования турбулентных течений применяют пристеночные функции. Пристеночные функции представляют собой уравнения, выведенные эмпирическим путем и используемые для удовлетворения физических требований в пристеночной области. Преимущество применения таких функций заключается в отсутствии необходимости разрешать пограничный слой, что приводит к значительному уменьшению размера сетки и расчетной области [22].

Базисом для пристеночных функций является универсальный закон стенки [23]. Основная идея этого закона заключается в том, что распределение скоростей очень близко к стенке одинаково почти для всех турбулентных потоков. Одним из наиболее важных параметров при оценке применимости пристеночных функций и описании скорости в узкой пристенной области является безразмерное расстояние до стенки y^+ [24]:

$$y^+ = \frac{y \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\vartheta}, \quad (8)$$

где ϑ – кинематическая вязкость, y – абсолютное расстояние от стенки, τ_w – напряжения сдвига, ρ – плотность смазки.

Безразмерное расстояние y^+ можно интерпретировать как локальное число Рейнольдса, которое позволяет определить важность вязких и турбулентных процессов. Благодаря y^+ можно оценить, в каком из вышеописанных подслоев находится локальная расчетная зона и как должна выглядеть адекватная физическая картина в данном подслое. При этом можно оценить влияние вязкости на напряжения сдвига. Если локальная расчетная зона находится в области пограничного слоя с $y^+ < 50$, то вязкость напрямую влияет на значения напряжений сдвига. Противоположная картина наблюдается, если расчетная зона находится в ядре потока с $y^+ > 50$, где влияние вязкости незначительно [25].

Из вышесказанного можно сделать вывод, что y^+ необходимо при расчете истинных значений напряжений сдвига, а следовательно, для адекватной оценки потерь на трение при наличии турбулентности.

Планируется использовать y^+ для решения проблемы верификации сеточной модели. Как было сказано выше, при использовании численных методов для решения задачи гидродинамики напряжения сдвига зависят от параметров сеточной модели, а именно: количества призматиче-

Расчет и конструирование

ских слоев и функции их распределения. Варьируя эти значения, можно получить абсолютно разные значения потерь на трение. При этом безразмерное расстояние y^+ , исходя из выражения (8), связывает параметры сетки с характеристиками потока. Тогда, если с помощью эксперимента определить y^+ и путем варьирования параметров призматических слоев добиться аналогичного значения для одного из вариантов, станет возможным адекватное сравнение напряжений сдвига с вариантом без эксперимента. Таким образом, можно достичь корректной оценки потерь на трение при гладкой поверхности подшипника и различных вариантах текстурирования.

Заключение

По результатам проведенного анализа можно выработать следующие рекомендации для расчета гидродинамических потерь на трение:

1. Текстурирование поверхности оказывает значительное влияние на образование турбулентных вихрей и зон дивергенции. Это связано как с увеличением диаметального зазора, так и с усложнением геометрии поверхности трения, поэтому для точности расчета следует применять модели, учитывающие многофазные потоки и турбулентные течения.

2. Безразмерное расстояние до стенки y^+ позволяет оценить важность вязких и турбулентных процессов в разных подслоях турбулентного течения, следовательно, добиться истинных значений фрикционных потерь в смазочном слое.

3. Безразмерное расстояние до стенки y^+ можно использовать для верификации сеточной модели. При наличии экспериментальных результатов расчета потерь на трение можно подобрать значения параметров сеточной модели: количество призматических слоев и коэффициент распределения, и ориентировочно рассчитать гидромеханические характеристики поверхностей трения, которые невозможно оценить экспериментальным путем.

Во второй части работы будут представлены результаты моделирования смазочного слоя в шатунных подшипниках с разными типами текстурирования поверхностей трения. Расчеты будут базироваться на экспериментальных результатах и будут проводиться в программном комплексе Ansys Fluent.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Челябинской области в рамках научных проектов № 20-48-740030 и № 20-48-740007.

Литература

1. Coy, R.C. *Practical applications of lubrication models in engines* / R.C. Coy // *Tribology International*. – 1999. – No. 31 (10). – P. 563–571.
2. Ligier, J.L. *Friction reduction and reliability for engines bearings* / J.L. Ligier, B. Noel // *Lubricants*. – 2015. – No. 3. – P. 569–596.
3. *Friction in Automotive Engines* / H. Allmaier, C. Priestner, D.E. Sander, F.M. Reich // *Tribology in Engineering*. – 2013. – P. 149–184.
4. Путинцев, С.В. *Механические потери в поршневых двигателях* / С.В. Путинцев. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 288 с.
5. Harald Keferböck. *Modellerstellung und Simulation von verlustbehafteten hochdynamischen mechanischen Systemen* / Keferböck Harald // *Technische Universität Graz*. – 2014. – 99 p.
6. Hamilton, D. *A theory of lubrication by micro-irregularities* / D. Hamilton, J. Walowit, C. Allen // *Journal of Basic Engineering*. – 1966. – No. 88 (1). – P. 177–185.
7. Gropper, D. *Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings* / D. Gropper, L. Wang, T. Harvey // *J Tribology International*. – 2016. – No. 94. – P. 509–529.
8. *A critical assessment of surface texturing for friction and wear improvement* / C. Gachot, A. Rosenkranz, S.M. Hsu, H.L. Costa // *Wear*. – 2017. – No. 372–373. – P. 21–41.
9. Qiu, Y. *On the prediction of cavitation in dimples using a mass- conservative algorithm* / Y. Qiu, M.M. Khonsari // *J Tribol*. – 2009. – No. 131 (4). – P. 1–11.
10. Jakobsson, B. *The finite journal bearing, considering vaporization* / B. Jakobsson, L. Floberg // *Goteborg, Sweden: Tran Chalmers University of Tech Gothenburg*. – 1957. – P. 1–116.

11. Olsson, K.O. *Cavitation in dynamically loaded bearings* / K.O. Olsson // *Goteborg, Sweden: Tran Chalmers University of Tech Gothenburg*. – 1965. – P. 308.
12. Mate, M.C. *Tribology on the Small Scale* / M.C. Mate, R.W. Carpick. – Oxford: Oxford University Press, 2008. – 333 p.
13. Brennen, C.E. *Cavitation and Bubble Dynamics* / C.E. Brennen. – Oxford: Oxford University Press. – 1995 – 294 p.
14. ANSYS FLUENT 19.2 Theory Guide. – 2019. ANSYS Inc.
15. *Mathematical basis and validation of the full cavitation model* / A.K. Singhal, H.Y. Li, M.M. Athavale, Y. Jiang // ASME FEDSM'01. – 2001.
16. Zwart, P.J. *A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics* / P.J. Zwart, A.G. Gerber, T. Belamri // *In Fifth International conference on Multiphase flow*. – 2004.
17. Schnerr, G.H. *Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics* / G.H. Schnerr, J. Sauer // *In Fourth International Conference on Multiphase Flow*. – 2001.
18. Исследование процесса смазки турбокомпрессора / В.И. Кубич, О.Г. Чернета, Е.А. Задорожная и др. // *Вестник УрГУПС. Сер. «Механика машин и роботов»*. – 2019. – № 1. – С. 25–39.
19. Курликов, Д.А. Вплив явища турбулізації моторного масла на ресурс роботи ДВЗ (Влияние турбулизации моторного масла на ресурс работы ДВС) / Д.А. Курликов, В.И. Кубич // *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика: наук.-практ. конф.* – Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2017. – С. 37–38.
20. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнопонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришинова, К.В. Гаврилов // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – М.: Наука. – 2004. – № 4. – С. 32–38.
21. *Основы работ в Ansys 17* / Н.Н. Федоров, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю. В. Захарова // М.: ДМК Пресс. – 2017. – 210 с.
22. *What is y+?* – <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394>.
23. Von Kármán, Th. *Mechanical Similitude and Turbulence* / Th. Von Kármán // *Tech. Mem. NACA*. – 1931. – No. 611. – P. 58–76.
24. Schlichting (Deceased) H. *Boundary-Layer Theory* / H. Schlichting (Deceased), K. Gersten. – Springer, 2017 – 799 p. DOI:10.1007/978-3-540-95998-4_2
25. Kim, J. *Turbulence statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number* / J. Kim, P. Moin, R. Moser // *Journal of Fluid Mechanics*. – 1987 – Vol. 177 (1). – P. 133. DOI:10.1017/s0022112087000892

Гаврилов Константин Владимирович, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, gavrillovk@susu.ru.

Худяков Владислав Сергеевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, asp19kvs857@susu.ru.

Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович, магистрант кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Muboriz88@bk.ru.

Поступила в редакцию 28 января 2021 г.

EVALUATION OF FRICTION LOSSES IN TEXTURED HYDRODYNAMIC TRIBO-UNITS OF PISTON MACHINES. PART 1. OVERVIEW OF MODELING TECHNIQUES

K.V. Gavrilov, gavrilovkv@susu.ru,

V.S. Hudyakov, asp19kvs857@susu.ru,

M.A. Izzatulloev, Muboriz88@bk.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Requirements for efficiency and environmental of internal combustion piston engines (ICE) are increasing every year. Reducing friction losses is one of the promising ways to boost the internal combustion engine and increase the durability of its components. Among the general mechanical friction losses, special attention should be paid to hydrodynamic friction losses of various complexly loaded tribo-units (TU). These units are exposed to high temperature and mechanical stress, variable in time and magnitude. The use of microtexturing of the contacting surfaces allows to reduce the amount of friction losses and prevent “oil starvation”, as well as to increase the bearing capacity of the assembly due to the formation of many “micro wedges”, which contribute to an increase in the reaction of the lubricating layer. The use of texturing affects the formation of zones of divergence and turbulence, which is a poorly studied aspect in the modern literature. The texturing of the crankshaft bearings can be in the form of elliptical micro-dimples of various sizes. This work is presented in two parts. In the first part, special attention is paid to the analysis of scientific sources, methods of mathematical modeling of hydrodynamic phenomena in the lubricating layer. In the second part of the work, the theoretical results of the study will be presented using the example of a connecting rod bearing with different types of texturing of friction surfaces. Initial data will be based on experimental results. Calculations will be carried out in the Ansys Fluent software package and software developed by the authors. The purpose of this article is to consider the current theoretical basis of the physical phenomena and, based on this, the formation of a general algorithm for calculating frictional losses in a radial bearing with texturing.

Keywords: journal bearing, friction losses, cavitation, microgeometry, tribo-units.

References

1. Coy R.C. Practical applications of lubrication models in engines. *Tribology International*, 1999, no. 31 (10), pp. 563–571.
2. Ligier J.L., Noel B. Friction reduction and reliability for engines bearings. *Lubricants*, 2015, no. 3, pp. 569–596.
3. Allmaier H., Priestner C., Sander D.E., Reich F.M. Friction in automotive engines. *Tribology in Engineering*, 2013, pp. 149–184.
4. Putintsev S.V. *Mekhanicheskiye poteri v porshnevnykh dvigatelayakh* [Mechanical Losses in Piston Engines]. Moscow, MSTU named after N.E. Bauman, 2011. 288 p
5. Harald Keferböck. Modellerstellung und Simulation von verlustbehafteten hochdynamischen mechanischen Systemen. *Technische Universität Graz*, 2014, pp. 99.
6. Hamilton D., Walowit J., Allen C. A theory of lubrication by micro-irregularities. *Journal of Basic Engineering*. 1966, no. 88 (1), pp. 177–185.
7. Gropper D., Wang L., Harvey T. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings. *J Tribology International*, 2016, no. 94, pp. 509–529.
8. Gachot C.A., Rosenkranz, Hsu S.M., Costa H.L. A critical assessment of surface texturing for friction and wear improvement. *Wear*, 2017, no. 372–373, pp. 21–41.
9. Qiu Y., Khonsari M.M. On the prediction of cavitation in dimples using a mass- conservative algorithm. *J Tribol*, 2009, no. 131 (4), pp. 1–11.
10. Jakobsson B., Floberg L. The finite journal bearing, considering vaporization. *Goteborg, Sweden: Tran Chalmers University of Tech Gothenburg*, 1957, pp. 1–116.

11. Olsson K.O. Cavitation in dynamically loaded bearings. *Goteborg, Sweden, Tran Chalmers University of Tech Gothenburg*, 1965. 308 p.
12. Mathew Mate C. Tribology on the Small Scale. *Oxford University Press, Oxford*, 2008. 333 p.
13. Brennen C.E. Cavitation and Bubble Dynamic. *Oxford University Press, Oxford*. 1995.
14. ANSYS FLUENT 19.2 Theory Guide. – 2019. ANSYS Inc.
15. Singhal A.K., Li H.Y., Athavale M.M., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *ASME FEDSM'01*. 2001.
16. Zwart P.J., Gerber A.G., Belamri T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics // *In Fifth International conference on Multiphase flow*. 2004.
17. Schnerr G.H., J. Sauer Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics. *In Fourth International Conference on Multiphase Flow*. 2001.
18. Kubich V.I., Cherneta O.G., Zadorozhnaya E.A., Gritsenko A.V., Glemba K.V., Shefer L.A. [Investigation of Lubrication of Turbocompressors]. *Bulletin of USURT. Series "Mechanics of machines and robots"*, 2019, no. 1, pp. 25–39. (in Russ.)
19. Kurlikov D.A., Cubich V.I. [Influence of Turbulization of Engine oil on Operational Life of an ICE]: *scient. and pract. conf. "Problems of resource energy conservation in industrial region. Science and practice"*. Mariupol: DVNZ PDTU, 2017. Pp. 37–38. (in Russ.)
20. Prokop'ev V.N., Boyarshinova A.K., Gavrilov K.V. [The Way to Use the Algorithms of Mass Conservation in Order to Calculate the Dynamic of Complex Loaded Sliding]. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2004, vol. 38, no. 4, pp. 32–38. (in Russ.)
21. Fedorova N.N., Val'ger S.A., Danilov M.N., Zakharova Yu.V. *Osnovy rabot v Ansys 17 [Ansys 17 Basics]*. Moscow, DMK Press, 2017. 210 p.
22. What is y+? Available at: <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394> (accessed: 05.01.2021).
23. Von Kármán Th. Mechanical Similitude and Turbulence. *Tech. Mem. NACA*, 1931, no. 611, pp. 58–76.
24. Schlichting (Deceased) H., Gersten K. Boundary-Layer Theory. *Springer*, 2017, 799 p. DOI: 10.1007/978-3-540-95998-4_2
25. Kim J., Moin P., Moser R. Turbulence statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number. *Journal of Fluid Mechanics*, 1987, 177 (1), 133. DOI: 10.1017/s0022112087000892

Received 28 January 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Гаврилов, К.В. Оценка потерь на трение в текстурированных гидродинамических трибосопряжениях поршневых машин. Часть 1. Обзор методик моделирования / К.В. Гаврилов, В.С. Худяков, М.А. Иззатуллоев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 1. – С. 5–13. DOI: 10.14529/engin210101

FOR CITATION

Gavrilov K.V., Hudyakov V.S., Izzatulloev M.A. Evaluation of Friction Losses in Textured Hydrodynamic Tribo-Units of Piston Machines. Part 1. Overview of Modeling Techniques. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 1, pp. 5–13. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210101