

УДК 55.42.31; 55.03.33

ВЛИЯНИЕ МИКРОПОЛЯРНЫХ СВОЙСТВ МАСЕЛ НА ДИНАМИКУ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

© 2009 Е. А. Задорожная, В. Г. Караваев, И. Г. Леванов, А. В. Чеснов

Южно-Уральский государственный университет

Рассмотрена методика расчёта гидромеханических характеристик (ГМХ) сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями. В основу положена теория течения микрополярных жидкостей Эрингена. Эффективная температура смазочного слоя подшипника скольжения конечной длины рассчитывается из уравнения теплового баланса. Решены тестовые задачи и оценено влияние параметров микрополярных масел на ГМХ подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания.

Сложнагруженные подшипники скольжения, микрополярные жидкости, уравнение Рейнольдса

Для улучшения условий работы подшипников скольжения в масла вводят различные присадки, в том числе порошкообразные. Масла с такими присадками представляют собой смеси, состоящие из беспорядочно ориентированных микрочастиц (молекул), взвешенных в вязкой жидкости. Гидромеханические характеристики подшипников, у которых толщина смазочного зазора сравнима с размерами микрочастиц, не могут быть рассчитаны на основе ньютоновского реологического закона.

Эринген [1] первым для моделирования процесса смазки подшипников скольжения маслами, содержащими порошкообразные присадки, предложил пренебречь деформацией микрочастиц и ввёл понятие «микрополярных жидкостей» – особых сред, состоящих из беспорядочно ориентированных твёрдых микрочастиц, взвешенных в движущейся вязкой жидкости и обладающих собственным вращательным движением. В результате наложения движений микрополярные жидкости приобретают неньютоновские свойства.

Основываясь на модели Эрингена, Аллен и Клайн [2] рассмотрели простейшую двумерную задачу течения микрополярной жидкости, содержащей твёрдые микрочастицы в виде сфер в тонком смазочном слое, разделяющем две поверхности, и сделали вывод, что присутствие в смазке таких микрочастиц приводит к увеличению результирующего касательного напряжения в смазочном слое.

Пракаш, Синха [3, 4] обосновали модифицированное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое радиального подшипника с микропо-

лярной смазкой. На основе введения безразмерных параметров микрополярности: параметра N , связывающего ньютоновскую и вихревую вязкость, и параметра L взаимосвязи между геометрией и свойствами жидкости, они подробно рассмотрели зависимость от этих параметров ГМХ подшипника бесконечной длины с невращающимся шипом, нагруженным внешней синусоидальной нагрузкой. Проведённый ими анализ показал, что применение микрополярных жидкостей существенно отражается на ГМХ подшипника, в частности, приводит к возрастанию толщины смазочного слоя.

Пракаш, Кристенсен [5], применив теорию Эрингена в простейшей плоской упругодинамической задаче, подтвердили эффект увеличения толщины смазочного слоя.

Прокопьев В.Н. [6, 7] впервые рассмотрел задачу динамики радиального подшипника с микрополярной смазкой, нагруженного внешними силами, меняющимися по модулю и направлению. Концепция, которой придерживался автор, основана на том, что ГМХ сложнагруженного подшипника следует находить в процессе расчёта траектории (орбиты) движения центра цапфы. Распределение гидродинамических давлений в смазочном слое определялось интегрированием модифицированного уравнения Рейнольдса на основе теории «короткого» подшипника. Проанализировано влияние микрополярных смазок на траекторию движения центра цапфы сложнагруженного подшипника. На основе результатов расчёта подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания сделан вывод, что присутствие в масле мелкодисперсных

порошкообразных присадок существенно улучшает ГМХ.

Типей [8], исследуя характеристики короткого статически нагруженного подшипника, отметил, что микрополярные масла увеличивают гидродинамические давления в смазочном слое, несущую способность, момент трения.

Во всех упомянутых работах практические результаты получены на основе интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в изотермической постановке. Тепловые процессы, происходящие в системе «цапфа – смазочный слой – втулка», не рассматривались и ГМХ рассчитывались для некоторых произвольно выбранных значений эффективных (среднеинтегральных) температур смазочного слоя. Отметим, что в упомянутых работах рассматривались задачи расчёта короткого подшипника, кавитационные процессы в смазочном слое не учитывались, что снижает достоверность полученных результатов. Не учитывалось и наличие источников подачи смазки.

Пытаясь уточнить модель, авторы работы [9] сформулировали термогидродинамическую задачу смазки радиального сложнонагруженного подшипника с идеальной геометрией смазочного зазора с учетом явления кавитации смазочного слоя и его теплообмена с поверхностями подшипника. Однако, практические результаты получены ими только для случая статического нагружения подшипника.

Коллективом кафедры «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ, к которому принадлежат авторы данной работы, накоплен значительный опыт расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых обычными ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами, в том числе подшипников конечной длины с неидеальной геометрией, с учётом кавитации смазочного слоя и его переменной от цикла к циклу эффективной температурой [7, 10, 11, 12].

Основная концепция, которой придерживаются авторы, сводится к тому, что применение микрополярных масел для смазки подшипников поршневых и роторных машин способствует улучшению большинства ГМХ подшипников только в случае, когда

параметры микрополярности подобраны правильно. Вторая концепция состоит в том, что методология расчёта ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, должна опираться на возможно более точные и многократно проверенные математические модели и опыт, приобретённый при расчёте подшипников, смазываемых ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами. У последних эффективная вязкость смазочного слоя зависит не только от температуры, но и скоростей сдвига в смазочном слое.

В настоящей статье представлено модифицированное обобщённое уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое радиального сложнонагруженного подшипника конечной длины, смазываемого микрополярной жидкостью. Неизотермичность течения смазки учитывается введением понятия эффективной температуры смазочного слоя, значения которой корректируются в процессе расчёта ГМХ. Приведены примеры расчёта ГМХ коренных и шатунных подшипников ДВС.

Проблематику теории сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярной жидкостью, можно охарактеризовать совокупностью методов решения четырёх взаимосвязанных задач расчёта:

- поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности цапфы и втулки, при произвольном законе их относительного движения;
- траектории движения центра цапфы;
- эффективной температуры смазочного слоя $T_{\text{э}}$, определяемой из равенства за некоторый период нагружения теплоты, рассеянной в смазочном слое и отведённой из подшипника смазкой, вытекающей в его торцы;
- интегральных ГМХ подшипников.

Микрополярная жидкость характеризуется тремя физическими константами μ, μ_1, γ , в отличие от ньютоновской жидкости, у которой лишь одна константа μ . Параметр μ_1 имеет размерность вязкости. Поскольку он проявляется в результате учета микровращений, естественно, что его называют коэффициентом вязкости при вращательном движении (коэффициентом вихре-

вой вязкости): он характеризует сопротивление вращательному движению подобно тому, как коэффициент μ характеризует сопротивление поступательному движению. Коэффициент γ имеет размерность $[\ell^2 \cdot \mu]$, и с его помощью составляется параметр длины $\ell = \sqrt{\gamma/4\mu}$, характеризующий размеры молекул смазочной жидкости.

С помощью коэффициента μ_1 и параметра ℓ можно рассчитать так называемые параметры микрополярности:

$$N = \left(\frac{\mu_1}{2\mu + \mu_1} \right)^{1/2}, \quad L = \frac{h_0}{\ell}, \quad (1)$$

где h_0 – характерная толщина смазочного слоя.

Очевидно, что микрочастицы должны свободно проходить через минимальный зазор в подшипнике, то есть $\ell \leq h_{\min}$. Поэтому в расчётах принималось, что ℓ изменяется в пределах $(0,05...0,2) \cdot \Delta$, где Δ – номинальный радиальный зазор подшипника.

Так как величина коэффициента μ_1 может быть получена лишь на основе экспериментальных исследований, проведение которых авторы запланировали, параметр N в расчетах принимался равным значениям из работы [7].

В отличие от динамики сложнагруженного радиального подшипника, смазываемого ньютоновской жидкостью, рассчитываемой на основе закона сохранения количества движения и сохранения массы, в случае смазки микрополярной жидкостью для описания движения твёрдых микрочастиц дополнительно используется закон сохранения момента количества движения. Это приводит к тому, что задача определения поля гидродинамических давлений в смазочном слое решается на основе интегрирования модифицированного уравнения Рейнольдса. Для получения этого уравнения необходимо проинтегрировать систему дифференциальных уравнений, составленных на основе теорем (законов сохранения) об изменении количества движения и момента количества движения [13].

Для изотермического случая течения микрополярной смазки в круглоцилиндриче-

ском подшипнике модифицированное уравнение Рейнольдса имеет вид (2)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \frac{h^3}{12\mu_3} \cdot f(N, \ell, h) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \frac{h^3}{12\mu_3} \cdot f(N, \ell, h) \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(\frac{V_{1x} + V_{2x}}{2} \right) h \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h), \end{aligned} \quad (2)$$

где r – радиус подшипника; φ – угловая координата; ρ – плотность смазки; h – толщина смазочного слоя; ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения втулки и цапфы; t – время; μ_3 – ньютоновская эффективная вязкость, соответствующая эффективной температуре смазочного слоя T_3 . Значение последней рассчитывается из уравнения теплового баланса для смазочного слоя в целом [14, 7].

Уравнение (2) отличается от уравнения Рейнольдса для обычных ньютоновских смазочных жидкостей наличием функции $f(N, \ell, h)$ (3):

$$f(N, \ell, h) = 1 + \frac{12\ell^2}{h^2} - \frac{6N\ell}{h} \operatorname{cth} \left(\frac{Nh}{2\ell} \right). \quad (3)$$

В безразмерной форме уравнение (2) представлено в работе [13].

Для расчета динамической вязкости $\mu = \mu(T)$, в отличие от предыдущих работ авторов, использовалась трехкомпонентная эмпирическая формула Фогеля:

$$\mu = C_1 \cdot \exp \left(C_2 / (T + C_3) \right), \quad (4)$$

где C_1, C_2, C_3 – константы, являющиеся характеристиками смазочного материала.

Для определения констант были выполнены экспериментальные исследования вязкости масла 10W40, результаты которых представлены в табл.1. Эксперименты проводили на ротационном вискозиметре новейшей конструкции с компьютерным управлением Reotest RN 4.1. Значения коэффициентов C_i рассчитывались по формулам, следующим из зависимости (4):

$$C_3 = \frac{-\left[T_1(T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - T_3(T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}{\left[(T_3 - T_2) \ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - (T_2 - T_1) \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}$$

$$C_2 = \frac{\ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) \cdot (T_1 + C_3) \cdot (T_2 + C_3)}{(T_2 - T_1)};$$

$$C_1 = \frac{\mu_1}{\exp(C_2 / T_1)}.$$

Экспериментально полученные и рассчитанные значения вязкости сравниваются на рис. 1.

Таблица 1- Экспериментальные значения вязкости

Характерная температура, °С	Динамическая вязкость, Па с
40	0,0707
100	0,0115
120	0,0076

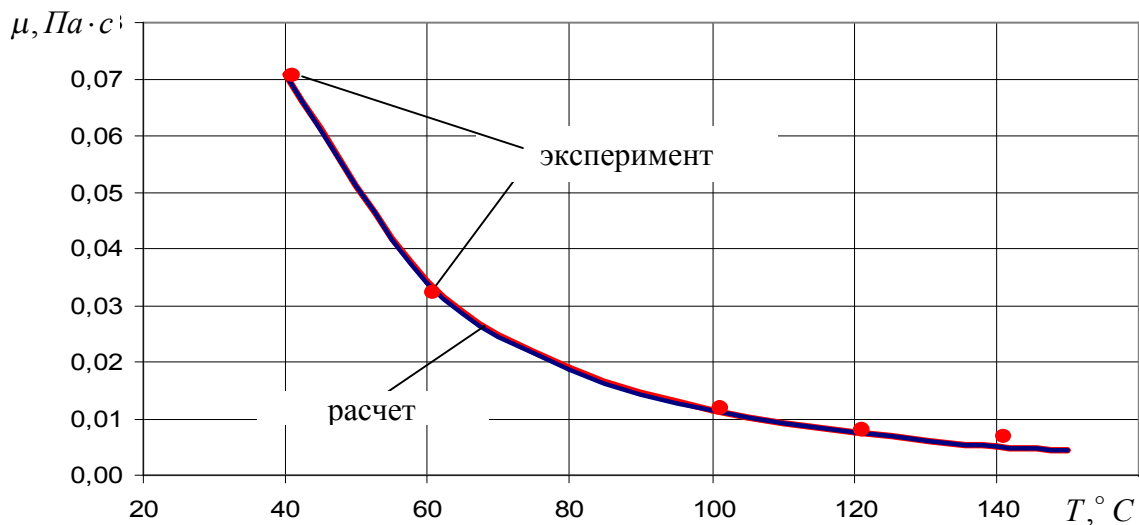


Рис.1. Зависимость динамической вязкости μ масла 10W-40 от температуры $T, ^\circ C$

Исследование влияния параметров микрополярных жидкостей на динамику сложнонагруженных подшипников выполнялись на примере расчёта ГМХ четвертого коренного подшипника двигателя 8ДМ21 [6] (табл.2, рис.2а – 4а) и шатунного подшипника двигателей новой серии Т, производства ОАО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» [15] (табл. 3, рис. 2б – 4б).

Цифры 2, 5, 7 на графиках соответствуют номерам вариантов расчета из таблиц.

Анализ результатов расчета показывает, что параметры микрополярности не изменяют принципиальный вид зависимостей ГМХ от угла поворота коленчатого вала.

При фиксированном параметре L с возрастанием N^2 (от 0 до 0,7) увеличивается как среднее, так и экстремальное значение толщины смазочного слоя. Максимальные гидродинамические давления в смазочном слое при этом снижаются. Потери мощности на трение в подшипнике возраст-

тают на $\approx 20\%$, гидродинамические давления $sup P_{max}$ снижаются. Среднеинтегральная температура смазочного слоя T_s^* увеличивается при этом на $5...7^\circ C$, но остаётся в допустимых пределах ($< 110^\circ C$). Кроме того, происходит увеличение расхода смазки через торцы подшипника.

При $L \rightarrow \infty$ и $N \rightarrow 0$ достигается предельный случай, то есть смазка теряет свойства микрополярности и становится ньютоновской. Это подтверждается полным совпадением результатов расчетов № 6 и № 7 (см. табл. 2 – 3). Следовательно, при очень малом характерном размере микрочастиц, содержащихся в смазочном материале, они не вносят в механизм смазки неньютоновских свойств.

Отметим, что результаты расчёта ГМХ сложнонагруженных подшипников конечной длины получены впервые. При этом поле давлений в смазочном слое находилось

интегрированием уравнения Рейнольдса (2) при граничных условиях Свифта-Штибера с

использованием высокоэффективных алгоритмов, ранее разработанных авторами [16].

Таблица 2. Гидромеханические характеристики 4-го коренного подшипника двигателя 8ДМ21

№	Характеристики микрополярных жидкостей		Гидромеханические характеристики подшипников $T_{ex} = 90^\circ C, P_{ex} = 0,5 МПа$						
	L	N^2	$\inf h_{\min},$ мкм	$\alpha_h,$ град	$h_{\min}^*,$ мкм	$\sup P_{\max},$ МПа	$N^*,$ Вт	$Q_B^*,$ кг/с	$T_9^*,$ °C
1	10	0,3	5,27	400	11,45	103,3	1869	0,083	101,7
2	10	0,5	6,40	399	12,96	99,3	1975	0,078	103,2
3	10	0,7	8,20	402	15,04	95,8	2013	0,073	104,3
4	5	0,5	6,33	403	13,01	97,6	2100	0,073	105,0
5	20	0,5	6,16	402	12,39	102,6	1836	0,083	101,5
6	$\rightarrow \infty$	$\rightarrow 0$	3,97	415	9,74	110,0	1670	0,093	99,37
7	Ньютоновская жидкость		3,97	415	9,74	110,0	1670	0,093	99,37

Таблица 3- Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4Т

№	Характеристики микрополярных жидкостей		Гидромеханические характеристики подшипников $T_{ex} = 90^\circ C, P_{ex} = 0,5 МПа$						
	L	N^2	$\inf h_{\min},$ мкм	$\alpha_h,$ град.	$h_{\min}^*,$ мкм	$\sup P_{\max},$ МПа	$N^*,$ Вт	$Q_B^*,$ кг/с	$T_9^*,$ °C
1.	10	0,3	2,42	390	5,20	306,3	648,6	0,020	106,6
2.	10	0,5	2,97	400	6,00	287,4	694,8	0,020	108,4
3.	10	0,7	3,93	398	7,23	265,8	734,6	0,019	110,3
4.	5	0,5	2,94	397	5,69	285,4	730,1	0,019	110,4
5.	20	0,5	2,94	396	5,83	293,6	653,4	0,020	106,7
6.	$\rightarrow \infty$	$\rightarrow 0$	1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4
7.	Ньютоновская жидкость		1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4

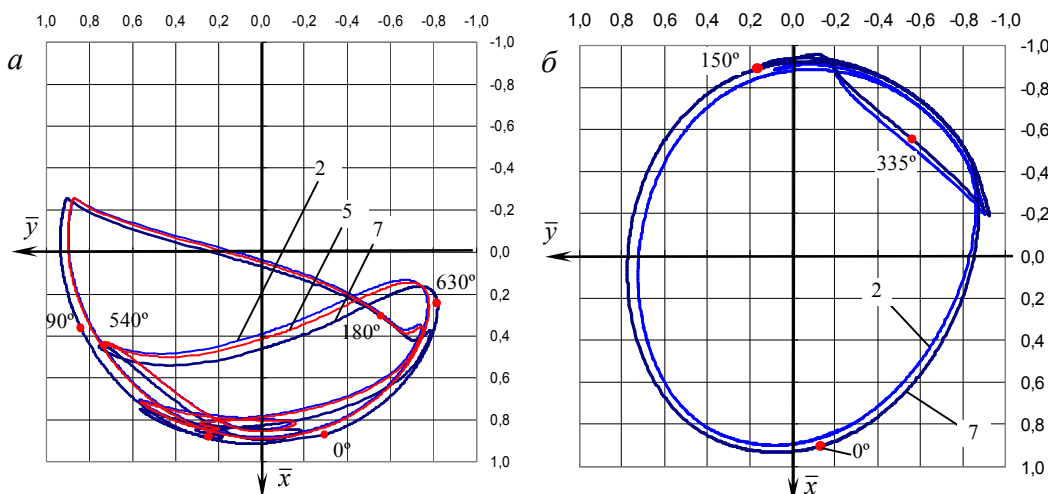


Рис.2. Траектории движения центра цапфы:
а) 4-го коренного подшипника двигателя 8ДМ21;
б) шатунного подшипника двигателя 4Т

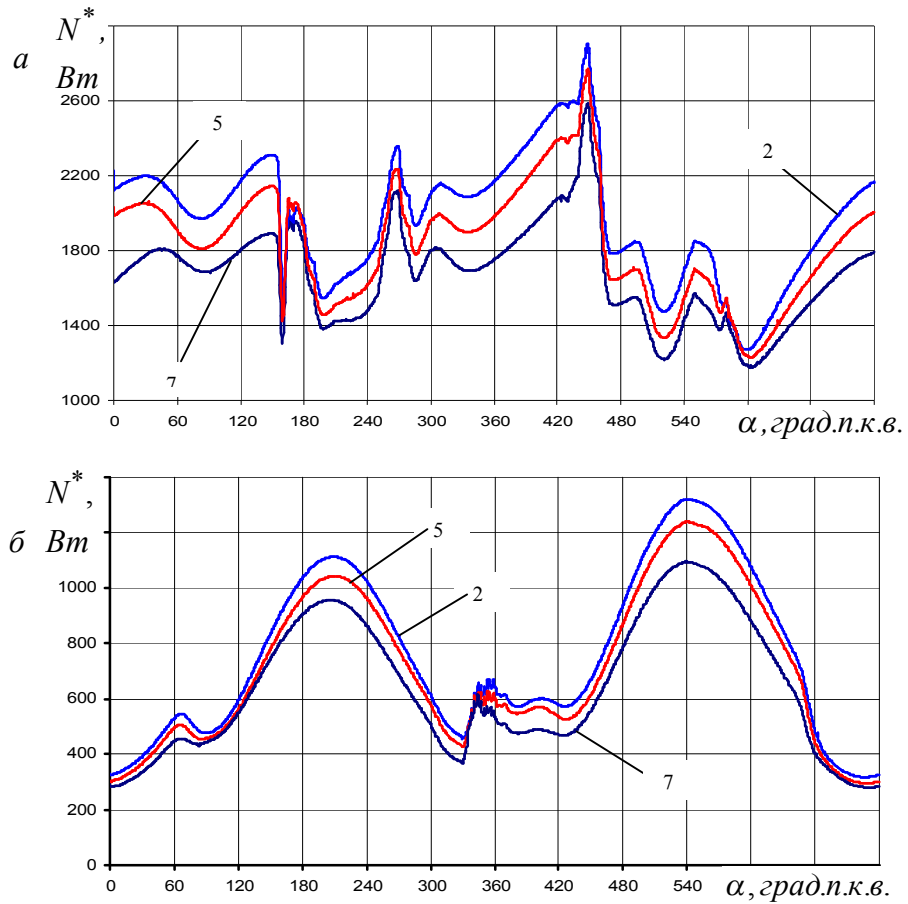


Рис. 3. Зависимость потерь мощности на трение от угла поворота коленчатого вала:
 а) в 4-м коренном подшипнике двигателя 8ДМ21;
 б) в шатунном подшипнике двигателя 4Т

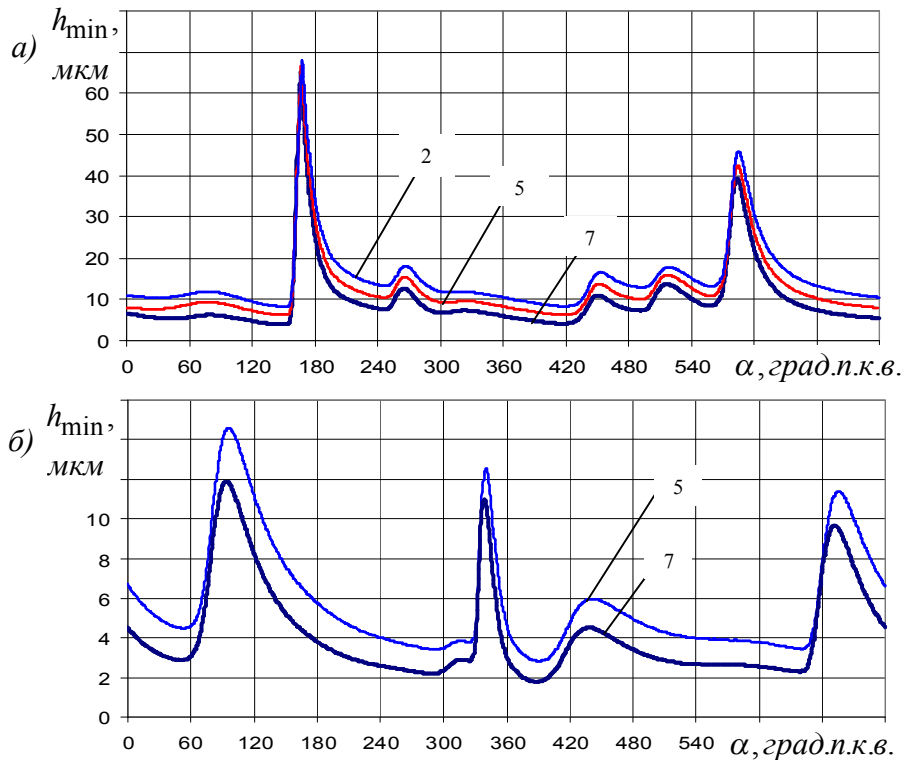


Рис. 4. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала:
 а) для 4-го коренного подшипника двигателя 8ДМ21;
 б) для шатунного подшипника двигателя 4Т

Планируется в дальнейшем получить более точные результаты, используя для определения поля давлений уравнение Элрода, интегрируя его при граничных условиях ЯФО [14] на основе реализации новой версии алгоритма сохранения массы, детально разработанной авторами.

Остаются актуальными задачи расчёта ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, с учетом произвольной геометрии смазочного слоя, деформаций поверхностей втулки подшипника.

Естественно, что полученные результаты окажутся ценными для практики только в случае экспериментального обоснования величины параметров микрополярности N и L . Дальнейшие исследования авторов направлены на экспериментальное обоснование этих величин для современных загущенных масел.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).

Библиографический список

1. Eringen, A. C. Theory of micropolar fluids/ A. C. Eringen // J Math Mech.- 1966. -vol. 16.- P.1–18.
2. Аллен, Клайн. Теория смазки для микрополярных жидкостей/ Клайн Аллен // Прикладная механика. -1971. -№3. -С. 67–71.
3. Пракаш, Синха. Теория сдвигания плёнок микрополярных жидкостей/ Пракаш Синха // Проблемы трения и смазки. -1976. - № 1. -С.147-153.
4. Пракаш, Синха. Циклическое сдвигание плёнки в радиальных подшипниках с микрополярной смазкой/ Пракаш, Синха // Проблемы трения и смазки.-1976. -№ 3.- С. 67-73.
5. Пракаш, Кристенсен. Микроконтинуальная теория входной области упругогидродинамических контактов/ Пракаш, Синха // ASME. -1976. -С. 24–30.
6. Прокопьев, В.Н. Динамика радиальных опор скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями/ В.Н. Прокопьев, Н.В. Анисимова // Техническая эксплуатация, надёжность и совершенство-

вание автомобилей: науч. тр. ЧПИ. -1982. - №276. -С.48 -65.

7. Прокопьев, В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнагруженных опор скольжения: дис. ... д-р. техн.наук / В.Н. Прокопьев. – Челябинск, ЧПИ, 1985. – 455 с.

8. Типей. Анализ смазки подшипников микрополярными жидкостями и его применение к коротким подшипникам / Типей.// Проблемы трения.- 1979. -Т. 101. -№ 3. - С.123–131.

9. Xiao-Li, Wang. Numeric analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects/ Xiao-Li Wang, Ke-Oin Zhu // J. Tribology International. -Vol.39. -2006. -P.227–237.

10. Прокопьев, В.Н. Влияние на гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения некруглостей цапфы и вкладыша/ В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова // Вестн. ЮУрГУ. Сер. Машиностроение.- 2008. -№ 23(123).- Вып. 12. -С. 4–12.

11. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала/ В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Двигателестроение. -2008. -№ 3. -С. 40–42.

12. Прокопьев, В.Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями/ В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестн. ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. - 2003. -№1 (17). Вып. 3. -С. 56–66.

13. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями/ В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев // Двигателестроение. -2009. -№ 1. -С. 39-44.

14. Гаврилов, К.В. Применение алгоритма сохранения массы при расчёте гидромеханических характеристик и оптимизации конструктивных параметров сложнагруженных подшипников скольжения: дис. ... канд. техн. наук / К.В. Гаврилов. – Челябинск, 2006. – 157 с.

15. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте дина-

мики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К., А.К. Бояршинова, Гаврилов К.В. // Проблемы машиностроения и надежности машин. -2004. -№4. -С. 32–38.

16. Прокопьев В.Н., Задорожная Е.А., Караваев В.Г., Леванов И.Г., Чернейко С.В. Микрополярность. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №20096110348.

References

1. Eringen A. C. Theory of micropolar fluids/*J Math Mech.* 1966. vol. 16. P.1-18.

2. Allen S.J, Kline K.A. Lubrication theory for micropolar fluids// *J. Appl. Mech.* 1971. №3. P. 67-71.

3. Prakash J., Sinha P. Squeeze film theory for micropolar fluids // *Problems of friction and lubricant.* 1976.1. P.147-153.

4. Prakash J., Sinha P. Cyclic squeezing of a film in radial bearings with micropolar greasing // *Problems of friction and lubricant.*1976. 3. P. 67-73.

5. Prakash J., Kristensen. Microcontinuum the theory of entrance area elastohydrodynamic contacts // *ASME.* 1976. P. 24-30.

6. Prokopyev V. N., Anisimova N. V. Dynamics of radial support of the sliding greased by micropolar liquids // *Technical operation, reliability and perfection of cars: Since /CPI.* 1982. №276. P.48-65.

7. Prokopyev V.N. Applied the theory and methods of calculation hydrodynamical complexsupport of sliding: diss. ... d-or tehc. sci / V.N. Prokopyev. - Chelyabinsk, CPI, 1985. - 455 P.

8. Типей. The analysis of greasing of bearings micropolar liquids and its application to short bearings // *Problems of friction.* 1979. Vol. 101.3. P.123-131.

9. Xiao-Li Wang, Ke-Oin Zhu. Numeric analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects/ // *J. Tribology International.* Vol.39. 2006. P.227-237.

10. Prokopyev V.N., Bojarshinova A.K. Influence on hydromechanical characteristics of bush bearings under combined load ovalities pins and the loose leaf // *Bulletin SUSU. A series "Mechanical engineering".* 2008.23 (123), Vol. 12. P. 4-12.

11. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya E.A., Levanov I.G. Influence of non-newtonian oil properties on stress in connecting-rod bearings// *Dvigatelsroenie.* 2008.3. P. 40-42.

12. Prokopyev V.N., Karavaev V.G. Termohydrodynamic a problem of greasing of bush bearings under combined load non-newtonian fluids // *Bulletin SUSU. A series Mechanical engineering.* 2003.№1 (17), Vol. 3. P. 56-66.

13. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya E.A., Karavayev V.G. Hydromechanical Characteristics of bush bearings under combined load lubricated with micropolar fluids // *Dvigatelsroenie.* 2009. №1. P. 39-44.

14. Gavrilov K.V. Application of algorithm of preservation of weight at calculation of hydromechanical characteristics and optimization of design data of bush bearings under combined load: diss. ... cand.tech.sci./ K.V.Gavrilov. - Chelyabinsk, 2006. - 157 P.

15. Prokopyev V.N., Bojarshinova A.K. Application of algorithms of preservation of weight at calculation of dynamics of bush bearings under combined load// *Problems of mechanical engineering and reliability of machines.* 2004. №4. P. 32-38.

16. Prokopyev V.N., Zadorozhnaya E.A., Karavayev V.G., Levanov I.G., Cherneyko S.V. Micropolarity. The certificate on the state registration of the computer programs №20096110348.

INFLUENCE OF MICROPOLAR PROPERTIES OF OILS ON DYNAMICS OF COMPLEX-LOADED JOURNAL BEARINGS

© 2009 E. A. Zadorojnaya, V. G. Karavaev, I. G. Levanov, A. V. Chesnov

South Ural State University

The design procedure of hydromechanical characteristics (HMC) of bush bearings under combined load greased by micropolar fluids is considered. The theory of current of micropolar fluids by Eringen is put in a basis. The effective temperature of a lubricant film of the bearing of final length is calculated from the equation of thermal balance. Are solved test problems and influence of parameters of micropolar oils on HMC bearings of a crankshaft of an internal combustion engine is estimated.

*Bush bearings under combined load, micropolar fluids, Reynolds's equation***Информация об авторах**

Задорожная Елена Анатольевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: elena-nea@rambler.ru. Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки.

Караваяев Валентин Георгиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика» Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: elena-nea@rambler.ru. Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки, динамика опор скольжения.

Леванов Игорь Геннадьевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: IL74-LIG@rambler.ru. Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки неньютоновских жидкостей.

Чеснов Александр Викторович, студент Южно-Уральского государственного университета. Тел 8(351) 267-92-13. E-mail: comp993@susu.ac.ru. Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки неньютоновских жидкостей.

Zadorozhnaya Elena Anatolevna, candidate of engineering science, associate professor of «Motor Transport» department of the South Ural State University. Phone 8(351) 267-92-13, E-mail: elena-nea@rambler.ru. Area of research: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

Karavaev Valentin Georgievich, candidate of engineering science, associate professor of «Theoretical mechanics» department of the South Ural State University. Phone. 8(351) 267-92-13. E-mail: elena-nea@rambler.ru. Area of research: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

Levanov Igor Gennadevich, post-graduate student of «Motor Transport» department of the South Ural State University. Phone 8(351) 267-92-13. E-mail: IL74-LIG@rambler.ru. Area of research: hydrodynamic lubrication theory of Non-Newtonian fluids.

Chesnov Alexandr Viktorovich, student of the South Ural State University. Phone 8(351) 267-92-13. E-mail: comp993@susu.ac.ru. Area of research: hydrodynamic lubrication theory of Non-Newtonian fluids.