

# ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КЛАССА ВЯЗКОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*В.С. Мурзин, директор, главный конструктор  
ООО ГСКБ «Трансдизель»*

*Е.А. Задорожная, к.т.н., доц.; И.Г. Леванов, асс.; Д.Ю. Иванов, к.т.н., доц.  
Южно-Уральский государственный университет*

Рассмотрена методика расчета трибологических потерь в тяжело нагруженных подшипниках скольжения, которые работают на современных моторных маслах, обладающих не-ньютоновскими свойствами. Представлена реологическая модель вязкости масла, отражающая зависимость вязкости от температуры, давления в тонком смазочном слое, скоростей сдвига и релаксации. Коэффициенты реологической модели получены из эксперимента. Выполнен расчет гидромеханических характеристик подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

Современные смазочные жидкости, используемые в тяжело нагруженных узлах трения, загущены различными присадками, что ведет к значительному изменению условий работы подшипников скольжения. В некоторых случаях это приводит к значительному уменьшению толщины смазочной пленки до уровня микро-частиц, находящихся в смазке, или до величины микронеровностей на поверхностях трения. С другой стороны, наличие присадок может способствовать увеличению толщины смазочного слоя и одновременно ведет к повышению затрат мощности на трение в подшипниковом узле. В частности, большое влияние на свойства смазочного материала, в первую очередь на вязкость, оказывают полимерные добавки, твердые частицы порошкообразных присадок или продукты износа, а также микропузырьки, присутствующие в масле. В этом случае масла принято называть не-ньютоновскими. Поэтому при исследовании работоспособности основных трибосопряжений необходимо учитывать изменение реологических свойств смазочных жидкостей и их влияние на гидромеханические характеристики (ГМХ) сложнонагруженных опор жидкостного трения.

Оценка работоспособности подшипников жидкостного трения осуществляется с исполь-

зованием гидродинамической теории смазки, в основных уравнениях которой вязкость является ключевым параметром, отражающим свойства смазочной жидкости. Поэтому разработка и совершенствование реологических моделей является принципиально важной задачей. Кроме того, многообразие современных моторных масел и их свойств не позволяет однозначно определить подходящий класс вязкости масла для применения в той или иной конструкции трибосопряжения.

В настоящее время многие исследователи в своих работах, посвященных теоретическим основам расчета подшипников скольжения [1–11], стремятся учитывать различные факторы, влияющие на ГМХ подшипников, и разрабатывают при этом большое количество реологических моделей смазочного материала. Однако возможность учета одновременно нескольких факторов вызывает большие затруднения.

Зависимость вязкости смазки от скорости сдвига обычно аппроксимируется степенным законом Оствальда–Вейла [9]; от температуры — трехконстантной формулой Фогеля [10]; от давления — формулой Баруса [11].

Сложность создания комплексной реологической модели смазочного материала заключается в том, что вязкость одновременно зависит от температуры смазки, гидродинамического давления в тонком смазочном слое, скоростей сдвига, резко меняющихся по толщине слоя, релаксации (запаздывание изменений вязкости при быстром нарастании гидродинамических давлений) и др. Поэтому авторы предложили к использованию следующую модель вязкости (рис. 1) [12]:

$$\mu^*(T, p, \dot{\gamma}) = \begin{cases} \mu_1 \cdot C_1 e^{(C_2/(T_3+C_3)) + \beta(T_3)} p, & 1 \leq \dot{\gamma} \leq 10^2; \\ (I_2)^{(n(T_3)-1)/2} \cdot C_1 e^{(C_2/(T_3+C_3)) + \beta(T_3)} p, & 10^2 \leq \dot{\gamma} \leq 10^6; \\ \mu_2 \cdot C_1 e^{(C_2/(T_3+C_3)) + \beta(T_3)} p, & \dot{\gamma} > 10^6, \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{где } \dot{\gamma} = \sqrt{I_2}, \quad I_2 = \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2.$$

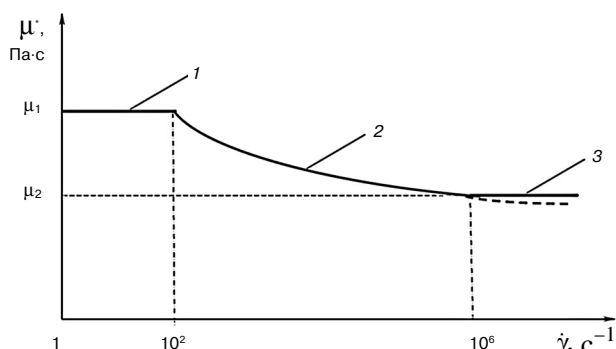


Рис. 1. Комбинированная модель вязкости

На участке 1 в диапазоне скоростей сдвига от 1 до  $10^2 \text{ с}^{-1}$  масло ведет себя как ньютоновская жидкость с вязкостью  $\mu_1$ . Для участка 2 в диапазоне скоростей сдвига от  $10^2 \text{ с}^{-1}$  до  $10^6 \text{ с}^{-1}$  характерно снижение вязкости по степенному закону. На участке 3 при скорости сдвига больше  $10^6 \text{ с}^{-1}$  масло ведет себя как ньютоновская жидкость с вязкостью  $\mu_2$ .

В такой постановке реологическая модель не противоречит представлениям о поведении загущенного моторного масла, не вызывает трудностей при программной реализации.

Постановка задачи расчета динамики и ГМХ тяжело нагруженных подшипников тепловых двигателей, методика и алгоритм расчета представлены в работах авторов [7, 10, 12].

Реологическая модель (1) совместно с уравнениями гидродинамического и теплового расчета [5] реализована в комплексе программ [13], с помощью которого получены представленные ниже результаты.

Параметры степенного закона

Масло	Параметры	Температура, $T$ , °C				
		40	80	100	120	150
Mobil XHP Delvac 10W-40	$\mu^*$ , МПа·с	81,84	18,39	11,97	9,07	7,79
	$n^{**}$	0,977	0,994	0,981	0,964	0,919
Liqui Moly Molygen 5W-50	$\mu^*$ , МПа·с	112,77	23,75	15,24	11,29	8,95
	$n$	0,969	0,996	0,988	0,968	0,931

\* Параметр консистенции (вязкость при низкой скорости сдвига до  $10^2 \text{ с}^{-1}$ ). \*\* Параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения.

Расчеты выполнялись применительно к коренному подшипнику тракторного двигателя 4Т371.03 производства ОАО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». У этого подшипника смазка подается через частичную канавку шириной 8 мм, выполненную в верхнем вкладыше (протяженность  $160^\circ$ ). Угловая частота вращения коленчатого вала на режиме максимальной мощности принималась равной 209,44 1/с, радиальный зазор 51,5 мкм; температура подачи смазки  $90^\circ\text{C}$ , ширина подшипника 35 мм.

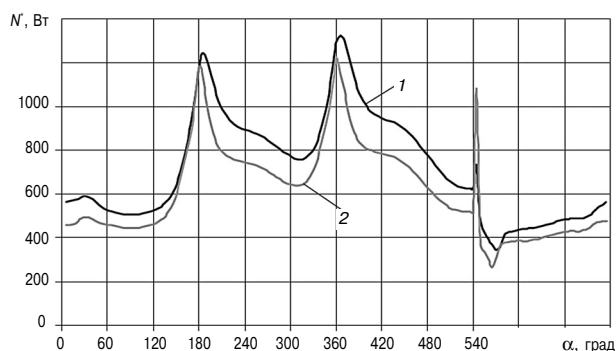
Двигатель 4ЧН13/15 является представителем нового семейства дизелей серии «Т», производство которых в настоящее время организуется на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». В качестве смазочного масла для этого двигателя рассматривается возможность применения загущенных масел, в частности, классов 0W-30, 5W-30, 5W-40, 10W-40. В связи с этим представляет практический интерес оценка влияния неньютоновских свойств загущенных масел на гидромеханические ха-

Таблица 2

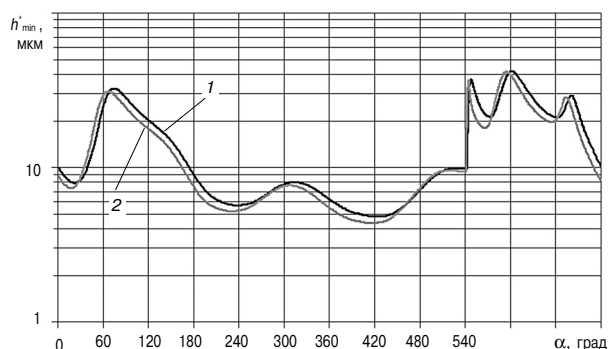
### Результаты расчетов гидромеханических характеристик второго коренного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН13/15 в обозначениях [12]

Масло	Характеристика						
	inf $h_{\min}$ , мкм	sup $p_{\max}$ , МПа	$N^*$ , Вт	$h^*_{\min}$ , мкм	$p^*_{\max}$ , МПа	$Q^*_B$ , $10^{-1}$ л/с	$T_\Sigma$ , °C
M8Г <sub>2к</sub> (SAE 20)	4,563	202,7	697,1	13,73	28,72	0,5414	97,87
Castrol SLX 0W-30	4,764 <sup>1)</sup>	164,9	718,0	14,31	28,13	0,4940	98,88
	4,115 <sup>2)</sup>	211,6	548,4	12,82	29,66	0,4780	97,01
GM 5W-30	4,618 <sup>1)</sup>	168,8	685,5	13,81	28,64	0,5267	97,95
	4,012 <sup>2)</sup>	213,9	540,2	12,47	30,10	0,5131	96,43
Shell Helix Ultra 5W-40	4,724 <sup>1)</sup>	167,2	698,9	13,96	28,39	0,5079	98,41
	4,166 <sup>2)</sup>	210,1	569,0	12,76	29,70	0,4974	96,99
Mobil XHP Delvac 10W-40	4,824 <sup>1)</sup>	165,4	717,3	14,22	28,12	0,4907	98,93
	4,369 <sup>2)</sup>	207,0	614,0	13,20	29,15	0,4892	97,67
Shell Rimula R2 15W-40	4,801 <sup>1)</sup>	164,3	725,4	14,40	28,03	0,4859	99,12
	4,412 <sup>2)</sup>	205,4	622,2	13,41	28,93	0,4791	97,93
Liqui Moly Molygen 5W-50	5,301 <sup>1)</sup>	190,8	815,8	15,13	27,00	0,4150	102,0
	4,930 <sup>2)</sup>	194,4	717,2	14,57	27,57	0,4073	100,8

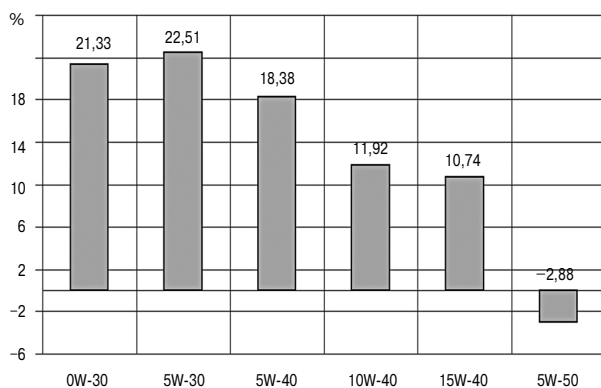
<sup>1)</sup> Без учета неньютоновских свойств (вязкость-функция температуры и давления). <sup>2)</sup> С учетом неньютоновских свойств (вязкость-функция температуры, давления, скорости сдвига; время релаксации масла  $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$  с).



**Рис. 2. Зависимости потерь мощности на трение от угла поворота коленчатого вала (масло Mobil XHP Delvac 10W-40)**



**Рис. 3. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала**



**Рис. 4. Снижение потерь мощности на трение во втором коренном подшипнике, работающем на загущенных маслах, относительно потерь, рассчитанных при работе подшипника на масле М8Г<sub>2к</sub>**

рактические характеристики подшипников скольжения коленчатого вала этого двигателя, а также выбор оптимального класса вязкости смазочного масла.

В табл. 1–2 и на рис. 2–4 представлены результаты расчетов указанного подшипника с учетом неньютоновских свойств моторных масел Castrol SLX 0W-30, GM 5+W-30, Shell Helix Ultra 5W-40, Mobil Delvac 10W-40, Shell Rimula R2 15W-40, Liqui Moly 5W-50, а также для масла М8Г<sub>2к</sub> (SAE 20), являющегося ньютоновской жид-

костью. В качестве примера в табл. 1 представлены параметры реологической модели для двух из указанных классов масел, необходимые для расчета.

В ходе выполненных исследований [6] было установлено, что параметр степенного закона, характеризующий степень неньютоновского поведения масел, является функцией температуры.

Определение коэффициентов (параметров) реологических моделей всегда связано с выполнением значительного объема экспериментальных исследований ввиду большого разнообразия современных моторных масел, относящихся к различным классам вязкости.

Результаты расчетных исследований показали, что снижение потерь мощности на трение во втором коренном подшипнике, работающем на загущенных маслах, относительно потерь, рассчитанных при работе подшипника на масле М8Г<sub>2к</sub>, составляет от 10 до 22,5 % (рис. 4).

Полученные результаты позволяют сформулировать рекомендации для выбора класса вязкости моторного масла, обеспечивающего достаточную толщину смазочного слоя при одновременном снижении потерь мощности на трение.

Наиболее предпочтительными с позиции энергосбережения в двигателе 4ЧН13/15 являются масла классов SAE 5W-30, 5W-40, 0W-30, поскольку обеспечивают достаточную минимальную толщину смазочного слоя при наибольшем снижении потерь мощности на трение в коренных подшипниках коленчатого вала.

Применение предложенных моделей и методик расчета на этапе проектирования энергоэффективных тепловых двигателей позволит существенно снизить временные и материальные затраты на их разработку.

В каждом конкретном случае при разработке двигателя требуется индивидуальный подход при выборе смазочного материала, который наряду со снижением трибологических потерь обеспечивает надежную работу подшипников скольжения.

Представленная работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы» и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

#### Литература

1. *Paranjpe R.S.* Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finit Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation. *ASME Journal of Tribology*. — 1992. — Vol. 114. — P. 736–744.
2. *Проконьев В.Н., Караваяев В.Г.* Термогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор

скольжения неньютоновскими жидкостями // Вестник ЮУрГУ. Челябинск. — 2003. — № 1. — С. 55–66.

3. *Gesim B.A.* Non-Newtonian Effects of Multigrade Oils on Journal Bearings Performance. *Tribology Transactions*, — 1990. — Vol. 33. — P. 384–394.

4. *Chao Zhang.* TEHD Behavior of Non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem // *Journal of Tribology-transactions of The Asme — J TRIBOL-TRANS ASME.* — 2002. — Vol. 124. — № 1. — 8 p.

5. *Прокопьев В.Н., Бояришинова А.К., Задорожная Е.А.* Динамика сложнонагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью // *Проблемы машиностроения и надежности машин.* — 2005. — № 6. — С. 108–114.

6. *Леванов И.Г., Задорожная Е.А.* Экспериментальные исследования реологических свойств всепогодных моторных масел // Вестник ЮУрГУ. — 2011. — Вып. 17. — № 11 (228). — С. 70–76. (Сер. : «Машиностроение»).

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

8. *Задорожная Е.А., Мухортов И.В., Леванов И.Г.* Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин // *Трение и смазка в*

машинах и механизмах. — 2011. — № 7. — С. 16–24.

9. *Леванов И.Г.* Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчетах динамики подшипников скольжения коленчатого вала // Вестник ЮУрГУ. — 2010. — Вып. 15. — № 10 (186). — С. 54–62. (Сер. : «Машиностроение»).

10. *Задорожная Е.А., Караваев В.Г., Леванов И.Г., Чеснов А.В.* Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнонагруженных подшипников скольжения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. — 2009. — № 3 (19). — С. 329–337.

11. *Виссуссек Д.* Реологические свойства смазочных масел и их значение для практики / пер. Ф.Я. Гульбиса. — Свердловск. — 1976. — 94 с.

12. *Леванов И.Г.* Методика расчета гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими маслами // Вестник ЮУрГУ. — 2011. — Вып. 18. — № 31 (248). — С. 34–43. (Сер. : «Машиностроение»).

13. *Мухортов И.В., Задорожная Е.А., Леванов И.Г.* Программа исследования характеристик статически нагруженных подшипников скольжения «Микрореология» // Зарегистрирован Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам под № 2010612188 от 24.03.2010.

**ЮБИЛЕЙ!**

## Александр Константинович Лимонову 50 лет!

8 ноября 2011 года исполнилось 50 лет

*Лимонову Александру Константиновичу — главному конструктору-директору по разработке и конструированию двигателей и электрических агрегатов ОАО «Русские моторы» (ОАО РУМО), члену редакционной коллегии журнала «Двигателестроение».*

Александр Константинович Лимонов окончил Горьковский политехнический институт в 1985 г. по специальности двигателя внутреннего сгорания. После окончания института поступил на работу в бюро автоматики и регулирования завода «Двигатель революции» (сегодня ОАО РУМО), где более 20 лет занимался совершенствованием систем управления и автоматики, регуляторов скорости контрольно-измерительными приборами.

За эти годы был пройден путь профессионального совершенствования и роста, характерный для руководителя современного машиностроительного производства: от инженера до начальника бюро, отдела, департамента. Немаловажную роль в становлении профессиональных навыков создателя новой сложной техники сыграла работа под началом широко известных специалистов в отрасли двигателестроения, главных конструкторов завода В.А. Осадина, А.М. Александрова, Ю.В. Аверкиева.

С 2007 г. А.К. Лимонов работает в должности главного конструктора завода по двигателям и электрическим машинам. Несмотря на сложнейшую экономическую обстановку, характерную для всех дизелестроительных заводов отрасли, под руководством главного конструктора А.К. Лимонова успешно реализуются проекты по созданию новых двигателей четвертого поколения семейств ЧН32/40 и ЧН22/28 (в дизельном и газовом вариантах) с технико-экономическими и экологическими показателями, соответствующими лучшим мировым образцам в своем классе среднеоборотных судовых и промышленных дизелей. Успешной реализации новых проектов способствует развитие кооперации с зарубежными фирмами, производителями компонентов двигателей из Швеции, Германии, Италии и других стран. Благодаря созданию и освоению производства двигателей нового поколения ОАО РУМО планирует в ближайшее время вернуться на зарубежные рынки традиционных потребителей его продукции в таких странах, как Иран, Ирак и Египет.

*Редакция журнала «Двигателестроение», Совет Директоров, Правление и коллектив конструкторов ОАО РУМО сердечно поздравляют Александра Константиновича с юбилеем, желают ему крепкого здоровья и успешной реализации задуманных амбициозных проектов*

