

## ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТНО-ТЕМПЕРАТУРНЫХ СВОЙСТВ МОТОРНЫХ МАСЕЛ НА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ ПОРШЕНЬ–ЦИЛИНДР

*Ю.В. Рождественский, д.т.н., проф., К.В. Гаврилов, к.т.н., доц.,  
И.В. Мухортов, асс., А.А. Дойкин, асп.  
Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск*



Представлены результаты расчетно-экспериментальных исследований трибосопряжения поршень–цилиндр двигателя типа ЧН13/15 при использовании современных моторных масел с разными реологическими свойствами. Показано, что применением моторных масел с улучшенными вязкостно-температурными свойствами удастся улучшить гидромеханические характеристики (ГМХ) трибосопряжения без его конструктивных изменений. Такие характеристики сопряжения, как потери на трение и расход смазки в направлении камеры сгорания, могут быть значительно улучшены изменением конструкции направляющей части поршня в результате решения задачи оптимизации.

Длительное время в инструкции по эксплуатации серийно выпускаемых в нашей стране тракторных двигателей в качестве основных вносятся моторные масла М-8ДМ (зимнее) и М-10ДМ (летнее). Эти марки моторных масел разработаны более 30 лет назад и не позволяют в полной мере обеспечить ресурс существующих и вновь разрабатываемых двигателей.

В настоящее время на рынке горючесмазочных материалов в Российской Федерации имеется много близких по качеству современных марок моторных масел для дизельных двигателей.

Задача данной работы — оценить расчетно-экспериментальным путем как конкретное масло влияет на гидромеханические характеристики (ГМХ) сопряжения поршень–цилиндр, ресурс

которого в значительной мере определяет ресурс двигателя в целом.

Для испытаний были выбраны четыре марки из четырех основных групп масел для дизельных двигателей тракторов и дорожно-строительной техники. Первое — М-10ДМ из группы масел, изготавливаемых из сернистой нефти. Второе — Total Rubia XT из группы масел, изготавливаемых на основе глубоочищенных базовых масел со стандартными пакетами противоизносных присадок. Третье — Mobil Delvac XHP из группы масел с пакетами диалкилдифосфатных присадок. Четвертое — Shell Rimula R3X из группы масел, содержащих присадки, устойчивые к термомеханическим воздействиям, главным образом алкилсалицилатные.

В табл. 1 приведены характеристики выбранных масел по классификации SAE (Society of Automotive Engineers — Общество Автомобильных Инженеров) и API (American Petroleum Institute — Американский Институт Нефти).

Предварительно эксплуатационные свойства масел определялись экспериментально на машине трения СМЦ-2 с модернизированным контактом трения, который представляет собой конформный узел трения типа ролик–колодка и позволяет моделировать условия трения в сопряжении поршень–цилиндр. Для оценки несущей способности масла измерялось падение напряжения в контакте трения, характеризующее электропроводность разделяющего слоя масла и зависящее как от толщины слоя, так и от его структуры, определяемой действием противоизносных присадок.

## Марки моторных масел, выбранные для ранжирования

Марка	SAE	API	Назначение
M-10DM	30	CD	Двигатели тракторов и др. внедорожной техники
Shell Rimula R3X	15W-40	CH	Двигатели тракторов и др. внедорожной техники
Mobil Delvac XHP	10W-40	CF	Двигатели тракторов и др. внедорожной техники
Total Rubia XT	15W-40	CE	Все типы дизельных двигателей

Результаты экспериментов показали, что для масла M-10DM характерна неустойчивая толщина разделяющего слоя и существование температурного предела действия присадок. Установленная закономерность объясняется более слабой адсорбционной активностью алюминия к традиционным диалкилдитиофосфатам по сравнению с черными металлами и медными сплавами. Масло Shell Rimula R3X, содержащее алкилсилицилатные присадки, образует наиболее стабильный разделяющий слой и обеспечивает наиболее надежное смазывание. При смазке маслом Mobil Delvac XHP проявляется как наличие температурного предела, так и термическая активация присадок. Формируемый в конечном счете разделяющий слой обеспечивает надежные противоизносные свойства во всем температурном диапазоне. Близкие, но чуть худшие свойства показало масло Total Rubia XT.

Работоспособность трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания, в частности, сопряжения поршень–цилиндр принято оценивать расчетом таких ГМХ, как  $\inf h_{\min}$  — экстремальное за рабочий цикл значение минимальной толщины смазочного слоя,  $h^*_{\min}$ ,  $N^*$ ,  $Q^*_1$  — средние значения соответственно минимальной толщины смазочного слоя, потерь мощности на трение, расхода масла в направлении камеры сгорания (косвенно характеризующий расход масла на угар) [1].

Методика расчета ГМХ сопряжения основана на совместном решении уравнений движения поршня на смазочном слое и уравнения Рейнольдса [2]. При расчетах использовался комплекс программ, отличительной особенностью которого является возможность определения вязкости смазочного материала на основе модернизированной трехконстантной эмпирической формулы Фогеля [3]:

$$\mu = C_1 \cdot \exp(C_2 / (T + C_3)), \quad (1)$$

где  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  — константы, являющиеся характеристиками смазочного материала;  $T$  — температура смазочного слоя.

Для определения значений вязкости всех выбранных масел при характерных температурах,

## Экспериментальные значения динамической вязкости, Па·с

Характерная температура, °С	M10-DM	Mobil Delvac XHP	Shell Rimula R3X	Total Rubia XT
40	0,076208	0,0741	0,0658	0,0860
80	0,017587	0,0188	0,0183	0,0197
100	0,010347	0,0113	0,0119	0,0120

Таблица 3

## Исходные данные для расчета сопряжения поршень–цилиндр

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
1	Диаметр цилиндра $D$ , мм	130	5	Высота юбки поршня $B$ , мм	83,5
2	Номинальный радиальный зазор $h_0$ , мм	0,115	6	Радиус кривошипа, мм	75
3	Температура смазочного слоя $T$ , °С	130	7	Длина шатуна, мм	260
4	Частота вращения коленчатого вала $\omega$ , об/мин	2000 <sup>1</sup> 1300 <sup>2</sup>	8	Масса поршневого комплекта, кг	3,95

<sup>1</sup> Режим максимальной мощности  $P_{e \max}$ ; <sup>2</sup> режим максимального крутящего момента  $M_{кр}$ .

используемых при расчете констант, были выполнены экспериментальные исследования, результаты которых представлены в табл. 2. Эксперименты проводились на ротационном вискозиметре с компьютерным управлением Reotest RN 4.1.

Основные исходные данные для гидродинамического расчета сопряжения поршень–цилиндр представлены в табл. 3.

Траектории движения поршня на смазочном слое и значения рассчитанных на их основе ГМХ представлены на рис. 1–4 и в табл. 4.

Таблица 4

## ГМХ сопряжения поршень–цилиндр

Марка масла	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h^*_{\min}$ , мкм	$P^*$ , Вт	$Q^*_1$ , см <sup>3</sup> /с
M10-DM	11,9 <sup>1</sup>	16,7	808,8	17,3
	8,8 <sup>2</sup>	15,9	314,5	10,9
Mobil Delvac XHP	12,9	17,1	903,3	17,3
	9,1	16,2	350,7	10,8
Shell Rimula R3X	14,2	17,6	1059,7	17,2
	9,5	16,6	410,9	10,8
Total Rubia XT	13,6	17,3	994,0	17,2
	9,3	16,5	385,5	10,8

<sup>1</sup> Режим максимальной мощности  $P_{e \max}$ ; <sup>2</sup> режим максимального крутящего момента  $M_{кр}$ .

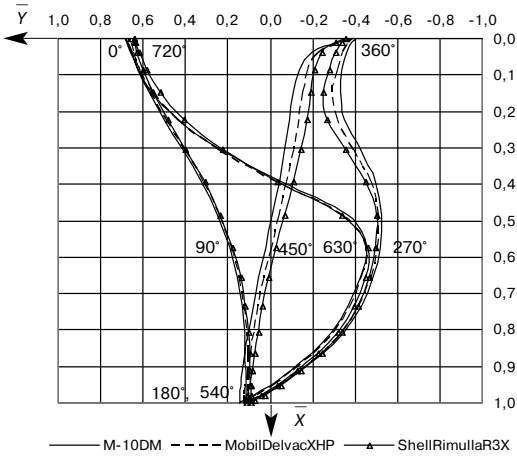


Рис. 1. Траектория движения поршня на режиме  $N_{max}$

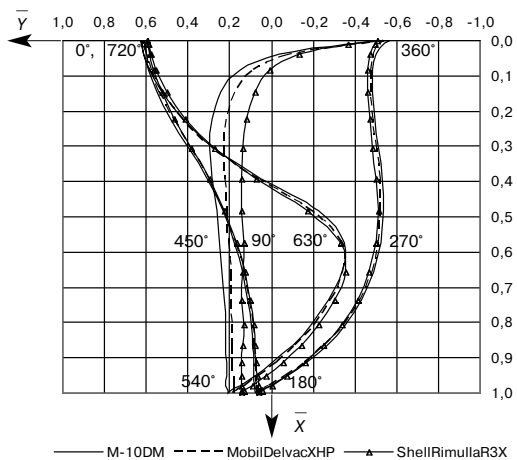


Рис. 2. Траектория движения поршня на режиме  $M_{kp}$

Анализ результатов показывает, что при использовании моторного масла Shell Rimulla R3X вместо рекомендуемого M-10DM расчетные значения  $\inf h_{min}$  выросли на ~19 % на режиме максимальной мощности и на ~8 % на режиме максимального крутящего момента, что значительно повышает износостойкость сопряжения. Средние за цикл значения минимальной толщины  $h^*_{min}$  увеличились на ~5% на обоих режимах работы двигателя.

Необходимо отметить, что остальные исследуемые масла увеличивают расчетные значения  $\inf h_{min}$  и  $h^*_{min}$  по сравнению с маслом M-10DM на 2–16 % в зависимости от режима.

В связи с тем что увеличение толщины смазочного слоя повлекло за собой увеличение потерь мощности на трение при фактически неизменном расходе  $Q^*_1$  дополнительно исследован поршень с улучшенными, в соответствии с авторской методикой [4], параметрами профиля юбки.

Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца, задавались отклонения  $h_{1i}$

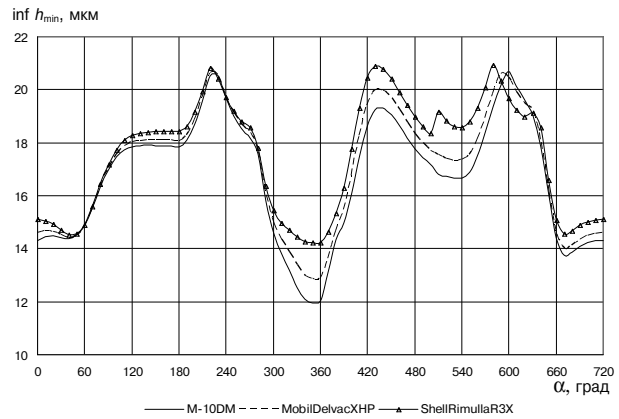


Рис. 3. Зависимость  $\inf h_{min}$  от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  на режиме  $N_{max}$

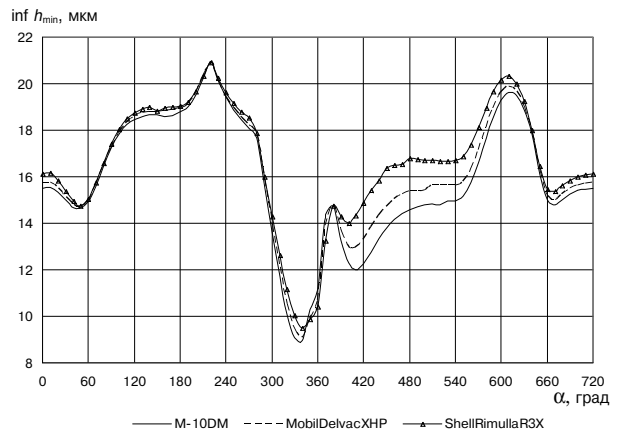


Рис. 4. Зависимость  $\inf h_{min}$  от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  на режиме  $M_{kp}$

и  $h_{2i}$  профиля от правильной цилиндрической формы на нижнем ( $Z = B/2$ , где  $B$  — высота юбки) и верхнем ( $Z = -B/2$ ) краях юбки и координата  $Z_{ci}$  точки  $C_i$  вершины параболы (рис. 5), где  $i = 1, 2$  — нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно.

Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки  $C$  равен характерному

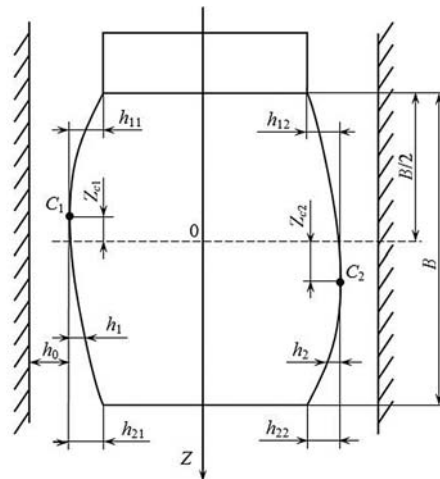


Рис. 5. Основные размеры осевого профиля поршня

зазору в сопряжении при центральном положении поршня  $h_0$ . Реальный профиль юбки представляется аппроксимирующей кривой в виде параболической функции

$$h_i = h_0 k_i |z - m_i|^{l_i}, \quad (2)$$

где  $k_i$  и  $l_i$  — безразмерные коэффициенты;  $z = Z/R$ ;  $m_i = Z_{ci}/R$ ;  $R$  — радиус поршня.

Коэффициенты  $l_i$  и  $k_i$  находились из выражений:

$$l_i = \frac{\ln(h_{2i} / h_{1i})}{\ln\left[\frac{(a-z)/(a+z)}{1}\right]}; \quad (3)$$

$$k_i = \frac{h_{1i}}{h_0} (a - m_i)^{-l_i}, \quad (4)$$

где  $a = B/(2R)$ .

Параметры  $h_{1i}$ ,  $h_{2i}$  и  $m_{ci} = Z_{ci}/R$  использовались в качестве параметров оптимизации.

Расчет ГМХ сопряжения с новым асимметричным профилем (с измененными коэффициентами  $k_i$ ,  $l_i$  и  $m_i$ ) свидетельствует о том, что при использовании масла Shell Rimula R3X, обеспечивающего наилучшую износостойкость, потери на трение  $N^*$  снизились на 32 % (табл. 5). Кроме того, увеличились на 16 и 5 % расчетные значения  $\inf h_{\min}$  и  $h_{\min}^*$  соответственно при допустимом значении  $Q^*$ .

Полученные результаты показывают, что изложенная расчетно-экспериментальная методика позволяет осуществлять выбор моторных масел на основе анализа ГМХ трибосопряжений. Из представленной выборки лучшими эксплуатационными свойствами обладает масло Shell Rimula R3X.

Таким образом, применением моторных масел с улучшенными вязкостно-температурными свойствами удастся улучшить ГМХ трибосопряжения даже без его конструктивных изменений.

Такие расчетные ГМХ сопряжения, как потери на трение и расход смазки в направлении камеры сгорания, могут быть значительно снижены (~ на 30%) изменением конструкции направля-

**ГМХ сопряжения поршень–цилиндр  
(режим максимальной мощности)**

Марка масла	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с
M10-DM	11,9 <sup>1</sup>	16,7	808,8	17,3
	15,1 <sup>2</sup>	19,8	683,8	20,1
Mobil Delvac XHP	12,9	17,1	903,3	17,3
	16,1	20,0	763,8	19,7
Shell Rimula R3X	14,2	17,6	1059,7	17,2
	17,5	20,9	720,6	20,2
Total Rubia XT	13,6	17,3	994,0	17,2
	17,0	20,2	840,4	19,4

<sup>1</sup> Серийная конструкция поршня; <sup>2</sup> измененная конструкция поршня.

ющей части поршня в результате решения задачи оптимизации, при этом дополнительно увеличивается минимальная толщина смазочного слоя.

*Представленная работа выполнена при финансовой 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. Рождественский Ю.В. Оптимизация сложнагруженного трибосопряжения типа поршень–цилиндр. Сборник трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии». Самара. — 2007. — Т. 2. — С. 321–324.
2. Рождественский Ю.В., Маслов А.П., Плешаков Г.И., Милицын В.В. Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения поршень–цилиндр // Двигателестроение. — 2003. — № 2. — С. 15–18.
3. Букер. Динамически нагруженные радиальные подшипники скольжения. Численное приложение метода подвижности // Проблемы трения и смазки. — 1971. — № 1. — С. 161–169.
4. Рождественский Ю.В., Гусев А.И., Грибанов И.С., Денисов Д.О. Методика и результаты оптимизации продольной геометрии поршня для сопряжения поршень–цилиндр двигателя внутреннего сгорания // Тяжелое машиностроение. — 2007. — № 6. — С. 28–30.

### **ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ** **Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2010 г.**

Первая страница обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	32 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	34 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	32 000 руб.
	Черно-белая	28 000 руб.