

DOI 10.5862/JEST.214.3

УДК 621.31

*А.Ю. Шабанов, А.Б. Зайцев,
А.А. Метелев, Ю.П. Пустовалов*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРЕНИЯ И ИЗНОСА ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЯ В РЕАЛЬНОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННОМ ЦИКЛЕ

*A.U. Shabanov, A.B. Zaitsev,
A.A. Metelev, U.P. Pustovalov*

SIMULATION PARAMETERS OF FRICTION AND WEAR CONJUGATION IN THE FRICTION CYLINDER AND PISTON ASSEMBLIES DURING THE ACTUAL OPERATING CYCLE

В статье представлены результаты исследовательской работы, цель которой — разработка модели работы узлов трения цилиндропоршневой группы (пары «поршневое кольцо — втулка цилиндра» и «тронк поршня — втулка цилиндра») с учетом изменений реального состояния рабочих поверхностей сопрягаемых деталей и смазочного масла. Рассмотрены факторы, оказывающие прогрессирующее влияние на работу узлов трения двигателя по мере их износа. Оценена степень влияния этих факторов на износ и его прогнозирование. Предложен метод для прогнозирования ресурса и реального состояния двигателя. Проведено экспериментальное исследование для подтверждения правильности разработанной методики на конкретном двигателе.

ИЗНОС; ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ; ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА; МОТОРНОЕ МАСЛО; ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ.

The article presents the results of research, which aims to develop a model of the friction units of the cylinder group — couples «piston ring — cylinder liner» and «trunk piston — cylinder liner», which takes into account the change in the real state of the working surfaces of mating parts and lubricating oil. Examined are the factors that have a progressive impact on the operation of the engine friction units while their wearing out. Assessed is the impact of these factors on the wear and its forecasting. We propose a method for predicting the operation life and the real state of the engine.

WEAR, THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE, LIFE PREDICTION, ENGINE OIL.

Введение

Изменение технико-экономических параметров двигателя в течение его жизненного цикла — от начала эксплуатации до списания — во многом определяется зависимостью от реального состояния его узлов трения, в первую очередь — цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Однако существующие модели, описывающие трибологические процессы в ДВС, не учитывают динамики изменения основных конструктивных параметров по мере износа сопряжений трения.

Цель исследования — предложить модель работы узлов трения цилиндропоршневой группы (пары «поршневое кольцо — втулка цилиндра» и «тронк поршня — втулка цилиндра»), учитывающую изменение реального состояния рабочих поверхностей сопрягаемых деталей и смазочного масла.

Метод достижения поставленной цели. Из факторов, оказывающих существенное влияние на работу узлов трения ЦПГ и меняющихся в процессе эксплуатации, выделим следующие:

1) изменение величин зазоров в сопряжениях трения ЦПГ, вызванное процессами износа рабочих поверхностей цилиндрических втулок, поршней и поршневых колец. Как показывает практика, основным здесь является износ образующей цилиндрической втулки, приводящий к образованию сложного конусо-овального профиля ее рабочей поверхности. Отслеживание этого профиля упругими поршневыми кольцами приводит к постоянному изменению величин тепловых зазоров в замках поршневых колец, причем по мере износа средние величины зазоров увеличиваются. Потери рабочего тела в камере сгорания определяются в основном протечками через тепловые зазоры колец [1, 2], поэтому текущее состояние образующей цилиндрической втулки существенно влияет на протекание индикаторного процесса в цилиндрах двигателя и на газовые нагрузки на поршневые кольца. Сам механизм формирования подъемной силы в зазорах под кольцами и поршнем позволяет пренебречь деформацией рабочей поверхности цилиндра, вызванной износом, и тем самым не учитывать этот фактор в изменении формы зазоров и углов атаки плоских подшипников, образуемых в этих сопряжениях. В то же время необходимо учитывать изменение формы поверхностей трения поршневых колец и тронка поршня, вызванных износом;

2) изменение текущего состояния рабочих поверхностей деталей ЦПГ, вызванное накоплением на них в процессе эксплуатации дефектов трения. Несмотря на то, что этот фактор является сугубо случайным, он оказывает существенное влияние на работу плоских подшипников ЦПГ, меняя величину и характер распределения в них гидродинамического давления подъемной силы;

3) изменение физико-химических параметров смазочного масла в процессе его длительной работы, в первую очередь — изменение кинематической вязкости и содержания пакета антифрикционных присадок, влияющих на коэффициенты трения в сопряжениях при нарушении гидродинамического режима трения.

Первые два фактора — постоянно-действующие, влияние их постепенно возрастает по мере наработки двигателя в период от начала эксплуатации (окончание обкаточных процессов) до капитального ремонта, при котором происходит восстановление узлов трения. Третий

фактор — циклический, действующий между техническими обслуживаниями двигателя со сменой моторного масла.

В результате комплекса теоретических и экспериментальных исследований, проводимых авторами на протяжении последних лет, сформулированы подходы, позволяющие ввести в классическую модель описания трибологических процессов в ЦПГ ДВС [1, 3, 4] большинство вышеуказанных факторов влияния текущего состояния двигателя на показатели трения и износа.

Фактор изменения зазоров в сопряжениях трения ЦПГ учитывается следующим образом.

Учет влияния величин протечек рабочего тела из камеры сгорания на индикаторный процесс в цилиндрах ДВС реализован путем совместного решения уравнений первого закона термодинамики для камеры сгорания и заколочных объемов, образованных боковыми поверхностями поршневых колец и поршня со стенками цилиндра [6, 7].

Расчетно-экспериментальные исследования

Система дифференциальных уравнений, описывающих упомянутый термодинамический процесс, имеет следующий вид:

$$\partial Q_T - \partial Q_W = \partial U + \partial A + \sum i_k \partial M_k + i_{пр} \partial M_{пр},$$

где $\partial Q_T = g_{ц} Q_T \partial x$ — теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, $g_{ц}$ — цикловая подача топлива, кг/ц; Q_T — низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; x — относительное тепловыделение; $\partial Q_W = \alpha_r F_w (T - T_w) dt$ — потери тепла за счет теплообмена со стенками камеры сгорания; α_r — средний по поверхности мгновенный коэффициент теплоотдачи от рабочего тела, Вт/м·К; F_w — площадь поверхности теплообмена; T, T_w — температуры рабочего тела и поверхности камеры сгорания соответственно, К; $\partial U = \partial(M C_v T)$ — изменение внутренней энергии термодинамической системы; M — масса, C_v — изохорная теплоемкость рабочего тела; $\partial A = P \partial V$ — мгновенное значение работы; P — давление рабочего тела, ∂V — изменение объема цилиндра; $i_k, \partial M_k$ — соответственно энтальпии и массовые потоки рабочего тела через клапаны и замки поршневых колец ЦПГ; $i_{пр}, \partial M_{пр}$ — соответственно энтальпии и массовые потоки рабочего тела через неплотности прилегания

первого поршневого кольца к поверхности цилиндрической втулки.

Массы протечек рабочего тела из камеры сгорания в картер двигателя зависят от газоплотности комплекта поршневых колец, а следовательно, от степени износа цилиндра [8–10]. Реальное состояние цилиндрической втулки учитывается путем ввода в расчет профиля деформированной и изношенной образующей цилиндра, полученной либо путем прямого обмера, либо путем моделирования его износа, например с помощью методики [6]. С учетом локальной деформации и износа цилиндрической втулки меняется текущий зазор в замке поршневого кольца:

$$\Delta_k(z) = \Delta_{k0}(T_k)_r + 2\pi\Delta(z, T),$$

где $\Delta_k(z)$ — текущая величина зазора в замке кольца; $\Delta_{k0}(T_k)$ — тепловой зазор в замке при температуре кольца T_k , $\Delta_r(z, T_r)$ — радиальная деформация образующей цилиндра при рабочей температуре гильзы T_r с учетом ее износа.

На рис. 1 представлены результаты моделирования газовой нагрузки на первое и второе поршневые кольца форсированного дизеля при разных степенях износа двигателя. Из этих результатов видно, что по мере износа из-за увеличения протечек из камеры сгорания газовая нагрузка на первое поршневое кольцо уменьшается, на второе — увеличивается. Влияние роста протечек на индикаторные показатели двигателя в целом незначительно и проявляется в основном в зоне малых частот вращения коленчатого вала. Такое перераспределение газовой нагрузки влияет на мощность потерь трения и протяженность зон износа.

Учет влияния реального состояния поверхностей трения на формирование несущей способности поршневых колец и тронков поршней осуществляется так: в математическую модель расчета толщин смазочного слоя в этих сопряжениях вводится параметр, условно называемый коэффициентом поврежденности поверхности. Он рассчитывается по следующей зависимости:

Изменение газовой нагрузки по мере износа

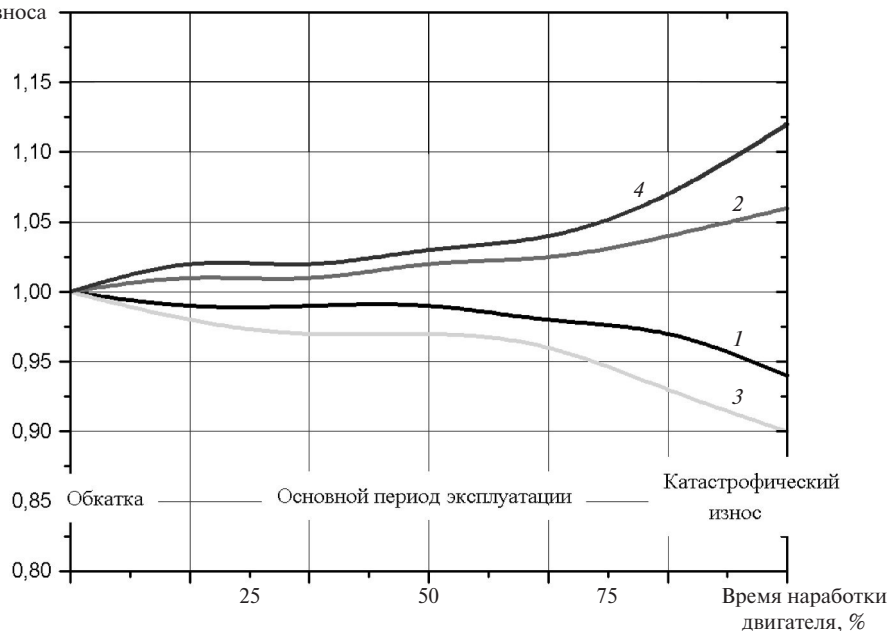


Рис. 1. Относительное изменение газовой нагрузки на первое и второе поршневые кольца форсированного дизеля на различных режимах работы в зависимости от степени износа двигателя (по отношению к начальному состоянию): 1 — первое кольцо, режим высокой частоты вращения КВ; 2 — второе кольцо, режим высокой частоты вращения КВ; 3 — первое кольцо, режим низкой частоты вращения КВ; 4 — второе кольцо, режим низкой частоты вращения КВ

$$\Omega = \frac{P_{\text{пс реал}}}{P_{\text{пс ид}}},$$

где $P_{\text{пс реал}}$ — давление гидродинамической подъемной силы реального изношенного подшипника, имеющего определенное количество дефектов трения; $P_{\text{пс ид}}$ — давление гидродинамической подъемной силы подшипника с идеальной поверхностью на том же расчетном режиме.

Для определения величин коэффициента поврежденности поверхности был поставлен специальный расчетный эксперимент, при котором проводилось численное моделирование гидродинамических процессов в плоском подшипнике с различными видами, размерами и количеством условных дефектов трения в сопоставлении с идеальным подшипником при идентичных условиях нагружения. На рис. 2 и 3 представлены типичные картины распределения гидродинамического давления в подшипниках, имеющих определенное количество дефектов трения.

С учетом этого уточнения итоговые системы дифференциальных уравнений для описания процессов формирования гидродинамических смазочных слоев выглядят следующим образом:

для поршневых колец

$$\begin{aligned} \frac{\partial C_k}{\partial \varphi} &= \\ &= \pi Dh \left[(P_i - P_{i-1}) / 2 - P_y - 1,01 \mu (M) \Omega_i h_i^2 \times \right. \\ &\quad \left. \times (C_k - C_{\text{п}}(\alpha_i + \delta / 2h_i)) / \delta^3 \right] / 6nm_k; \\ \frac{\partial \delta}{\partial \varphi} &= C_k / 6n, \end{aligned}$$

где C_k — радиальная скорость перемещения поршневого кольца; α_i, h_i — параметры, описывающие рабочий профиль поршневого кольца;

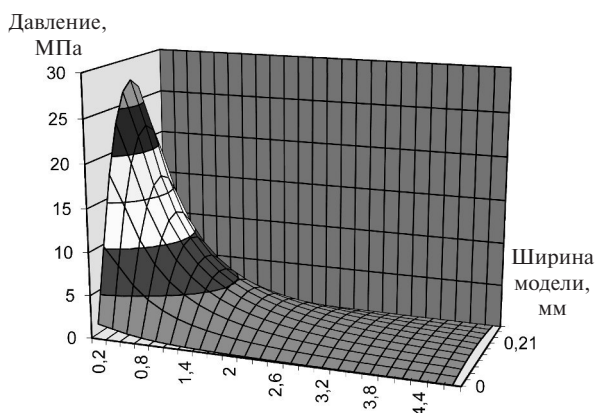


Рис. 2. Эпюра гидродинамического давления в идеальном подшипнике

m_k — масса кольца, $\mu(M)$ — вязкость среды, в которой работает поршневое кольцо; Ω_i — коэффициент поврежденности поверхности, учитывающий наличие на рабочей поверхности пары трения дефектов, вызванных процессом износа; он определяется на основании анализа профилограммы изношенного кольца;

для маслоъемного кольца эта система уравнений записывается в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial C_k}{\partial \varphi} &= \\ &= \pi Dh_c \left[\rho_m C_{\text{п}}^2 / \pi^2 - P_y - 1,01 \mu \Omega_i h_c^2 \times \right. \\ &\quad \left. \times (C_k - C_{\text{п}}(\delta / 2h_c)) / \delta^3 \right] / 6nm_k; \\ \frac{\partial \delta}{\partial \varphi} &= C_k / 6n, \end{aligned}$$

где ρ_m — плотность масла; h_c — высота рабочей поверхности скребков маслоъемного кольца;

для тронка поршня

$$\begin{cases} m_{\text{п}} \frac{dc_r}{d\varphi} = \frac{1}{6n} (\Omega P_{\text{гд}} - P_N); \\ J_{\text{п}} \frac{d\omega_{\text{п}}}{d\varphi} = \frac{1}{6n} (\Omega M_{\text{гд}} - M_N); \\ \frac{d\delta_{\text{мин}}}{d\varphi} = \frac{c_r}{6n}; \\ \frac{d\alpha}{d\varphi} = \frac{\omega_{\text{п}}}{6n}, \end{cases}$$

где P_N — нормальная сила, действующая на поршень; M_N — момент продольной силы, относительно оси поршневого пальца; $P_{\text{гд}}$ — гидродинамическая сила, действующая на поршень,

$$P_{\text{гд}} = 6\mu c_{\text{п}} \int_0^x dx \int_0^x \frac{dt}{(\delta_0 + \delta^*)} + 12\mu \frac{d\delta^L}{dt} \int_0^x dx \int_0^x \frac{tdt}{(\gamma_0 + \delta^*)^3} -$$

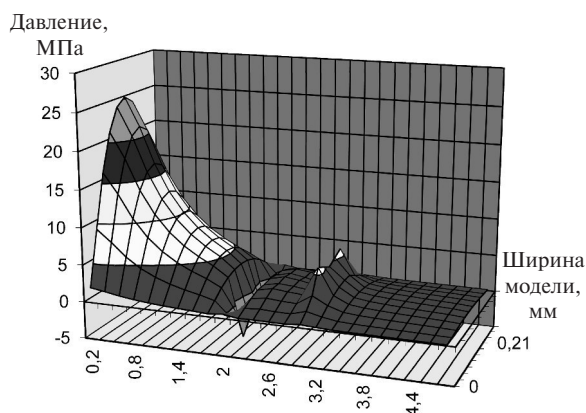


Рис. 3. Эпюра гидродинамического давления в подшипнике с двумя дефектами трения

$$-6\mu c_{\text{п}} A(\varphi) \left(1 + \frac{12B(\varphi)n \frac{d\delta}{dt}}{A(\varphi)c_{\text{п}}} \right) \int_0^x dx \int_0^x \frac{dt}{(\delta_0 + \delta^*)^3};$$

$$A(\varphi) = \int_0^L \frac{dx}{\delta^2} / \int_0^L \frac{dx}{\delta^3};$$

$$B(\varphi) = \int_0^L \frac{x dx}{\delta^3} / \int_0^L \frac{dx}{\delta^3},$$

μ — динамическая вязкость масла; L — длина тронка; $M_{\text{гд}}$ — момент гидродинамической силы, действующей на поршень относительно оси поршневого пальца,

$$M_{\text{гд}} = \int_{L_1}^{L_2} x dx \int_{-90}^{90} P(x, \varphi, \theta) \cos \theta d\theta,$$

$m_{\text{п}}$ — масса поршня; $J_{\text{п}}$ — момент инерции поршня относительно оси вращения (поршневой палец); c_r — скорость радиального перемещения поршня, формирующего масляный слой; $\omega_{\text{п}}$ — скорость углового перемещения поршня; φ — угол поворота кривошипа; n — частота вращения двигателя; δ_{min} — минимальный зазор перед тронком; α — угол наклона оси поршня относительно оси цилиндра.

На рис. 4 приведены результаты расчета относительного изменения длин путей трения (зон износа) на стенках цилиндрических втулок форсированного дизеля на разных стадиях его износа. На рис. 5 приведены результаты расчета мощности механических потерь в ЦПГ того же дизеля при его работе по внешней скоростной характеристике на тех же стадиях износа.

Результаты расчетно-экспериментальных исследований

Результаты моделирования показывают, что при малых и средних стадиях износа мощность механических потерь в комплекте поршневых колец становится несколько меньше рассчитанной для исходного состояния двигателя. Сказывается фактор некоторого снижения уровня газовой нагрузки первого поршневого кольца при росте зазоров, при этом величина коэффициента поврежденности еще достаточно мала и слабо влияет на толщины смазочного слоя. При росте степени поврежденности поверхности, что характерно при больших степенях износа двигателя, начинается заметное падение величины несущей способности масляного слоя, приводящее

Изменение газовой нагрузки по мере износа

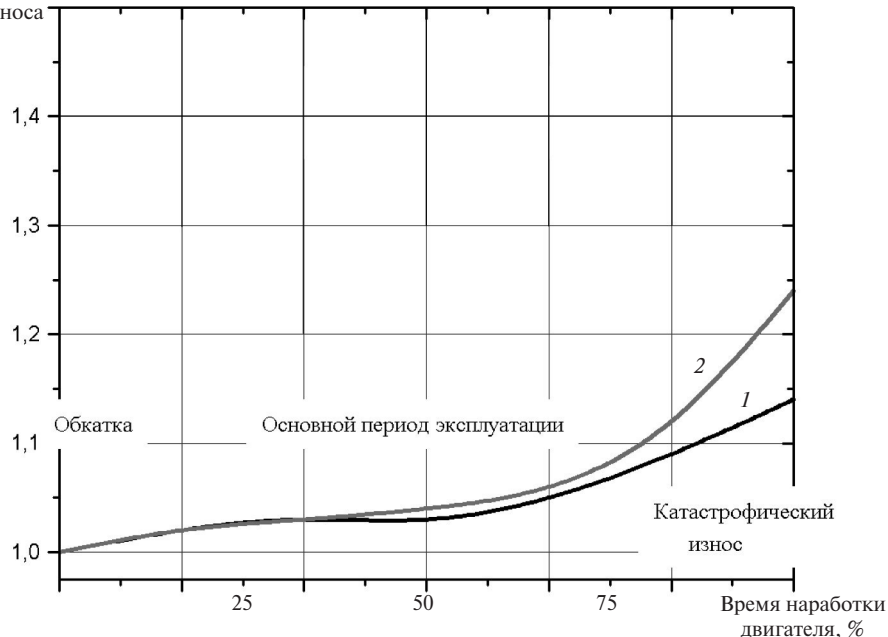


Рис. 4. Относительное изменение длин путей трения на рабочей поверхности цилиндрических втулок форсированного дизеля на различных режимах работы в зависимости от степени износа двигателя (по отношению к начальному состоянию): 1 — режим высокой частоты вращения КВ; 2 — режим низкой частоты вращения КВ

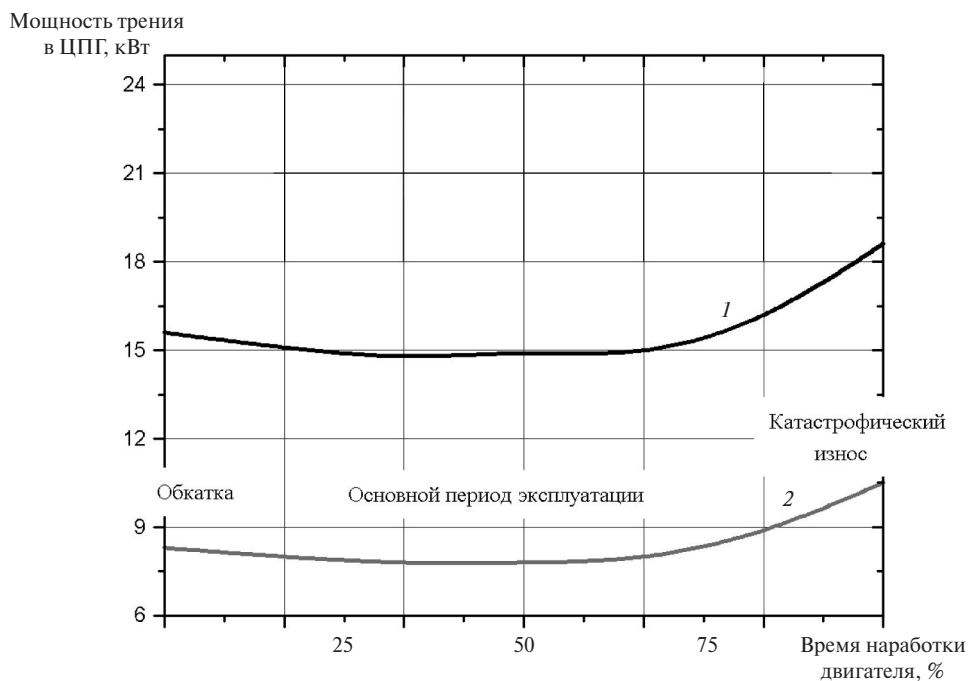


Рис. 5. Изменение мощности трения в ЦПГ форсированного дизеля на различных режимах работы в зависимости от степени износа двигателя: 1 — режим высокой частоты вращения КВ; 2 — режим низкой частоты вращения КВ

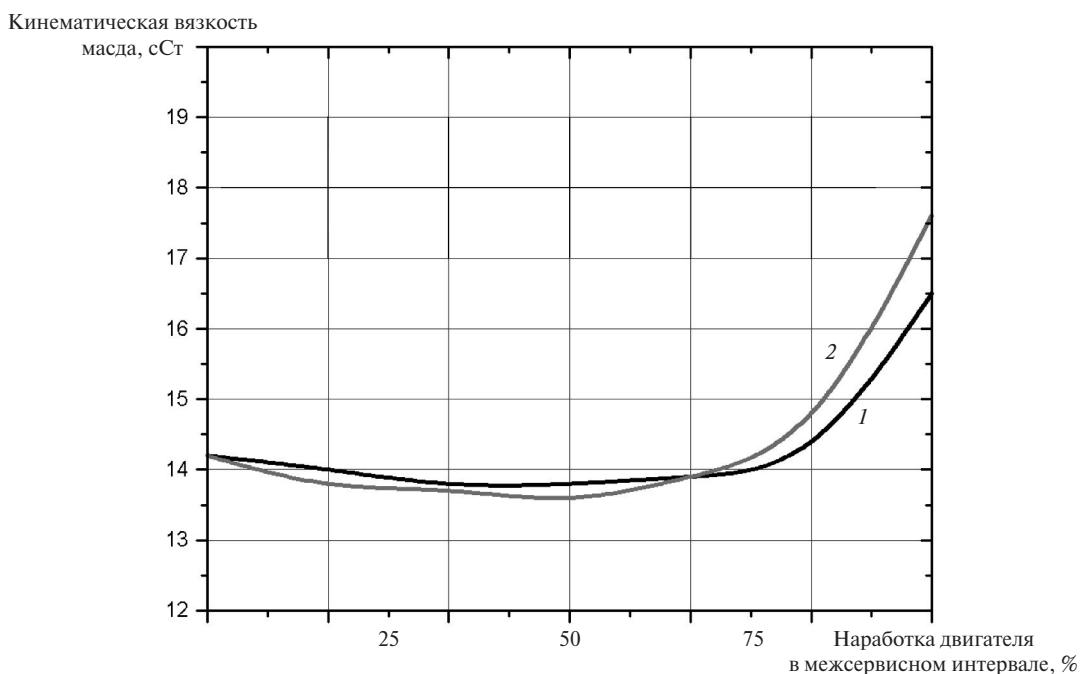


Рис. 6. Изменение кинематической вязкости моторного масла на различных сроках его наработки: 1 — на режимах с высокой частотой вращения КВ; 2 — на режимах с низкой частотой вращения КВ

к увеличению зоны граничного трения. Одновременно растет мощность механических потерь, причем этот фактор начинает влиять значительно больше, чем изменение газовой нагрузки колец, вызванное прогрессирующим износом.

Фактор изменения физико-химических параметров смазочного масла в зависимости от степени наработки смазки в двигателе в межсервисном интервале учитывается путем ввода зависимости кинематической вязкости моторного масла. Она рассчитывается с помощью унифицированной зависимости Вальтера [5]:

$$\lg \lg(v_t) = A(\tau) + B(\tau)t + C(\tau)t^2, \quad (2)$$

где v_t — искомое значение кинематической вязкости при температуре t , сСт; t — температура, °С; $A(\tau)$, $B(\tau)$, $C(\tau)$ — коэффициенты аппроксимации с учетом времени наработки масла в межсервисный интервал τ .

Коэффициенты аппроксимации изменения вязкости масла были определены для большой выборки товарных масел путем постановки длительных ресурсных испытаний по методике кафедры ДАиГМ СПбГПУ. Типичные кривые изменения вязкости смазочного масла в период межсервисного интервала приведены на рис. 6.

Выводы

Многочисленные расчетные исследования работы узлов трения ЦПГ поршневых ДВС показывают, что все три прогрессирующих по мере износа двигателя фактора оказывают примерно равнозначное влияние на итоговые показатели двигателя и потому должны быть учтены в прогнозировании ресурсных показателей ДВС. Предложенная методика реализует достаточно эффективный инструмент для решения этой задачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петриченко Р.М., Батурич С.А., Исаков Ю.Н. [и др.]. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ / Под общ. ред. Р.М. Петриченко. Л.: Машиностроение, 1990. 328 с.
2. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 244 с.
3. Петриченко М.Р., Петриченко Р.М. [и др.]. Трение и теплообмен в поршневых кольцах ДВС. Л.: Изд-во ЛГУ, 1990, 320 с.
4. Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Рыженков Ю.В. Влияние состояния поверхностей трения двигателя внутреннего сгорания на износ деталей и характеристики его работы // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2008. № 2(54). С. 199–202.
5. Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Кудинов И.С. О новых методах аппроксимации высокотемпературной кинематической вязкости моторных масел // Научные исследования и инновационная деятельность: Материалы науч.-практ. конф. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. С. 42–50.
6. Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Метелев А.А. Методика ускоренных испытаний моторных масел на изменение их свойств в течение срока эксплуатации // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2012. № 1(147). С. 71–76.
7. Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Кудинов И.С., Метелев А.А. Влияние некоторых физико-химических показателей моторного масла на технико-экономические и ресурсные показатели поршневых бензиновых двигателей // Двигателестроение. 2011. № 1. С. 24–28.
8. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2002. 496 с.
9. Дьяченко Н.Х., Харитонов Б.А., Петров В.М. [и др.] Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания // Под ред. Н.Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, 1979. 392 с.
10. Васильев Б.Н. Зависимость сопротивления трения поршневых колец от давления на их рабочую поверхность // Известия вузов. Машиностроение. 1967. №7. С. 15–18.

REFERENCES

1. Petrichenko R.M., Baturin S.A., Isakov Yu.N. [i dr.]. Elementy sistemy avtomatizirovannogo proyektirovaniya DVS: Algoritmy prikladnykh program. [Elements of Computer Aided Design ICE: Algorithms applications.] / Pod obshch. red. R.M. Petrichenko. L.: Mashinostroyeniye, 1990. 328 s. (rus.)
2. Petrichenko R.M. Fizicheskiye osnovy vnutritsilindrovyykh protsessov v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya. [Physical basis intracylinder processes in internal combustion engines.] L.: Izd-vo Leningr. un-ta, 1983. 244 s. (rus.)
3. Petrichenko M.R., Petrichenko R.M. [i dr.]. Treniye i teploobmen v porshnevyykh koltsakh DVS. [Friction and heat exchange in piston rings of ICE.] L.: Izd-vo Leningr. un-ta, 1990. 320 s. (rus.)



and heat transfer in internal combustion engine piston rings.] L.: Izd-vo LGU, 1990, 320 s. (rus.)

4. **Shabanov A.Yu., Zaytsev A.B., Ryzhenkov Yu.V.** Vliyaniye sostoyaniya poverkhnostey treniya dvigatelya vnutrennego sgoraniya na iznos detaley i kharakteristiki yego raboty. [Influence of surface conditions of the internal combustion engine frictional wear characteristics and details of its operation.] *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2008. № 2(54). S. 199–202. (rus.)

5. **Shabanov A.Iu., Zaytsev A.B., Kudinov I.S.** O novykh metodakh approksimatsii vysokotemperaturnoy kinemacheskoy vyazkosti motornykh masel. [New methods for the high-temperature approximation of the kinematic viscosity motor oils.] *Nauchnyye issledovaniya i innovatsionnaya deyatel'nost: Materialy nauch.-prakt. konf. SPb.: Politekhn. un-ta*, 2011. С. 42–50. (rus.)

6. Galyshev Iu.V., Shabanov A.Iu., Zaytsev A.B., Me-telev A.A. Metodika uskorennykh ispytaniy motornykh masel na izmeneniye ikh svoystv v techeniye sroka ekspluatatsii. [The technique of accelerated tests of motor oil to change their properties during the lifetime.] *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2012. № 1(147). S. 71–76. (rus.)

7. **Shabanov A.Iu., Zaytsev A.B., Kudinov I.S., Me-telev A.A.** Vliyaniye nekotorykh fiziko-khimicheskikh pokazateley motornogo masla na tekhniko-ekonomicheskuyu i resursnyye pokazateli porshnevnykh benzinovykh dvigatelye. [Influence of some physico-chemical parameters of engine oil on the feasibility and resource performance piston gasoline engines.] *Dvigatelistroyeniye*. 2011. № 1. S. 24–28. (rus.)

8. **Kolchin A.I., Demidov V.P.** Raschet avtomobilnykh i traktornykh dvigateley [Calculation of automobile and tractor engines]: Ucheb. posobiye dlya vuzov. 3-ye izd. pererab. i dop. M.: Vyssh. shk., 2002. 496 s. (rus.)

9. **Dyachenko N.Kh., Kharitonov B.A., Petrov V.M. [i dr.]** Konstruirovaniye i raschet dvigateley vnutrennego sgoraniya [The design and calculation of the internal combustion engine]/ Pod red. N.Kh. Dyachenko. L.: Mashinostroyeniye. 1979. 392 s. (rus.)

10. **Vasilyev B.N.** Zavisimost soprotivleniya treniya porshnevnykh kolets ot davleniya na ikh rabochuyu poverkhnost. [The dependence of the frictional resistance of the piston rings on the pressure on their work surface.] *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*. 1967. №7. S. 15–18. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ШАБАНОВ Александр Юрьевич — кандидат технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: aush2003@mail.ru

ЗАЙЦЕВ Алексей Борисович — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: abzaytsev@mail.ru

МЕТЕЛЕВ Андрей Александрович — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: petmet@mail.ru

ПУСТОВАЛОВ Юрий Петрович — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: yurapust@mail.ru

AUTHORS

SHABANOV Aleksandr U. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: aush2003@mail.ru

ZAITSEV Aleksei B. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: abzaytsev@mail.ru

METELEV Andrei A. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: petmet@mail.ru

PYSTOVALOV Urii P. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: yurapust@mail.ru