

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ КУЛАЧКА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

А.В. Васильев, д. т. н., Е.Д. Дейниченко, к. т. н.;  
кафедра «Автотракторные двигатели»  
Волгоградский Государственный Технический Университет

В данной статье представлен метод расчета износа профиля кулачка в клапанном механизме двигателя внутреннего сгорания. Расчет выполняется с учетом кинематического типа клапанного механизма, действующих силовых факторов, гидродинамических условий смазки в сопряжении кулачок–толкатель, свойств материалов, а также изменения трибологических характеристик в течение эксплуатации. Это дает возможность прогнозировать работоспособность и долговечность распределительных валов как на стадии проектирования, так и эксплуатации.

Работа механизма газораспределения (МГР) двигателя внутреннего сгорания связана с неустановившимися режимами скоростей и нагрузок во взаимодействующих парах, значительными перепадами температур и различными гидродинамическими условиями смазки. Поэтому определение закономерностей изнашивания основных деталей, а также получение достоверных данных о предельных нормах износа — весьма сложная задача. Следовательно, проблема создания методов расчета износа и долговечности сопряженных поверхностей трения в МГР является актуальной.

В данной работе представлена методика расчета трибологических характеристик кулачковой пары при изнашивании профиля кулачка в процессе эксплуатации с учетом кинематической схемы МГР, действующих силовых факторов, гидродинамических условий смазки сопряжения и свойств материалов. Это позволяет моделировать изменение профиля кулачка при его нарастающем износе, оценивать работу МГР в этих условиях, прогнозировать работоспособность кулачковой пары и определять предельно допускаемые износы.

На первом этапе производится расчет характеристик профиля кулачка по известным соотношениям с учетом кинематической схемы привода клапана [1]. К числу этих характеристик могут быть отнесены гидродинамически эффективная скорость  $V_r$ , определяемая как сумма скоростей  $V_1$  и  $V_2$  перемещения точки контакта соответственно по кулачку и толкателю; усилие



в контакте  $Q$ , контактное напряжения  $\sigma$ , скорость скольжения  $V_{ск}$ , а также толщина масляной пленки  $h$ , рассчитываемая по формулам контактной гидродинамики.

Полученные данные используются на следующем шаге расчета: определении показателей, описывающих трение и изнашивание рабочей поверхности кулачка: коэффициент трения скольжения в сопряжении  $f$ , интенсивность изнашивания  $J_h$ , линейный износ  $\Delta h$  [2, 3]. В результате изнашивания с течением времени изменяются конфигурация профиля кулачка и, следовательно, его характеристики, определяющие как работу механизма, так и дальнейший износ кулачковой пары.

В расчете используется зависимость, позволяющая определить интенсивность изнашивания деталей пары кулачок–толкатель МГР [3]:

$$J_h = k \cdot \left[ \frac{\sigma}{\text{НВ}} \cdot \sqrt{\frac{f^3}{2f - f_{\text{сц}}}} \right] \times \left[ \frac{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}{h_{\text{гп}} + 0,63 \cdot \rho \cdot \left( \frac{\mu \cdot V_r}{P_{\text{пн}}} \right)^{0,7} \cdot \left( \frac{P_{\text{пн}} \cdot \beta_M}{\rho} \right)^{0,6} \cdot \left( \frac{\lambda \cdot \text{Pe}_{1,2}^{0,5}}{\alpha_m \cdot \mu \cdot V_{\text{ск}}^2} \right)^{0,325}} \right], \quad (1)$$

где  $k$  — коэффициент, определяемый экспериментально, учитывающий влияние на износ пары дополнительных факторов (свойства смазки, материала, условий эксплуатации, технологии изготовления); НВ — твердость материала;  $f_{\text{сц}}$  — коэффициент сцепления;  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  — шероховатость сопряженных поверхностей;  $h_{\text{гп}}$  — толщина граничной пленки;  $\rho$  — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей;  $\mu$  — динамическая вязкость масла при температуре вступающих в контакт поверхностей;

$P_{\text{мн}}$  — нагрузка на единицу длины контакта;  $\beta_{\text{м}}$  — пьезокоэффициент вязкости масла;  $\lambda$  — теплопроводность масла;  $Re_{1,2}$  — среднее число Пекле;  $\alpha_{\text{т}}$  — коэффициент, характеризующий зависимость вязкости масла от температуры.

Как видно, формула (1) состоит из двух комплексов. Первый учитывает влияние на процесс изнашивания напряженного состояния поверхностного слоя при действии нормального и касательного усилий, а также прочностных свойств материала и имеет следующий вид:

$$\tau_{\text{max}} / HB, \quad (2)$$

где  $\tau_{\text{max}}$  — максимальное касательное напряжение, действующее на поверхности контакта.

Второй комплекс оценивает влияние смазочного слоя и имеет следующий вид:

$$\left( \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} \right) / (h_{\text{тр}} + h_{\text{кг}}), \quad (3)$$

где;  $h_{\text{кг}}$  — толщина контактногидродинамической пленки.

Коэффициент трения  $f$  определяется по соответствующей эмпирической зависимости [3], используемой для быстроходных кулачковых механизмов:

$$f = \frac{0,065 \cdot \left( 10 + \lg \left( \frac{6 \cdot 10^4 \cdot R_d}{E_{\text{пр}} \cdot \rho} \right) \right)}{\sqrt{0,07 \cdot v_r^{0,12} \cdot v_{\text{ск}}^{0,2}}}, \quad (4)$$

где  $R_d$  — шероховатость более твердого из двух контактирующих тел;  $E_{\text{пр}}$  — приведенный модуль упругости материалов кулачка и толкателя;  $v$  — кинематическая вязкость масла при температуре вступающих в контакт поверхностей.

Линейный износ рабочей поверхности кулачка определяется по формуле:

$$\Delta h = J_h \cdot S_{\text{тр}} = J_h \cdot 2b_1 \cdot \left| \frac{V_{\text{ск}}}{V_1} \right|, \quad (5)$$

где  $S_{\text{тр}}$  — путь трения;  $b_1$  — полуширина линии контакта по Герцу;  $V_1$  — скорость перемещения точки контакта по кулачку.

После расчета линейного износа рабочей поверхности кулачка по углу его поворота за определенный интервал времени, осуществляется корректировка профиля кулачка и повторный расчет его характеристик. Таким образом, проводя последовательно несколько циклов расчетов с заданным по времени шагом, получаем изменение характеристик сопряжения кулачок—толкатель МГР в процессе эксплуатации, что, в свою очередь, дает возможность оценить влияние изнашивания на работоспособность механизма, а также выявить предельные нормы износа кулачков. Описанная методика расчета реализована в виде

комплекса компьютерных программ на алгоритмическом языке FORTRAN.

Приведем некоторые результаты, полученные на основе данной методики. В рамках численного эксперимента исследовался износ в течение 4 000 ч профиля кулачка двигателя ВАЗ с рычажным толкателем, имеющим цилиндрическую поверхность контакта с кулачком. Величина коэффициента  $k$  в формуле (1) принималась в соответствии с рекомендациями Ю.В. Воробьева, равной  $0,5 \cdot 10^{-7}$ .

Расчеты выполнялись на двух скоростных режимах: при значениях угловой скорости вращения кулачка  $\omega$ , равных 157 и 280 рад/с. Некоторые из сравнительных характеристик исходного и изношенного профилей для первого режима представлены на рис. 1, для второго — на рис. 2. Приведенные на этих рисунках графики позволяют сделать вывод о том, что характеристики начального и изношенного профилей в целом сходны. Существенные отличия наблюдаются лишь на участках сбеге. Это вызвано погрешностями расчета при использовании, в частности, процедуры численного дифференцирования закона перемещения толкателя. Однако сбег не является рабочим участком профиля (здесь происходит выборка теплового зазора и деформация привода клапана), в реальном механизме он не нагружается на всей его протяженности, и износы здесь невелики. Поэтому процесс изнашивания на сбеге не представляет существенного интереса. В процессе изнашивания профиля на режиме  $\omega = 157$  рад/с, что примерно соответствует режиму максимального крутящего момента двигателя, несколько снижаются максимальные по модулю положительные и отрицательные ускорения (рис. 1, а). Гидродинамически эффективная скорость (рис. 1, б) несколько увеличивается в области ее минимальных значений, что способствует снижению интенсивности изнашивания с течением времени. Максимальные значения контактного напряжения (рис. 1, в) на вершине кулачка снижаются вследствие некоторого увеличения радиуса кривизны профиля кулачка. При этом максимум износа (около 0,53 мм) приходится, как видно из рис. 1, г, на область вершины кулачка. Там же максимальна и интенсивность изнашивания  $J_h$  (рис. 3). Следует отметить, что колебательный характер изменения  $J_h$  по углу поворота кулачка на его вершине, как представляется, вызван погрешностями численных процедур, а именно неустойчивым процессом двукратного численного дифференцирования закона перемещения толкателя. Вследствие этого возникают небольшие погрешности определения основных трибологических характеристик, зависящих от скорости и ускорения

толкателя, вызывающие, в свою очередь, необходимость сглаживания результирующих характеристик линейного износа на шаге расчета.

На номинальном режиме работы двигателя (скорость вращения кулачка  $\omega = 280$  рад/с,

рис. 2) характер изнашивания профиля кулачка существенно меняется. Здесь уже имеются два максимума линейного износа по углу  $\varphi$  поворота кулачка (рис. 2, з): при  $\varphi$  примерно равном  $20^\circ$  и  $28^\circ$  ( $\Delta h = 0,18$  мм). Одной из основных причин

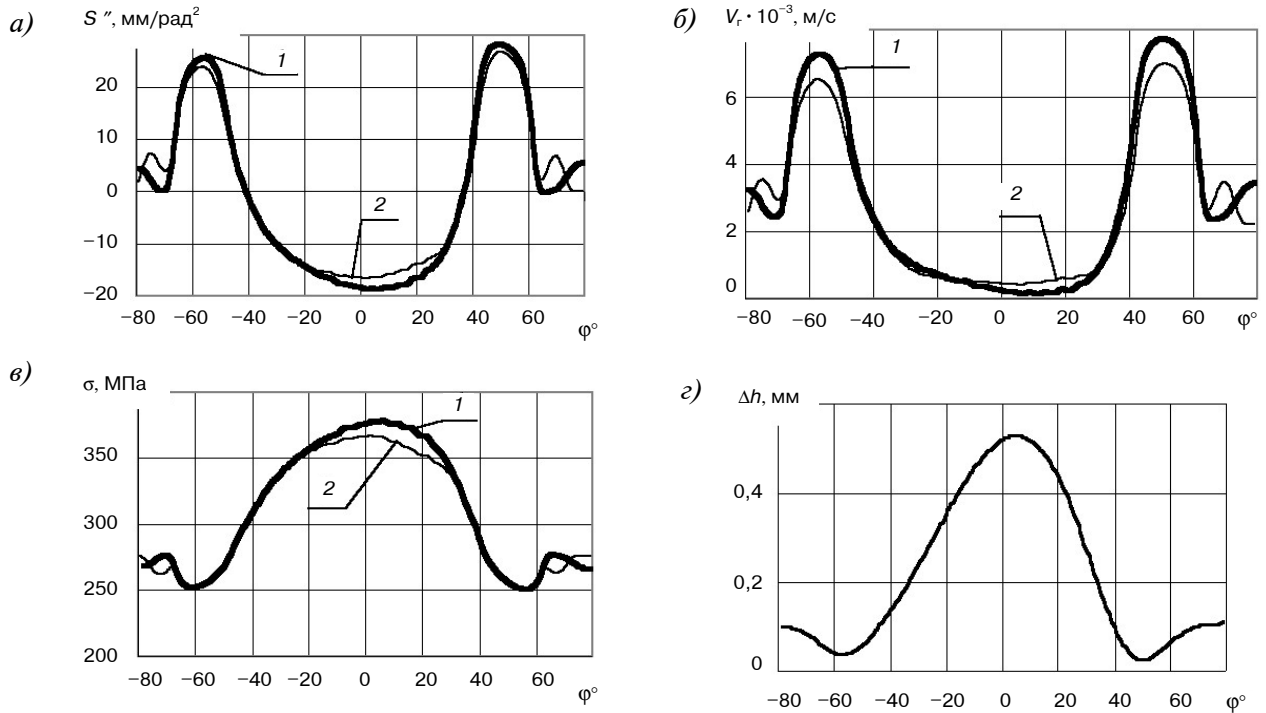


Рис. 1. Характеристики исходного (1) изношенного (2) профиля кулачка по углу его поворота при  $\omega = 157$  рад/с:

а) аналог ускорения толкателя; б) гидродинамически эффективная скорость;  
в) контактное напряжение в сопряжении; з) линейный износ

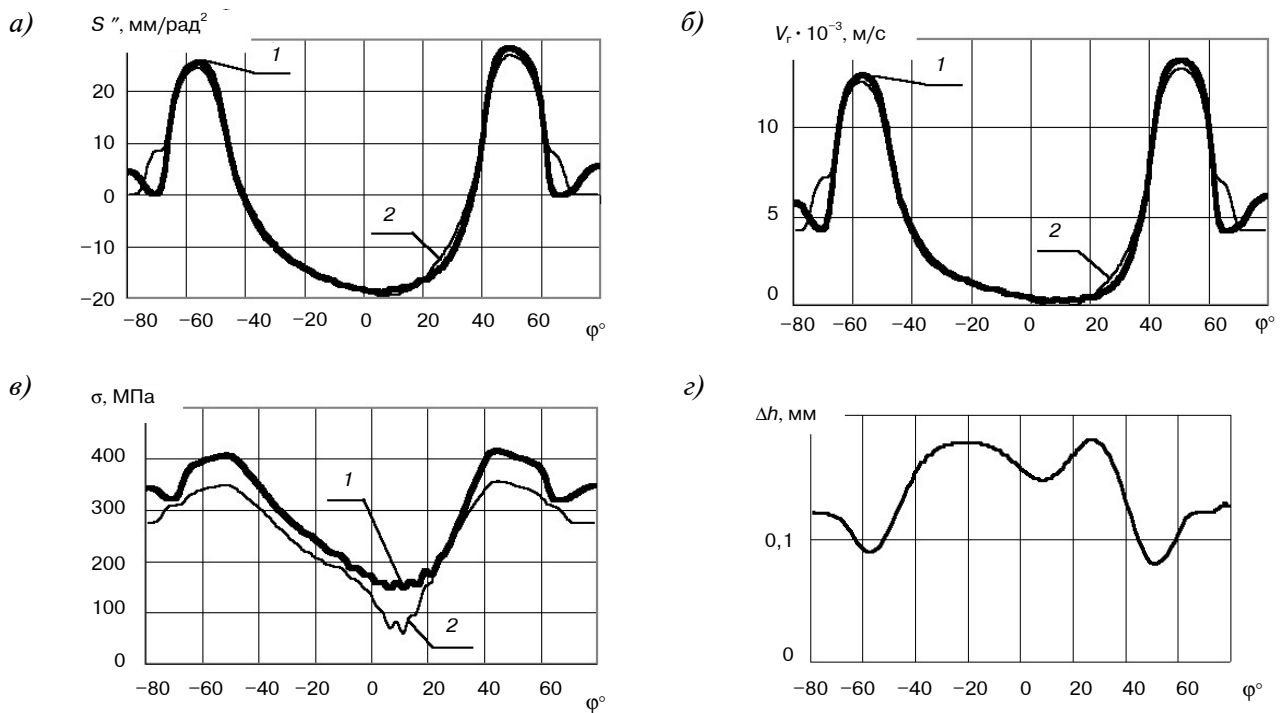


Рис. 2. Характеристики исходного (1) изношенного (2) профиля кулачка по углу его поворота при  $\omega = 280$  рад/с:

а) аналог ускорения толкателя; б) гидродинамически эффективная скорость;  
в) контактное напряжение в сопряжении; з) линейный износ

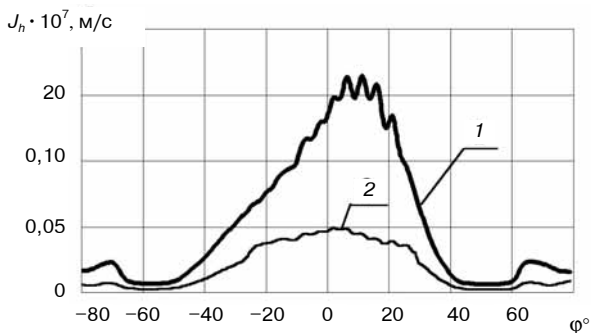


Рис. 3. Интенсивность изнашивания профиля кулачка по углу его поворота при  $\omega = 157$  рад/с:

1 — исходный; 2 — изношенный профиль.

этого является уменьшение контактного напряжения  $\sigma$  (рис. 2, в) в области вершины кулачка в связи с ростом по модулю отрицательного ускорения толкателя при увеличении  $\omega$ .

Следует также обратить внимание на существенное снижение интенсивности изнашивания  $J_h$  изношенного профиля по сравнению с исходным (см. рис. 3), вызванное, главным образом, снижением шероховатости поверхностей после приработки сопряжения.

Кроме того, как видно на рис. 2, а, в, в процессе изнашивания отрицательное ускорение толкателя, нагрузка в контакте и контактное напряжение в районе вершины кулачка продолжают падать, что приводит к снижению коэффициента запаса усилия клапанных пружин. При этом на определенном этапе изнашивания наступает нарушение силового замыкания кинематической цепи МГР. Поэтому соответствующий износ следует считать предельно допустимым, ограничивающим работоспособность МГР в целом.

Общее снижение интенсивности изнашивания и линейного износа на режиме  $\omega = 280$  рад/с по сравнению с режимом  $\omega = 157$  рад/с вызвано, наряду с отмеченными выше причинами, изменением ряда трибологических характеристик в связи с увеличением угловой скорости вращения кулачка.

Для прогнозирования долговечности кулачков необходимо знать закон изменения основных трибологических характеристик сопряжения во времени. Эти зависимости были получены при  $\omega = 157$  рад/с (на рисунках не приведены). Их анализ позволяет сделать следующие выводы. Во-первых, в начальный период изнашивания имеет место существенное снижение интенсивности изнашивания  $J_h$ , связанное с процессом приработки (снижения шероховатости контактирующих поверхностей). Во-вторых, после приблизительно 1500 ч работы наблюдаются некоторое увеличение интенсивности изнашива-

ния  $J_h$  и соответствующие изменения протекания характеристик из-за уменьшения твердости материала после изнашивания поверхностного слоя повышенной твердости. Наконец, в дальнейшем происходит некоторое уменьшение интенсивности изнашивания  $J_h$  в связи с изменением трибологических характеристик сопряжения. В целом условия смазки в сопряжении улучшаются (возрастает гидродинамически эффективная скорость, толщина масляной пленки в зазоре между кулачком и толкателем), а отрицательные ускорения, нагружающие привод, уменьшаются.

Таким образом, разработана оригинальная методика определения закона движения толкателя и характеристик профиля кулачка в процессе эксплуатации с учетом нарастающего износа профиля, а также изменения свойств материалов сопряженных деталей по глубине. Эта методика включает, в частности, циклически повторяющиеся процедуры двукратного численного дифференцирования со сглаживанием таблично заданного закона перемещения толкателя по углу поворота кулачка, расчета интенсивности изнашивания и линейного износа точек профиля через заданный промежуток времени с учетом изменения трибологических характеристик и нагруженности, определение текущего профиля кулачка с учетом нарастающего износа.

В качестве примера на основе данной методики рассчитано изменение профиля и его характеристик для кулачка двигателя ВАЗ. Показано, что законы линейного износа профиля по углу поворота кулачка существенно различаются на разных скоростных режимах работы двигателя. Данная методика позволяет определить влияние износа профиля на динамику механизма газораспределения, его работоспособность, обусловленную неразрывностью кинематической цепи, а также на мощностные и экономические показатели двигателя. При этом становится возможным определение предельно допустимых износов и долговечности сопряжения кулачок—толкатель.

#### Литература

1. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1981. — 191 с.
2. Воробьев Ю.В. Аналитические основания для оценки долговечности рабочих поверхностей при качении с проскальзыванием // Машиноведение. — 1984. — № 4. — С. 68–76.
3. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник. — М.: Машиностроение, 1986. — 224 с.
4. Дроздов Ю.Н. Структура методов расчета на износ // Вестник машиностроения.—2003. — № 1. — С. 25–28.