

## ДИНАМИКА ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белозуб, А.А. Дойкин*

Представлена методика математического описания движения поршня в цилиндре, учитывающая силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме (КШМ), гидродинамические силовые факторы в смазочном слое и переменное напряженно-деформированное состояние (НДС) пары поршень-цилиндр. Рассчитана индикаторная диаграмма и определены переменные нагрузки, действующие на поршень в КШМ. Выделены граничные условия для расчета переменного НДС поршня от действия тепловых и силовых факторов. Определены стационарные тепловые и переменные силовые деформации поршня. Опираясь на методы, разработанные для подшипников скольжения, получены гидродинамические силы и моменты, действующие в паре поршень – цилиндр. В результате реализации методики получена траектория движения поршня. Результаты сопоставлены с экспериментальными данными.

*Ключевые слова: поршень, напряженно-деформированное состояние, зазор, профиль, смазочный слой.*

**Введение.** Долговечность цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателя зависит от ряда факторов, которые можно разделить на конструктивные, технологические и эксплуатационные. Конструктивные факторы являются основополагающими и в значительной мере предопределяют степень влияния всех остальных факторов на работоспособность сопряжения во время всего жизненного цикла. Поэтому более полное понимание происходящих в ЦПГ процессов еще на стадии проектирования закладывает основу для достижения более эффективной работы двигателя в целом. Основным узлом трения ЦПГ, влияющим на механические потери, является пара трения «поршень – цилиндр». От совершенства этого сопряжения зависит траектория поршня в цилиндре, тепловое состояние двигателя, количество поступающего масла к поршневым кольцам, уровень вибраций и шума. Работоспособность этой пары характеризуется зазорами между поршнем и цилиндром, профилем юбки, местом расположения пальцевого отверстия. Кроме этого, особенностью работы поршня является то, что он находится под действием крайне нестационарных тепловых и силовых факторов, в результате чего происходят тепловые и силовые деформации, приводящие к существенному изменению зазоров в сопряжении.

В рамках данной работы поршень двигателя внутреннего сгорания (ДВС) рассматривается как деформируемое материальное тело, совершающее сложное плоскопараллельное движение в пределах цилиндра. При описании этого движения, помимо усилий, действующих в кривошипно-шатунном механизме, учитываются также силовые факторы, возникающие при работе пары трения «поршень – цилиндр» в условиях жидкостной смазки. При этом учет гидродинамических сил и моментов производится с использованием методов, разработанных при исследовании подшипников скольжения, так как пара трения «поршень – цилиндр» представляет собой своеобразный подшипник скольжения. Величина гидродинамической реакции смазочного слоя является функцией от положения поршня в цилиндре (толщины смазочного слоя), и определяется с учетом того, что поршень деформируется в пределах цикла под действием переменных тепловых и силовых нагрузок.

Таким образом, для математического описания движения поршня в такой постановке представлена методика, основанная на совместном решении нестационарной гидродинамической задачи о распределении нормальных и касательных давлений, возникающих в зазоре, задачи определения переменного напряженно-деформированного состояния поршня и задачи динамического равновесия поршня. Данная методика включает в себя использование ряда стандартных численных методов, предусматривает применение CAD/CAE систем для решения задач определения НДС методом конечных элементов и частично опирается на результаты экспериментальных исследований.

**Объект исследований.** Объектом исследований является ЦПГ 4-го цилиндра двигателя ВАЗ-21083 с серийным комплектом поршней. Двигатель ВАЗ-21083 в штатном исполнении четырехтактный, бензиновый, карбюраторный с рабочим объемом 1,5 л, степенью сжатия 9,9. Номинальная мощность двигателя 51,5 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5600 мин<sup>-1</sup>; максимальный крутящий момент 106,4 Нм при  $n = 3400$  мин<sup>-1</sup>. Для смазки двигателя использовалось полусинтетическое моторное масло Esso 20W40.

В качестве расчетного режима выбран режим ( $n = 3522$  мин<sup>-1</sup>;  $M_{кр} = 57,8$  Нм), для которого имеются результаты экспериментальных исследований динамики поршня.

**Уравнения движения поршня.** Движение поршня в цилиндре складывается из поступательных перемещений вдоль оси цилиндра, перемещений в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра, а также вращения вокруг оси поршневого пальца. Для описания этого движения в рамках данной методики рассматривается динамическое равновесие (принцип Даламбера) деформированного поршня, «всплывающего» на смазочном слое в пространстве зазора цилиндра двигателя.

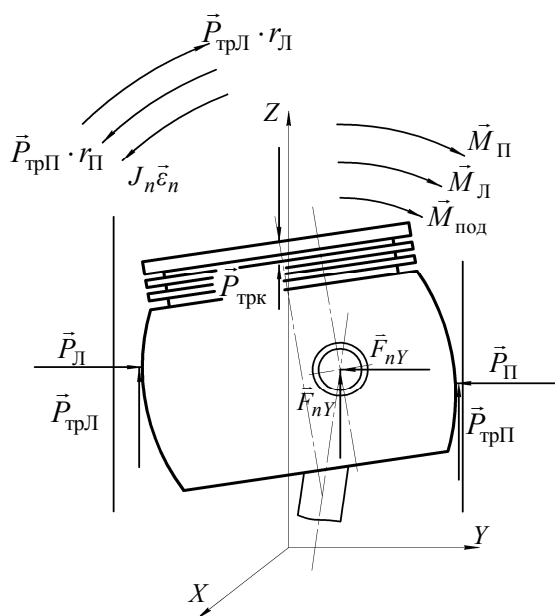


Рис. 1. Расчетная схема нагружения поршня

При составлении системы уравнений динамического равновесия поршня приняты следующие допущения:

- 1) палец с поршнем в расчете принимается как одно целое – в массово-инерционные характеристики поршня включены масса и момент инерции пальца;
- 2) зазорами в парах «палец – шатун» и «шатун – коленчатый вал» пренебрегаем ввиду их малости;
- 3) частота вращения коленчатого вала на расчетном режиме – постоянна;
- 4) силы, действующие в направлении, перпендикулярном плоскости движения поршня, не рассматриваются ввиду симметричности поршня.

Осевая скорость, ускорение, боковая и инерционные силы, действующие на поршень, по всему циклу определялись из уравнений кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма. Индикаторная диаграмма установившегося расчетного режима работы двигателя получена пу-

тем классического расчета рабочего процесса. Таким образом, расчетная схема динамического равновесия поршня представлена на рис. 1. Система уравнений равновесия поршня под действием приложенных сил и сил инерции имеет вид:

$$\vec{P}_B + \vec{P}_H + \vec{R}_{ср} + \vec{P}_{трк} + \vec{F}_{nZ} - m_n \vec{z} = 0;$$

$$\vec{P}_Л + \vec{P}_П + \vec{F}_{nY} - m_n \vec{y} = 0;$$

$$\vec{P}_B r_B + \vec{P}_{трП} r_{П} + \vec{P}_{трЛ} r_{Л} + \vec{M}_Л + \vec{M}_П + \vec{M}_{под} - J_n \vec{\epsilon}_n = 0,$$

где  $\vec{P}_B, \vec{P}_H$  – равнодействующие давлений газа и картерных газов (соответственно сверху и снизу поршня);  $\vec{P}_П, \vec{P}_Л$  – равнодействующая нормальных гидродинамических сил в смазочном слое, действующих на боковую поверхность поршня (справа и слева относительно пальцевого отверстия);  $r_B, r_H, r_{П}, r_{Л}$  – расстояние от сил  $\vec{P}_B, \vec{P}_H, \vec{P}_П, \vec{P}_Л$  соответственно до оси поворота (оси пальца);  $\vec{R}_{ср}$  – равнодействующая касательных гидродинамических сил в смазочном слое, действующих на поршень;  $\vec{P}_{трк}$  – сила трения между поршневыми кольцами и цилиндром;  $\vec{F}_{nZ}$  и  $\vec{F}_{nY}$  – проекции сил в опоре пальца, действующих со стороны шатуна;  $m_n$  – масса поступательно движущихся частей;  $\vec{z}$  – проекция на ось  $OZ$  ускорения поршня;  $\vec{y}$  – проекция на ось  $OY$  ускорения поршня;  $\vec{P}_{трП}, \vec{P}_{трЛ}$  – равнодействующая касательных гидродинамических сил в смазочном

## Расчет и конструирование

слое, действующих на боковые поверхности поршня (справа и слева соответственно);  $\vec{M}_Л, \vec{M}_П$  – моменты, опрокидывающие поршень, возникающие от действия нормальных гидродинамических сил в смазочном слое (справа и слева относительно пальцевого отверстия);  $\vec{M}_{под}$  – момент трения в подшипнике пальца;  $J_n$  – массовый момент инерции поршня (с учетом пальца);  $\vec{\epsilon}_П$  – угловое ускорение поршня.

**Переменное напряженно-деформированное состояние поршня.** Переменное напряженно-деформированное состояние поршня на расчетном установившемся режиме получено по методике [1–3] в CAD/CAE системе автоматизированного проектирования SolidWorks 2012 Cosmos. Определение НДС поршня по всему циклу двигателя предусматривало проведение двух расчетов:

- 1) расчет температурного поля и тепловых деформаций поршня;
- 2) расчет деформаций поршня, вызванных силовыми факторами.

В обоих расчетах использовалась объемная конечно-элементная модель серийного поршня, состоящая из 65722 тетраэдральных элементов. С целью уменьшения объемов вычислений и затрат машинного времени расчеты проводились на модели половины поршня, что допустимо ввиду симметричности.

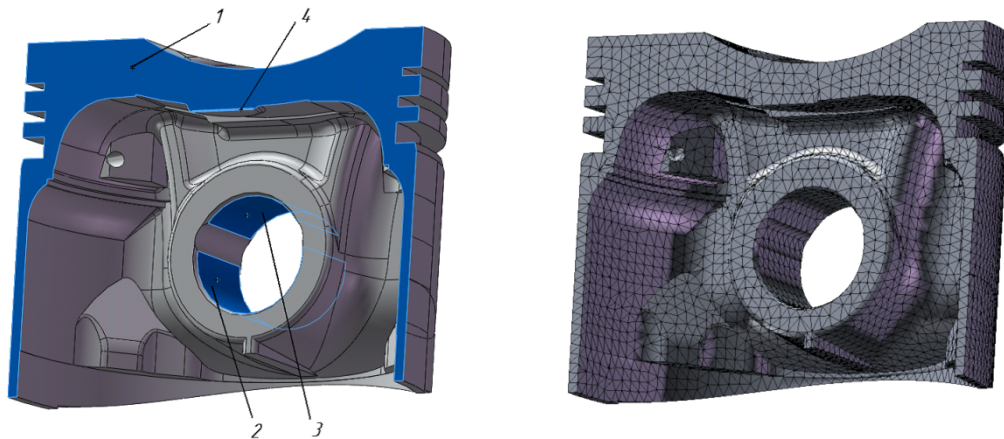


Рис. 2. Схема закрепления поршня и сетка конечных элементов

Закрепление поршня (рис. 2) осуществлялось: по поверхности 1 от перемещения перпендикулярно этой поверхности и вращений по 2 осям, перпендикулярным оси пальцевого отверстия (3 степени свободы); от радиальных перемещений относительно пальцевого отверстия по поверхностям 2 или 3 в зависимости от направления действия силы в паре «поршень – палец» (2 степени свободы); от поворота вокруг оси пальцевого отверстия – по кромке 4 (1 степень свободы).

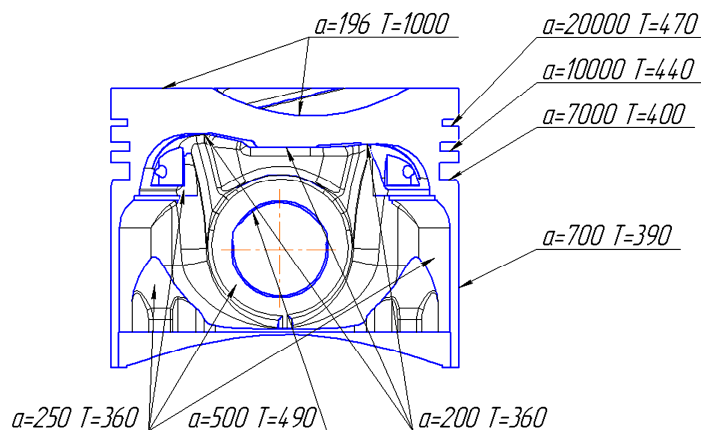


Рис. 3. Граничные условия теплообмена 3-го рода:  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>К; T – температура, К

Определение температурного поля и тепловых деформаций поршня представляло собой решение задачи теплопроводности при заданных граничных условиях. Расчет проводился в стационарной постановке при осредненных за цикл значениях граничных условий на поверхностях теплообмена.

Граничные условия 3-го рода определялись на основании расчета рабочего процесса в цилиндре на заданном режиме, а также по экспериментальным данным ПАО «АВТРАМАТ» (рис. 3). Результаты расчетов стационарного температурного поля и теплового деформированного состояния поршня представлены на рис. 4.

Расчет деформаций поршня, вызванных силовыми факторами, проводился с дискретностью по углу поворота коленчатого вала –  $5^\circ$ . Нагрузки, действующие на поршень, определялись по расчетной индикаторной диаграмме и из системы уравнений динамики кривошипно-шатунного механизма. При этом для каждого расчетного положения поршня вычислялось значение и знак боковой силы (или пары сил), которые равномерно распределялись по эллиптическим площадкам, выполненным на трехмерной модели поршня отдельно для каждого расчетного случая.

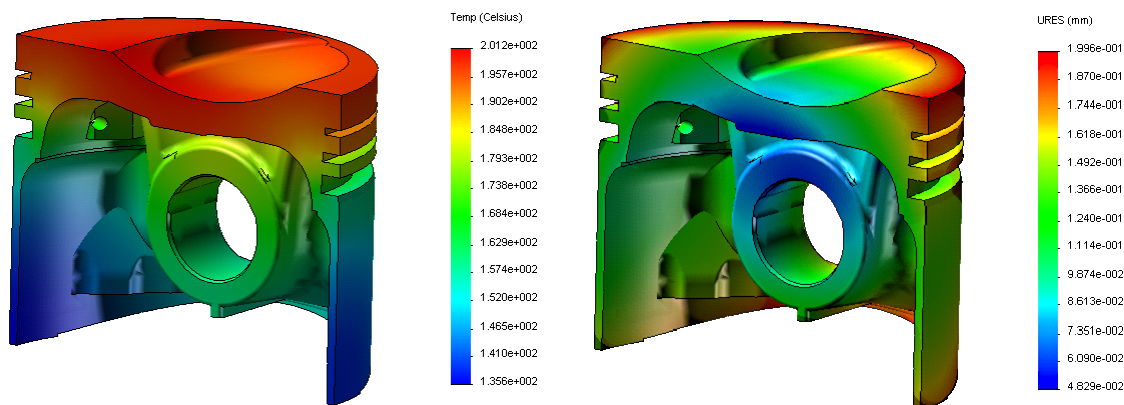


Рис. 4. Поле температур (слева) и тепловых деформаций поршня на расчетном режиме (справа)

Расположения центров эллиптических площадок (плеч приложения боковых сил) определялись по величине боковой силы и по значениям момента, вращающего поршень относительно оси пальцевого отверстия. Размеры эллиптических площадок в первом приближении определялись конструктивными соображениями (ограничения по ширине и высоте), результатами экспериментальных исследований проведенных ПАО «АВТРАМАТ» [2] и уточнялась в процессе расчетов. Таким образом, схема силового нагружения была реализована следующим образом: давление от газовых сил прикладывалось к донцу поршня, инерционная сила задавалась величиной ускорения и прикладывалась в центре тяжести, боковые силы (реакции) распределялись равномерно по эллиптическим площадкам на юбке поршня.

В результате расчета переменного НДС были определены деформации юбки поршня (рис. 5) в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Эти результаты сформированы в виде 144 массивов составляющих суммарных деформаций в направлении осей  $OX$  и  $OY$  в 48 дискретных точках поверхности юбки поршня.

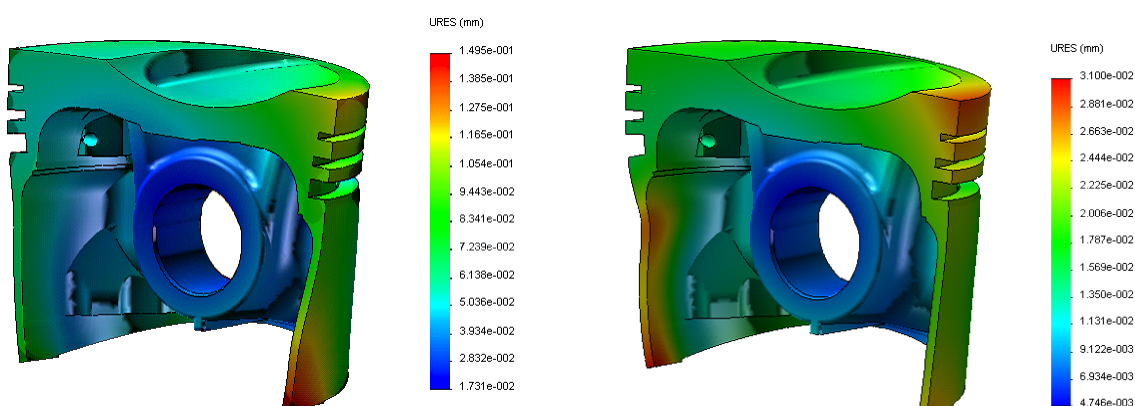


Рис. 5. Поле деформаций поршня под действием силовых факторов в кривошипно-шатунном механизме. Угол поворота коленчатого вала  $\phi = 375^\circ$  (слева) и  $\phi = 420^\circ$  (справа)

**Гидродинамические силы и моменты в смазочном слое.** При решении задачи нахождения гидродинамических реакций в смазочном слое приняты следующие допущения:

- 1) давление по толщине смазочного слоя принято постоянным;
- 2) давление на границах конечно-разностной сетки принимается картерным;

## Расчет и конструирование

3) вязкость смазочной жидкости принимается постоянной и не зависит от давления и координат точек слоя смазки;

4) смазка рассматривается как ньютоновская жидкость, в которой напряжения пропорциональны скоростям деформации;

5) течение смазочного слоя принято ламинарным;

6) температура смазочного слоя принята по результатам экспериментальных исследований [4, 5].

Для получения гидродинамических сил и моментов, определялись функции распределения нормальных и касательных давлений в смазочном слое по всей боковой поверхности поршня. Исходным уравнением для определения этих давлений являлось уравнение Рейнольдса [6–9]. При этом решение уравнения Рейнольдса получено совместно с решением системы уравнений движения поршня и с учетом результатов расчета переменного НДС поршня. Таким образом, если не учитывать инерционные эффекты в смазочном слое и считать масло несжимаемым ( $\rho = \text{const}$ ), уравнение Рейнольдса может быть записано в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left[ -2V - U \frac{\partial h}{\partial x} + W \frac{\partial h}{\partial z} \right],$$

после преобразований

$$\frac{3h^2}{\mu} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{3h^2}{\mu} \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 6 \left[ -2V - U \frac{\partial h}{\partial x} + W \frac{\partial h}{\partial z} \right],$$

где  $h$  – текущая толщина смазочного слоя;  $p$  – нормальное давление, возникающее в смазочном слое в рассматриваемой точке боковой поверхности;  $U, V, W$  – окружная, радиальная и осевая скорости поверхности поршня, ограничивающей смазочный слой;  $\mu, \rho$  – динамическая вязкость и плотность смазочного материала.

Течение смазочного слоя в зазоре между поршнем и цилиндром порождает касательные усилия, преодоление которых требует затрат энергии. Суммарные касательные напряжения, эквивалентные этим затратам определяются по зависимостям:

$$\tau_x = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{U}{h}; \quad \tau_z = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \frac{W}{h}.$$

Анализ вязкостно-температурной характеристики моторного масла показал, что в диапазоне температур рабочего режима вязкость масла в течение цикла изменяется не более чем на 6 %, и может быть принята как постоянная при расчете гидродинамических параметров в смазочном слое. Тепловое состояние масляного слоя в зазоре между поршнем и цилиндром было получено экспериментально [4, 5].

Поскольку профиль юбки поршня представляет собой сложную овально-бочкообразную поверхность, возможно только численное решение уравнения Рейнольдса с дискретизацией расчетного поля слоя смазки. Такая дискретизация была достигнута созданием конечно-разностной сетки на юбке поршня – разбиением боковой поверхности на двумерные прямоугольные регионы. Граничные условия для гидродинамических давлений задавались в виде постоянных величин картерного давления на границах юбки поршня.

Таким образом, решение данного дифференциального уравнения (краевой задачи) конечно-разностным методом свелось к формированию и решению системы линейных алгебраических уравнений  $\bar{A} \cdot \bar{X} = \bar{B}$ , где  $\bar{A}$  – матрица коэффициентов,  $\bar{X}$  – вектор неизвестных гидродинамических давлений,  $\bar{B}$  – вектор правой части уравнения.

Для решения этой системы был применен метод  $\bar{L}\bar{U}$  разложения матрицы  $\bar{A}$ , основанный на том, что если главные миноры матрицы отличны от нуля, тогда матрицу  $\bar{A}$  можно представить, причем единственным образом, в виде произведения  $\bar{A} = \bar{L}\bar{U}$ , где  $\bar{L}$  – нижняя треугольная матрица с ненулевыми диагональными элементами и  $\bar{U}$  – верхняя треугольная матрица с единичной диагональю.

Результатом решения данной системы являются функции распределения нормальных и касательных давлений (рис. 6). Суммарная величина гидродинамической реакции была получена интегрированием элементарных составляющих сил по всем элементарным площадкам на боковой поверхности поршня.

**Траектория движения поршня в цилиндре.** Наибольшую информацию о параметрах нагруженности ЦПГ дает траектория движения поршня. Для заданных нагрузок решение системы уравнений движения одновременно с гидродинамической задачей позволяет рассчитать координаты центра поршневого пальца, а затем и критерии, характеризующие механические потери сопряжения.

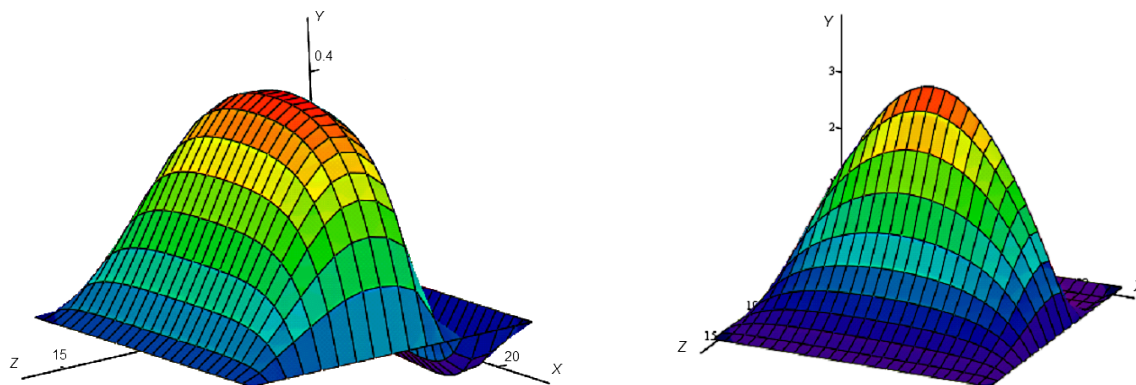


Рис. 6. Распределение нормальных давлений по боковой поверхности поршня, МПа, (слева и справа соответственно) при угле поворота коленчатого вала  $\varphi = 420^\circ$

Однако описание поведения вязкой несжимаемой смазки в зазоре между поршнем и цилиндром уравнениями гидродинамики возможно только при условии ненулевых скоростей поршня. А поскольку поршень в цилиндре совершает возвратно-поступательные движения со знакопеременными скоростями и ускорениями, то при работе ЦПГ возникают участки, на которых скорость поршня близка к нулю. Такие участки, как правило, лежат в окрестностях верхней и нижней мертвых точек и характеризуются недостаточной несущей способностью смазочного слоя или граничным режимом трения в сопряжении. В рамках данной методики траектория поршня на этих участках определяется по результатам экспериментальных данных [5]. В дальнейшем планируется провести сравнительные расчеты по методике, описанной и примененной в работах [10, 11], которая позволяет рассчитывать динамику поршня на смазочном слое вблизи мертвых точек.

Одновременно с этим участки, где поршень движется со скоростями, при которых гидродинамические реакции от смазки достаточны для уравнивания боковой силы и опрокидывающего момента, характеризуются жидкостным режимом трения. Величина гидродинамической реакции в этом случае является функцией от положения поршня в цилиндре (толщины смазочного слоя), т. е. справедлива система уравнений движения поршня:

$$m_n \ddot{z} = \vec{R}_z + \vec{F}_z(\varphi);$$

$$m_n \ddot{y} = \vec{R}_y + \vec{F}_y(\varphi);$$

$$J_n \ddot{\epsilon}_n = \vec{M}_o + \vec{M}_o(\varphi);$$

$$\varphi = \varphi(t),$$

где  $\vec{F}_z(\varphi)$ ,  $\vec{F}_y(\varphi)$ ,  $\vec{M}_o(\varphi)$  – внешние силы и моменты, действующие на поршень в КШМ;  $\vec{R}_z$ ,  $\vec{R}_y$ ,  $\vec{M}_o$  – реакции и момент, действующие на поршень со стороны смазочного слоя;  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала;  $t$  – текущее время.

Для решения этой системы уравнений был применен метод, основанный на так называемых формулах дифференцирования назад (ФДН). Этот метод предусматривает сведение системы дифференциальных уравнений второго порядка к системе первого порядка и использование обратного метода Эйлера. Обратный метод Эйлера – это пример неявного алгоритма интегрирования, в котором для определения функции на  $i + 1$  шаге требуются дополнительные вычисления, так как неизвестные значения  $i + 1$  входят как в левую, так и в правую части разностного уравнения. При этом неявные методы по сравнению с аналогичными прямыми алгоритмами более устойчивы и дают более высокую точность вычислений – это обусловлено наличием именно  $i + 1$  члена в правой части разностного уравнения, что может рассматриваться как вид обратной связи.

## Расчет и конструирование

Таким образом, результатом решения этой системы являются функции перемещения поршня в поперечном направлении цилиндра (вдоль оси  $OY$ ) и функции угла наклона поршня в цилиндре по времени. Эти зависимости в сравнении с экспериментальными данными на расчетном режиме представлены на рис. 7, 8.

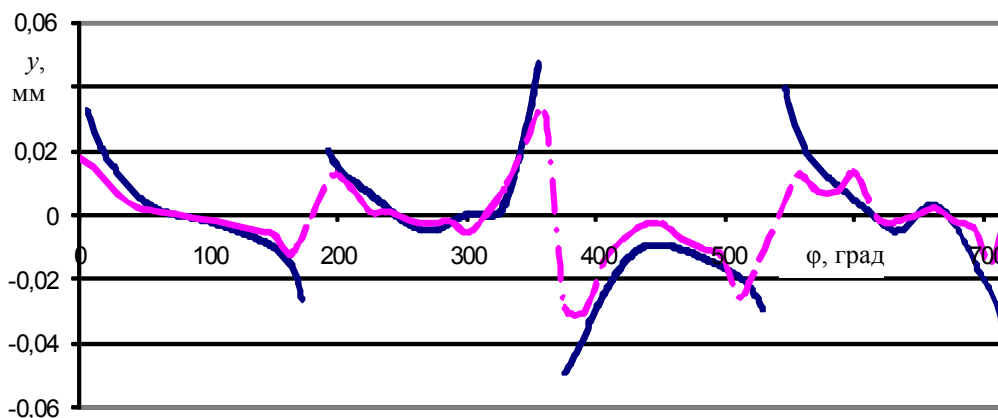


Рис. 7. Координаты центра пальцевого отверстия поршня  $y$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  (сплошная кривая – расчет; штрихпунктирная – эксперимент)

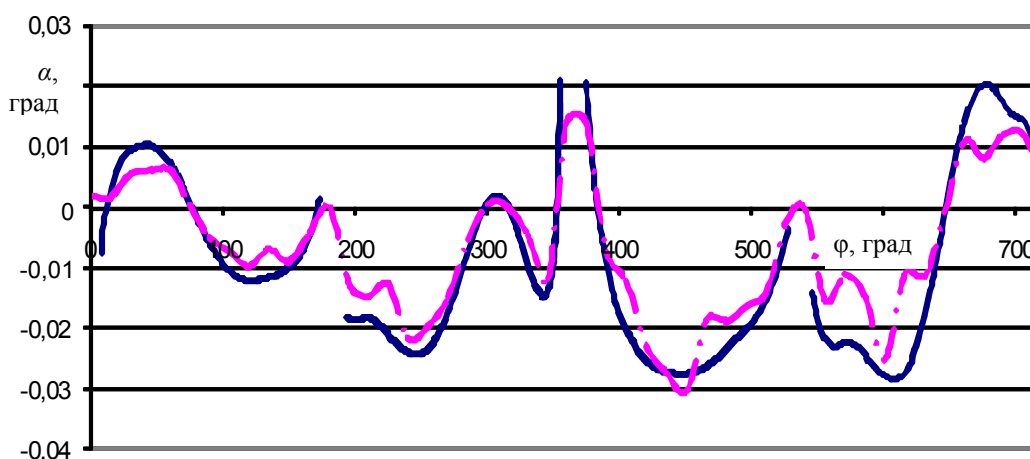


Рис. 8. Угол наклона поршня  $\alpha$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  (сплошная кривая – расчет; штрихпунктирная – эксперимент)

Анализ полученных результатов позволяет определить точки переключки поршня и с учетом рассчитанного НДС выделить пятна контакта пары. Кроме этого, представляется возможным выявить участки с характерными режимами трения (жидкостным и граничным), а также оценить величину механических потерь в условиях жидкостного режима трения. Для двигателя ВАЗ-21083 на расчетном режиме установлено, что поршень 4-го цилиндра работает в условиях граничного трения 12,63 % времени цикла.

Сравнение результатов расчетов по предложенной методике с экспериментальными данными показывает достаточную качественную сходимость. Осредненная погрешность расчетной методики при определении траектории составляет не более 21 %. Данная погрешность может быть связана со значительными допущениями, принятыми при расчете переменного НДС поршня, и погрешностями измерений при экспериментальных исследованиях.

**Заключение.** Предложенная методика описания динамики поршня позволяет установить функциональную связь между конструкцией ЦПГ и параметрами, характеризующими эффективность работы двигателя в целом. Расчетная часть методики представляет собой математическую модель, реализованную в виде прикладной программы разработанной в среде Turbo Pascal v. 7.0.

Дальнейшее направление исследований будет связано с практическим применением разработанных математических моделей и средств измерительной техники [4] для разработки методики оптимизации конструкции поршней ДВС.

### Литература

1. Белогуб, А.В. Новые подходы к конструированию поршней / А.В. Белогуб // *Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.* – Харьков: ХАИ, 2000. – Вып. 19: Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 201–206.
2. Белогуб, А.В. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя / А.В. Белогуб, О.С. Стрибуль // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.* – Харків: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вып. 30. Двигуни та энергоустановки. – С. 124–126.
3. Исследование температурного поля поршня / Ю.О. Гусев, О.О. Зотов, А.В. Белогуб, А.Г. Щербина // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.* – Харків: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вып. 31. Двигуни та энергоустановки. – С. 120–123.
4. Москаленко, И.Н. Разработка измерительной системы малых перемещений для экспериментальных исследований динамики поршня ДВС / И.Н. Москаленко // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2012. – № 1. – С. 41–45.
5. Экспериментальные исследования динамики поршня ДВС / И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб, В.А. Байков // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2012. – № 2. – С. 73–78.
6. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: моногр. / В.Н. Прокöpfeв, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев и др. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с.
7. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: моногр. / В.Н. Прокöpfeв, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев и др. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2011. – Ч. 2. – 221 с.
8. Константиnescу, В.Н. Газовая смазка: пер. с рум. / Н.В. Константиnescу; под ред. М.В. Коровчинского. – М.: Машиностроение, 1968. – 709 с.
9. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / Н.П. Артеменко, А.И. Чайка, В.Н. Доценко и др. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьковском ун-те, 1992. – 197 с.
10. Влияние вязкостно-температурных свойств моторных масел на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень – цилиндр» / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин, И.В. Мухортов // *Двигателестроение.* – 2010. – № 2. – С. 23–26.
11. Решение задач оптимизации трибосопряжений поршневых и роторных машин с использованием алгоритма сохранения массы / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин, М.А. Макарихин // *Трение и смазка в машинах и механизмах.* – 2011. – № 8. – С. 38–43.

**Москаленко Иван Николаевич.** Аспирант кафедры «Теоретическая механика, машиноведение и роботомеханические системы», Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», [ua\\_vanilin@mail.ru](mailto:ua_vanilin@mail.ru).

**Доценко Владимир Николаевич.** Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теоретическая механика, машиноведение и роботомеханические системы», Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», [dovl202@ukr.net](mailto:dovl202@ukr.net).

**Белогуб Александр Витальевич.** Доктор технических наук, старший научный сотрудник, доцент, технический консультант ПАО «АВТРАМАТ» (Харьковский завод «ПОРШЕНЬ»), профессор кафедры «Конструкции авиационных двигателей», Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», [a\\_belogub@mail.ru](mailto:a_belogub@mail.ru).

**Дойкин Алексей Алексеевич.** Младший научный сотрудник, инженер кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), [r.a.s.h.86@mail.ru](mailto:r.a.s.h.86@mail.ru).



### THE DYNAMIC OF PISTON IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

*I.N. Moskalenko, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,  
ya\_vanilin@mail.ru,*

*V.N. Dotsenko, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,  
dovl202@ukr.net,*

*A.V. Belogub, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,  
a\_belogub@mail.ru,*

*A.A. Doykin, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, r.a.s.h.86@mail.ru*

Methodology of mathematical formulation of the piston motion in cylinder is presented. Methodology take into consideration actuating forces in crank-and-rod mechanism, hydro dynamical force factors in lubricating film and variable stress-deformed state of piston-cylinder pair. Indicator diagram was drawn and variable loads which act on the piston in crank-and-rod mechanism had been determined. Boundary conditions for the calculations of the variable stress-deformed state of piston as a result of action of the thermal and force factors. Stationary thermal and variable force deformation of the piston are determined. Hydrodynamic forces and torques that acting in the pair piston – cylinder were obtained, using methods that are developed for slider bearings. Piston motion trajectory was obtained as a result of methodology implementation. Results have been compared with experimental data.

*Keywords: piston, stress-deformed state, gap, profile, lubricating film.*

*Поступила в редакцию 19 марта 2013 г.*