

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ СОСТАВНОГО ПОРШНЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMICS OF MOVEMENT OF THE COMPOUND PISTON IN THE CYLINDER OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

С.В. СМІРНОВ, К.Т.Н.
А.Р. МАКАРОВ, К.Т.Н.
Р.Х. АБУ-НИДЖИМ, К.Т.Н.

Российский университет дружбы народов (РУДН),
 Москва, Россия, a-r-makarov@yandex.ru

S.V. SMIRNOV, PhD in Engineering
A.R. MAKAROV, PhD in Engineering
R.KH. ABU-NIDZHIM, PhD in Engineering

Peoples' Friendship University of Russia, Moscow, Russia,
 a-r-makarov@yandex.ru

Цилиндропоршневая группа является основным узлом трения в двигателе, на которую приходится основная часть механических потерь, поэтому ее работа и конструкция должны рассматриваться и с точки зрения трибологии. Задача проектирования цилиндропоршневой группы как узла трения заключается в выборе основных геометрических размеров, профиля направляющей части в продольной и поперечной плоскостях, диаметрального зазора, координат расположения поршневого пальца и центра масс. Решение этих задач находится в прямой зависимости от возможности исследования сложного плоскопараллельного движения поршня в пределах зазора поршень – гильза цилиндра в слое смазки. В настоящее время все большее распространение у форсированных дизелей, имеющих повышенные нагрузки на цилиндропоршневую группу, получают составные поршни. Исследование движения составного поршня должно включать в себя решение взаимосвязанных задач: исследование движения головки поршня с комплектом поршневых колец и исследование движения юбки поршня с учетом влияния на него качательного движения шатуна. В статье приводится вывод уравнений движения всех составных частей поршня и шатуна. Совместное их решение и полученные расчетные уравнения позволяют исследовать поперечное движение головки составного поршня и оценить работу поршневых колец, а также с учетом гидродинамической смазки юбки проводить комплексное исследование состояния юбки составного поршня и, в первую очередь, выполнять исследования влияния основных ее конструктивных параметров на условия гидродинамической смазки. Разработанная математическая модель позволит на основе комплексного исследования влияния вышеперечисленных параметров разработать конструкцию составного поршня, обеспечивающую высокие технико-экономические показатели двигателя.

Ключевые слова: дизель, составной поршень, гидродинамическая смазка, цилиндропоршневая группа, трение.

Cylinder piston group is the main part of friction in the engine, where usually mechanical losses appear, that is why its work and design should be considered from the point of view of tribology. The task of designing a cylinder – piston group as a friction unit is to select the basic geometric dimensions, the profile of the guide part in the longitudinal and transverse planes, the diametric gap, the coordinates of the piston pin arrangement and the center of mass. The solution of these problems is directly dependent on the possibility of studying the complex plane-parallel motion of the piston within the piston-cylinder liner clearance in the lubricant layer. At present, compound pistons are gaining traction from forced diesel engines with increased loads on the cylinder-piston group. The study of the movement of the compound piston must include the solution of interrelated tasks: the investigation of the motion of the piston crown with a set of piston rings and the study of the motion of the piston skirt, taking into account the effect of the rocking motion of the connecting rod on it. The derivation of the equations of motion of all components of the piston and connecting rod is given in the article. Their combined solution and the resulting equations allow us to investigate the transverse motion of the crown of the composite piston and to evaluate the operation of the piston rings, and also taking into account the hydrodynamic lubrication of the skirt, to carry out a comprehensive study of the state of the skirt of the compound piston and, first and foremost, to investigate the influence of its basic design parameters on the conditions of the hydrodynamic grease. The developed mathematical model will allow on the basis of complex research the influence of the above parameters to develop a composite piston design that provides high technical and economic parameters of the engine.

Keywords: diesel, composite piston, hydrodynamic lubrication, cylinder piston group, friction.

Введение

Повышение технико-экономических показателей автомобильных и тракторных двигателей в значительной степени определяется совершенством конструкции цилиндропоршневой группы и, в первую очередь, поршня. Современные тенденции развития двигателей, а именно, форсирование их по среднему эффективному давлению и частоте вращения при одновременном стремлении уменьшить удельную массу на единицу мощности, требуют тщательной проработки конструкции поршня, обеспечения его более высоких прочностных качеств и эксплуатационной надежности. В настоящее время уровень конструкторских разработок, опирающихся на современные методы прочностных расчетов, достаточно высок, и дальнейшее совершенствование поршней возможно только на основе изучения и понимания всего комплекса физических процессов, происходящих в цилиндропоршневой группе.

Цилиндропоршневая группа является основным узлом трения в двигателе, на которую приходится основная часть механических потерь, и поэтому ее работа, конструкция, эксплуатационные характеристики должны рассматриваться не только с позиции обеспечения прочности, теплового состояния, организации рабочего процесса, но и с точки зрения трибологии. Задача проектирования цилиндропоршневой группы как узла трения заключается в выборе основных геометрических размеров, профиля направляющей части в продольной и поперечной плоскостях, диаметального зазора, координат расположения поршневого пальца и центра масс. При этом, особенностью работы поршня является то, что он работает в слое смазки, разделяющем трущиеся поверхности, и находится не только под действием тепловой и механической нагрузок, приводящих к возникновению деформаций, изменению зазоров в сопряжении поршень – гильза, смещению центров приложения гидродинамических реакций, но и дополнительной деформации юбки поршня от этих реакций [1–5]. Решение этих задач находится в прямой зависимости от возможности исследования сложного плоскопараллельного движения поршня в пределах зазора поршень – гильза [6]. Эта задача решалась авторами в исследовании [7] для традиционного цельноалюминиевого поршня бензинового двигателя и математическая модель, представленная в статье [7], учитывала большинство факторов, влияющих на продольное и поперечное перемещение поршня в цилиндре.

Цель исследования

Целью исследования является математическое моделирование динамики движения составного поршня в цилиндре двигателя внутреннего сгорания.

Материалы, методы исследования и результаты

В настоящее время все большее распространение у форсированных дизелей, имеющих повышенные нагрузки на цилиндропоршневую группу, получают составные поршни [8]. Эти поршни представляют составную конструкцию из трех основных элементов: головки поршня, юбки поршня и поршневого пальца. Изображение рассматриваемого поршня представлено на рис. 1.

Исследование движения составного поршня должно включать в себя решение взаимосвязанных задач: исследование движения головки поршня с комплектом поршневых колец и исследование движения юбки поршня с учетом влияния на него качательного движения шатуна.

Составим системы уравнений, описывающих движения деталей поршневой группы и шатуна.

Уравнения, описывающие движение головки поршня, получим, используя второй закон Ньютона для расчетной схемы, представленной на рис. 2.

$$\begin{cases} F_{\alpha\alpha} \cos \gamma_{\Gamma} + \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma x}^i - F_{\Pi x} + G_{\Gamma} - \sum_{i=1}^n F_{\alpha\alpha_K}^i \cos \gamma_K = F_{jx} \\ \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma z}^i - F_{\alpha\alpha} \sin \gamma_{\Gamma} - F_{\Pi z} - \sum_{i=1}^n F_{\alpha\alpha_K}^i \sin \gamma_K = F_{jz} \\ \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma x}^i (H_K^i \cos \gamma_{\Gamma} - R_{\Gamma x}) + \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma z}^i (H_K^i \sin \gamma_{\Gamma} - R_{\Gamma z}) + \\ + F_{\Pi x} R_{\Gamma x} + F_{\Pi z} R_{\Gamma z} - F_{\alpha\alpha} l_{\Gamma z} + \sum_{i=1}^n F_{\alpha\alpha_K}^i l_{\Gamma z} = J_{\Gamma} \ddot{\gamma}_{\Gamma}, \end{cases} \quad (1)$$

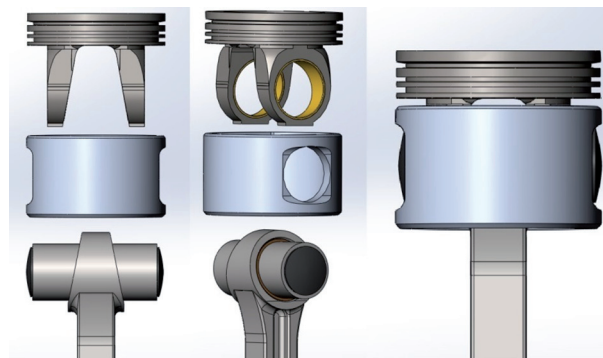


Рис. 1. Конструкция поршня

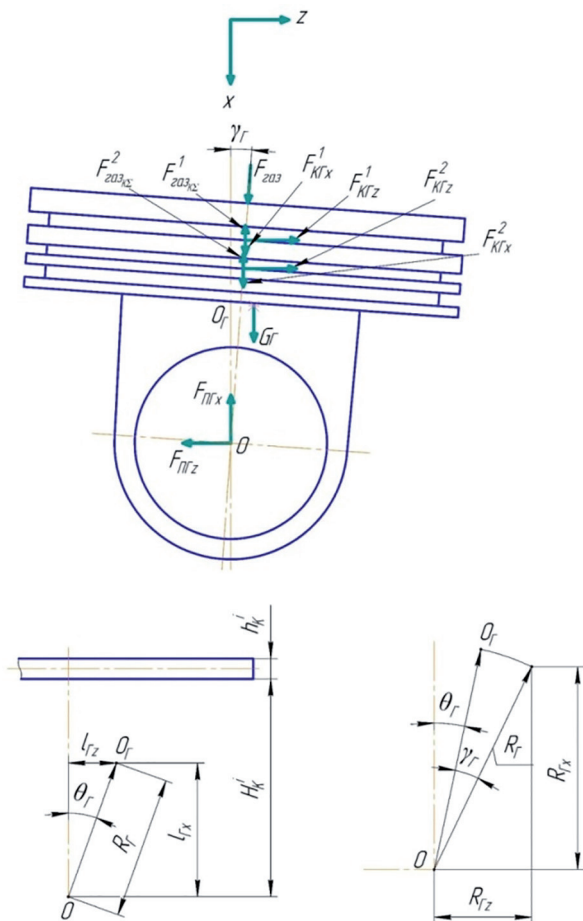


Рис. 2. Силы, действующие на головку поршня

где $F_{\text{газ}}$ – сила давления газа на днище поршня; F_{KTx}^i , F_{Kz}^i – проекция на ось x и z соответственно силы, действующей со стороны i -го поршневого кольца на головку поршня; $F_{Пx}$, $F_{Пz}$ – проекция на ось x и z , соответственно, силы, действующей со стороны поршневого пальца на головку поршня; $F_{\text{газ}_{\text{КК}}}^i$ – сила давления газа, воздействующая на головку поршня через поверхность поршневой канавки; F_{jx}^r , F_{jz}^r – силы инерции головки поршня по оси x и z ; G_r – сила тяжести головки поршня; J_r – момент инерции головки поршня относительно центра масс O_r ; γ_r – угол наклона головки поршня; $\ddot{\gamma}_r$ – угловое ускорение головки поршня.

Учитывая малые значения углов наклона головки поршня ($\gamma < 1^\circ$), можно допустить, что $\cos \gamma_r \approx 1$; $\sin \gamma_r \approx \gamma_r$.

Расчетные выражения для определения $F_{\Pi X}$ и $F_{\Pi Z}$:

$$F_{\Pi\Gamma x} = F_{\varrho a3} + \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma x}^i - F_{jx}^\Gamma + G_\Gamma - \sum_{i=1}^n F_{\varrho a3_{K\kappa}}^i;$$

$$F_{\Pi\Gamma z} = \sum_{i=1}^n F_{K\Gamma z}^i - F_{\varrho a3} \gamma_\Gamma - F_{jz}^\Gamma - \sum_{i=1}^n F_{\varrho a3_{K\kappa}}^i \gamma_\Gamma.$$

Силы инерции головки поршня по оси x и z :

$$F_{jx}^{\Gamma} = m_{\Gamma} \ddot{x}_{O_{\Gamma}};$$

$$F_{jz}^{\Gamma} = m_{\Gamma} \ddot{z}_{O_{\Gamma}},$$

где m_f – масса головки поршня.

$$\ddot{x}_{O_F} = \ddot{x}_O - \dot{\gamma}_F^2 R_{Fx} + \ddot{\gamma}_F R_{Fz};$$

$$\ddot{\mathbf{z}}_{O_F} = \ddot{\mathbf{z}}_O - \dot{\gamma}_F^2 \mathbf{R}_{Fz} - \ddot{\gamma}_F \mathbf{R}_{Fx},$$

где

$$R_{\Gamma_Y} = R_{\Gamma} \cos(\gamma_{\Gamma} + \theta_{\Gamma});$$

$$R_{\Gamma z} = R_{\Gamma} \sin(\gamma_{\Gamma} + \theta_{\Gamma});$$

$$R_I = \sqrt{l_{Ix}^2 + l_{Iz}^2},$$

где $\dot{\gamma}_F$ – угловая скорость головки поршня; l_{Fx} , l_{Fz} , R_F – геометрические размеры расположения центра масс.

Для определения сил, действующих на головку поршня со стороны кольца, составим систему уравнений для поршневого кольца согласно второго закона Ньютона для расчетной схемы, представленной на рис. 3.

Принимаем, что кольцо прижато к верхней или нижней кромке проточки для поршневого кольца, давление кольца на цилиндр $P_{упр}$ равномерно по всей окружности.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{2\alpha 3 K\Xi}^i \cos \gamma_{\Gamma} - F_{m p_{IJK\Xi}}^i - F_{\Gamma K\kappa}^i + F_{m p_{K\Gamma}}^i \sin \gamma_K + G_K^i = F_{j\kappa}^{Ki}; \\ F_{m p_{K\Gamma}}^i \cos \gamma_{\Gamma} - F_{2\alpha 3 K\Xi}^i \sin \gamma_{\Gamma} - F_{\Gamma K\kappa}^i = F_{j\zeta}^{Ki}. \end{array} \right.$$

Учитывая малые значения углов наклона головки поршня ($\gamma < 1^\circ$), можно допустить, что $\cos \gamma_r \approx 1$; $\sin \gamma_r \approx \gamma_r$. Расчетные выражения для определения сил $F_{r\kappa\chi}^i$ и $F_{r\kappa\tau}^i$:

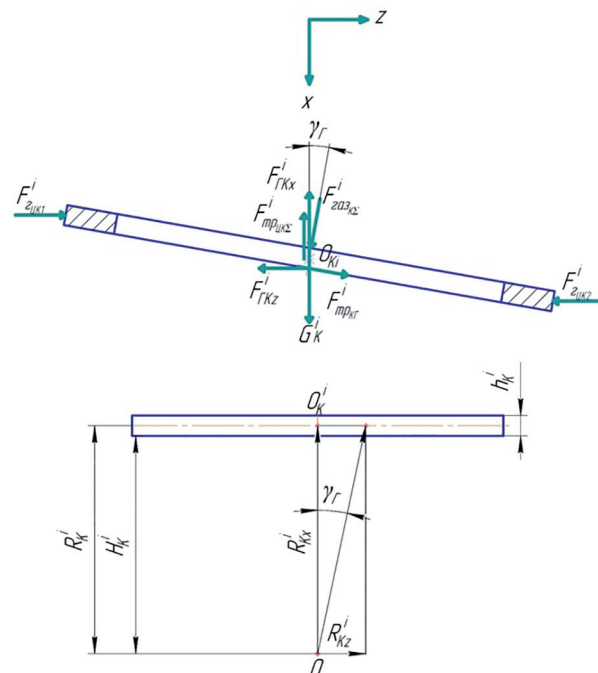


Рис. 3. Силы, действующие на поршневое кольцо

$$\begin{cases} F_{ГKx}^i = F_{\text{газ}}^i - F_{\text{тр}}^i + F_{\text{тр}}^i \gamma_{\Gamma} - F_{jx}^{Ki} + G_K; \\ F_{ГKz}^i = F_{\text{тр}}^i - F_{\text{газ}}^i \gamma_{\Gamma} - F_{jz}^{Ki} + F_{\text{тр}}^i - F_{\text{тр}}^i, \end{cases}$$

где

$$\begin{aligned} F_{jx}^{Ki} &= m_K^i \ddot{x}_{O_{Ki}}; \\ F_{jz}^{Ki} &= m_K^i \ddot{z}_{O_{Ki}}, \end{aligned}$$

где m_K^i – масса i -го поршневого кольца.

Ускорение $\ddot{x}_{O_{Ki}}$ и $\ddot{z}_{O_{Ki}}$ выразим через ускорение в точке О (центр вращения поршневого пальца) с учетом вращательного движения относительно точки O_{Ki} :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{O_{Ki}} &= \ddot{x}_O - \omega_{\Gamma}^2 R_{Kx}^i + \dot{\omega}_{\Gamma} R_{Kz}^i; \\ \ddot{z}_{O_{Ki}} &= \ddot{z}_O - \omega_{\Gamma}^2 R_{Kz}^i - \dot{\omega}_{\Gamma} R_{Kx}^i, \end{aligned}$$

где $\omega_{\Gamma} = \dot{\gamma}_{\Gamma}$ – угловая скорость головки поршня; $\dot{\omega}_{\Gamma} = \ddot{\gamma}_{\Gamma}$ – угловое ускорение головки поршня.

Проекции R_K^i на оси x и z :

$$\begin{aligned} R_{Kx}^i &= (H_K^i + \frac{h_K^i}{2}) \cos \gamma_{\Gamma}; \\ R_{Kz}^i &= (H_K^i + \frac{h_K^i}{2}) \sin \gamma_{\Gamma}, \end{aligned}$$

где $F_{\text{газ}}^i$ – сила давления газа, на i -е кольцо; $F_{ГKx}^i$ и $F_{ГKz}^i$ – проекция на ось x и z , соответственно силы, действующей со стороны головки поршня на i -е поршневое кольцо; $F_{\text{тр}}^i$ – суммарная сила трения в сопряжении i -е поршневое кольцо – цилиндр; $F_{\text{тр}}^i$ – сила трения в сопряжении i -е поршневое кольцо – головка поршня; G_K – сила тяжести кольца; F_{jx}^{Ki} , F_{jz}^{Ki} – силы инерции i -го поршневого кольца по оси x и z .

Перейдем к рассмотрению уравнений, описывающих движения юбки поршня, расчетная схема представлена на рис. 4.

По второму закону Ньютона:

$$\begin{cases} F_{\Pi O x} - F_{\text{тр}}^1 - F_{\text{тр}}^2 + G_{\text{ю}} = F_{jx}^{\text{ю}}; \\ F_{\text{э}}^1 - F_{\text{э}}^2 - F_{\Pi O z} = F_{jz}^{\text{ю}}; \\ -F_{\text{э}}^1 (R_{\text{ю}x} - l_{\text{э}}^1) + F_{\text{э}}^2 (R_{\text{ю}x} - l_{\text{э}}^2) + F_{\Pi O z} l_{\text{ю}x} - \\ - F_{\Pi O x} l_{\text{ю}z} + F_{\text{тр}}^1 (\frac{D_{\text{ю}}}{2} + l_{\text{ю}z}) - F_{\text{тр}}^2 (\frac{D_{\text{ю}}}{2} - l_{\text{ю}z}) = \\ = J_{\text{ю}} \ddot{\gamma}_{\text{ю}}, \end{cases} \quad (2)$$

где $F_{\Pi O x}$, $F_{\Pi O z}$ – проекции на ось x и z , соответственно, сил, действующих со стороны поршневого пальца на юбку поршня; $F_{\text{э}}^2$ – гидродинамические силы масляного

слоя в сопряжении юбка поршня – цилиндр со стороны № 1 и 2, соответственно; $G_{\text{ю}}$ – сила тяжести юбки поршня; $F_{jx}^{\text{ю}}$, $F_{jz}^{\text{ю}}$ – силы инерции юбки по оси x и z ; $J_{\text{ю}}$ – момент инерции относительно центра масс юбки $O_{\text{ю}}$; $\gamma_{\text{ю}}$ – угол наклона юбки поршня; $\ddot{\gamma}_{\text{ю}}$ – угловое ускорение юбки поршня; $l_{\text{э}}^1$, $l_{\text{э}}^2$ – расстояние от оси поршневого пальца до линии действия $F_{\text{тр}}^1$ и $F_{\text{тр}}^2$ (рис. 5); $D_{\text{ю}}$ – диаметр юбки поршня; $l_{\text{ю}x}$, $l_{\text{ю}z}$, $R_{\text{ю}}$ – геометрические размеры расположения центра масс юбки поршня относительно точки О (рис. 5).

Силы инерции юбки поршня по оси x и z :

$$\begin{aligned} F_{jx}^{\text{ю}} &= m_{\text{ю}} \ddot{x}_{O_{\text{ю}}}; \\ F_{jz}^{\text{ю}} &= m_{\text{ю}} \ddot{z}_{O_{\text{ю}}}, \end{aligned}$$

где $\ddot{x}_{O_{\text{ю}}}$ и $\ddot{z}_{O_{\text{ю}}}$ – ускорение юбки по оси x и z ; $m_{\text{ю}}$ – масса юбки.

Для нахождения реакций масляного слоя $F_{\text{э}}^1$ и $F_{\text{э}}^2$ используется разработанная авторами методика, изложенная в статье [7].

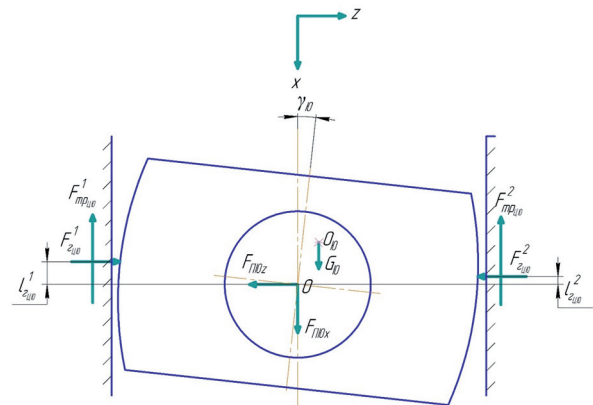


Рис. 4. Силы, действующие на юбку поршня

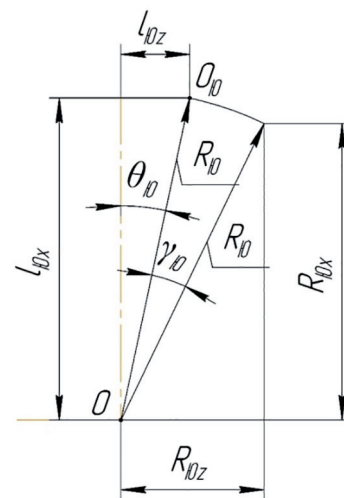


Рис. 5. Геометрические размеры расположения центра масс юбки поршня

Расчетные выражения для вычисления $F_{\Pi O_x}$, $F_{\Pi O_z}$:

$$F_{\Pi O_x} = F_{mp_{\Pi O}}^1 + F_{mp_{\Pi O}}^2 + F_{jx}^{IO} - G_{IO};$$

$$F_{\Pi O_z} = F_{z_{\Pi O}}^1 - F_{z_{\Pi O}}^2 - F_{jz}^{IO}.$$

Ускорение юбки поршня по оси x и z :

$$\ddot{x}_{OIO} = \ddot{x}_O - \dot{\gamma}_{IO}^2 R_{IOx} + \ddot{\gamma}_{IO} R_{IOz};$$

$$\ddot{z}_{OIO} = \ddot{z}_O - \dot{\gamma}_{IO}^2 R_{IOz} - \ddot{\gamma}_{IO} R_{IOx},$$

где $R_{IOx} = R_{IO} \cos(\theta_{IO} + \gamma_{IO})$,
 $R_{IOz} = R_{IO} \sin(\theta_{IO} + \gamma_{IO})$, $R_{IO} = \sqrt{l_{IOx}^2 + l_{IOz}^2}$.

Определяющее влияние на поперечное движение юбки поршня оказывает поперечная сила $F_{\Pi O_z}$ со стороны поршневого пальца. Для определения данной силы рассмотрим систему сил, действующих на поршневой палец, изображенную на рис. 6.

$$\begin{cases} F_{\Gamma \Pi x} - F_{\Pi \Pi x} - F_{\Pi O_x} + G_{\Pi} = F_{jx}^{\Pi}; \\ F_{\Gamma \Pi z} + F_{\Pi O_z} - F_{\Pi \Pi z} = F_{jz}^{\Pi}, \end{cases} \quad (3)$$

где $F_{\Gamma \Pi x}$ и $F_{\Gamma \Pi z}$ – проекции силы на оси x и z , действующей со стороны головки поршня; $F_{\Pi \Pi x}$ и $F_{\Pi \Pi z}$ – проекции силы на оси x и z , действующей со стороны шатуна; G_{Π} – сила тяжести поршневого пальца; F_{jx}^{Π} и F_{jz}^{Π} – силы инерции поршневого пальца вдоль оси x и z .

И, следовательно:

$$F_{\Pi O_z} = F_{\Pi O_z} = F_{\Pi \Pi z} - F_{\Gamma \Pi z} + F_{jz}^{\Pi}.$$

Для определения проекции силы, действующей со стороны шатуна вдоль оси z $F_{\Pi \Pi z}$, необходимо составить систему уравнений, описывающих его движение. Расчетная схема представлена на рис. 7.

$$\begin{cases} F_{\Pi \Pi x} + F_{K \Pi x} + G_{\Pi} = F_{jx}^{\Pi}; \\ F_{\Pi \Pi z} + F_{K \Pi z} = F_{jz}^{\Pi}; \\ F_{\Pi \Pi x} l_{\Pi} \sin \beta - F_{\Pi \Pi z} l_{\Pi} \cos \beta - F_{K \Pi x} (L_{\Pi} - l_{\Pi}) \sin \beta + \\ F_{K \Pi z} (L_{\Pi} - l_{\Pi}) \cos \beta = J_{\Pi} \ddot{\beta}, \end{cases}$$

где $F_{\Pi \Pi x}$, $F_{\Pi \Pi z}$ – проекция на ось x и z , соответственно, силы, действующей со стороны поршневого кольца на шатун; $F_{K \Pi x}$, $F_{K \Pi z}$ – проекция на x и z соответственно силы, действующей со стороны коленчатого вала; F_{jx}^{Π} , F_{jz}^{Π} – силы инерции шатуна по оси x и z ; G_{Π} – сила тяжести шатуна; J_{Π} – момент инерции

шатун относительно центра масс O_{Π} ; β – угол наклона шатуна (рис. 4.); $\ddot{\beta}$ – угловое ускорение качательного движения шатуна; L_{Π} , l_{Π} – геометрические размеры (рис. 7).

Проведем преобразование для получения расчетного выражения определения силы $F_{\Pi \Pi z}$:

$$F_{K \Pi x} = F_{jx}^{\Pi} - F_{\Pi \Pi x} - G_{\Pi};$$

$$F_{K \Pi z} = F_{jz}^{\Pi} - F_{\Pi \Pi z}.$$

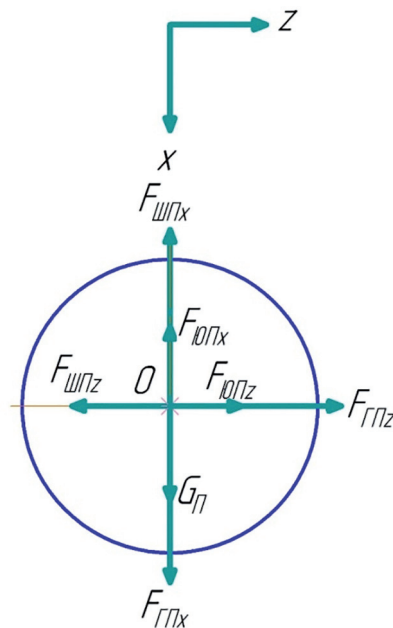


Рис. 6. Силы, действующие на поршневой палец составного поршня

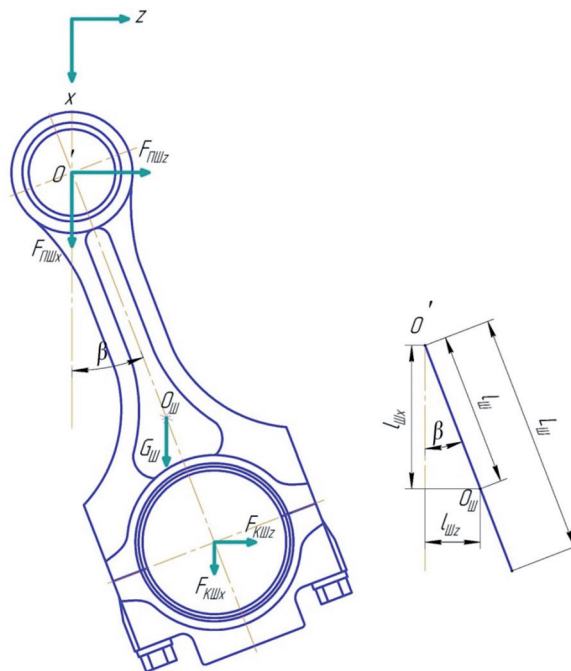


Рис. 7. Силы, действующие на шатун

Силы инерции шатуна по оси x и z в центре масс $O_{ш}$:

$$F_{jx}^{ш} = m_{ш} \ddot{x}_{O_{ш}}; F_{jz}^{ш} = m_{ш} \ddot{z}_{O_{ш}},$$

где \ddot{x}_O – ускорение верхней головки шатуна в точке O вдоль оси x ; \ddot{z}_O – ускорение верхней головки шатуна в точке O вдоль оси z ; $m_{ш}$ – масса шатуна; $\dot{\beta}$ – угловая скорость качательного движения шатуна.

Выполнив необходимые преобразования, получим расчетное выражение определения силы $F_{шшz}$:

$$F_{шшz} = (F_{zaz} - F_{jx}) \operatorname{tg} \beta - F_{jx}^{BP} \operatorname{tg} \beta - F_{mpz} \operatorname{tg} \beta + \\ + (G_{пз} + G_{ш} \frac{L_{ш} - l_{ш}}{L_{ш}}) \operatorname{tg} \beta + \\ + F_{jz}^{ш} \frac{L_{ш} - l_{ш}}{L_{ш}} - \frac{J_{ш} \ddot{\beta}}{L_{ш} \cos \beta},$$

где $(F_{zaz} - F_{jx}) \operatorname{tg} \beta = N$ – боковая сила в учебниках по динамике двигателя внутреннего сгорания; F_{jx}^{BP} – сила инерции вдоль оси x , вызванная вращательным движением деталей поршневой группы и шатуна вокруг оси поршневого пальца; $F_{jz}^{ш}$ – сила инерции шатуна вдоль оси z ; $G_{пз}$, $G_{ш}$ – силы тяжести от масс деталей поршневой группы и шатуна; $F_{jкac}^{ш} = \frac{J_{ш} \ddot{\beta}}{L_{ш} \cos \beta}$ – сила инерции, вызванная качательным движением шатуна; $J_{ш}$ – момент инерции шатуна относительно центра масс; $\ddot{\beta}$ – угловое ускорение шатуна; $L_{ш}$ – длина шатуна.

Таким образом, определены все составляющие для нахождения силы вдоль оси z , действующей на юбку поршня со стороны поршневого пальца, и полученные расчетные уравнения позволяют проводить комплексное исследование состояния юбки составного поршня. Реакции масляного слоя могут быть определены из решения уравнения Рейнольдса для нагруженной и ненагруженной стороны поршня. При этом толщина масляного слоя будет определяться профилем юбки, монтажным зазором и деформациями юбки, вызванными как тепловым расширением, так и ее деформациями от действия гидродинамических давлений. Это позволяет выполнять исследования влияния основных конструктивных параметров деталей поршневой группы и шатуна на условия гидродинамической смазки юбки поршня. Совместное решение уравнений, описывающих движение

головки поршня (1), юбки поршня (2) и поршневого пальца (3) позволяет определить поперечное движение головки составного поршня и оценить работу поршневых колец.

Заключение

В статье приведена математическая модель, которая описывает динамику движения составного поршня с учетом основных факторов, влияющих на продольное и поперечное перемещение поршня в цилиндре: воздействия колец на поршень, расположения центра масс и момента инерции головки поршня, деформаций юбки, вызванных ее тепловым расширением и действием боковой силы, гидродинамических реакций масляного слоя, разделяющего трущиеся поверхности юбки и цилиндра, смещения центров их приложения относительно оси поршневого пальца при возвратно поступательном движении, а также особенностей конструкции шатуна.

Разработанная математическая модель позволит на основе комплексного исследования влияния вышеперечисленных параметров разработать конструкцию составного поршня, обеспечивающую высокие технико-экономические показатели двигателя.

Литература

1. Москаленко И.Н., Доценко В.Н., Белогуб А.В., Дойкин А.А. Динамика поршня двигателя внутреннего сгорания // Вестник ЮУрГУ, серия «Машиностроение». 2013. Т.13, № 2. С. 28–36.
2. B. Littlefair, M. De La Cruz, R. Mills, S. Theodossiades, Lubrication of a flexible piston skirt conjunction subjected to thermo-elastic deformation: A combined numerical and experimental investigation // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (2013). P. 69–81.
3. M. Perera, S. Theodossiades, H. Rahnejat, A multi-physics multi-scale approach in engine design analysis // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Multi-body Dyn. 221 (3) (2007). P. 335–348.
4. M. Perera, S. Theodossiades, H. Rahnejat, Elastomulti-body dynamics of internal combustion engines with tribological conjunctions // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Multi-body Dyn. 224 (3) (2010). P. 261–277.
5. N. Dolatabadi, S. Theodossiades, S.J. Rothberg, On the identification of piston slap events in internal combustion engines using tribodynamic analysis combustion engines using tribodynamic analysis //

- Mechanical Systems and Signal Processing, 58–59 (2015). P. 308–324.
 6. Nodar Davitashvili, Valeh Bakhshaliev, Dynamic Research of Crank-Piston Mechanism with Clearances in Two Kinematic Pairs // Springer, 2016, pp. 17–75.
 7. Макаров А.Р., Смирнов С.В., Осокин С.В. Математическое моделирование движения поршня в цилиндре // Известия МГТУ МАМИ. 2014. № 2 (20). Т.1. С. 24–30.
 8. Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей. Челябинск: ЮУрГУ, 2009. 50 с.
- ### References
1. Moskalenko I.N., Dotsenko V.N., Belogub A.V., Doykin A.A. Dynamics of the piston of the internal combustion engine. Vestnik YuUrGU, seriya «Mashinostroenie». 2013. Vol. 13, No 2, pp. 28–36 (in Russ.).
 2. B. Littlefair, M. De La Cruz, R. Mills, S. Theodossiadis, Lubrication of a flexible piston skirt conjunction subjected to thermo-elastic deformation: A combined numerical and experimental investigation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (2013), pp. 69–81.
 3. M. Perera, S. Theodossiadis, H. Rahnejat, A multi-physics multi-scale approach in engine design analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Multi-body Dyn. 221 (3) (2007), pp. 335–348.
 4. M. Perera, S. Theodossiadis, H. Rahnejat, Elastomulti-body dynamics of internal combustion engines with tribological conjunctions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Multi-body Dyn. 224 (3) (2010), pp. 261–277.
 5. N. Dolatabadi, S. Theodossiadis, S.J. Rothberg, On the identification of piston slap events in internal combustion engines using tribodynamic analysis. Mechanical Systems and Signal Processing, 58–59 (2015), pp. 308–324.
 6. Nodar Davitashvili, Valeh Bakhshaliev, Dynamic Research of Crank-Piston Mechanism with Clearances in Two Kinematic Pairs. Springer, 2016, pp. 17–75.
 7. Makarov A.R., Smirnov S.V., Osokin S.V. Mathematical modeling of piston motion in a cylinder. Izvestiya MGTU MAMI. 2014. No 2(20). Vol. 1, pp. 24–30 (in Russ.).
 8. Rozhdestvenskiy Yu.V., Gavrilov K.V. Sovremennye konstruktzii porshney dlya teplovykh dvigateley [Modern designs of pistons for thermal engines]. Chelyabinsk: YuUrGU Publ., 2009. 50 p.

*Публикация подготовлена при поддержке
Программы РУДН «5-100».*