



DOI 10.22363/2312-8143-2017-18-3-338-344

УДК 621.4

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ЮБКИ ПОРШНЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

С.В. Смирнов¹, А.Р. Макаров¹, А.А. Воробьев²

¹ Российский университет дружбы народов
ул. Миклухо-Маклая, 6, Москва, Россия, 117198

² Московский политехнический университет
ул. Большая Семеновская, 38, Москва, Россия, 107023

В статье рассмотрена методика проведения теоретического исследования гидродинамической смазки юбки составного поршня, и влияние на нее конструктивных параметров деталей поршневой и кривошипно-шатунной групп.

Ключевые слова: дизель, составной поршень, гидродинамическая смазка, цилиндро-поршневая группа, трение

Повышение технического уровня автомобильных двигателей в значительной степени определяется совершенством конструкции узлов трения цилиндро-поршневой группы. Сопряжение «поршень-цилиндр» оказывает большое влияние на топливную экономичность двигателя, расход масла на угар, долговечность и безотказность, шум и вибрацию. Задача проектирования этих деталей, как элементов узла трения, состоит в выборе основных геометрических размеров, профиля направляющей части в продольной и поперечной плоскости, диаметрального зазора, координат расположения поршневого пальца и центра масс, материалов сопряженных деталей. Решение данных задач находится в прямой зависимости от возможности исследования динамики движения поршня в слое смазки в цилиндре. Наиболее полно и с наименьшими материальными затратами эти исследования могут быть проведены на математической модели движения поршня в цилиндре. Эта задача решалась в исследовании [1] для традиционного цельноалюминиевого поршня бензинового двигателя. Математическая модель, приведенная в работе [1], учитывает большинство факторов, влияющих на продольное и поперечное перемещение поршня в цилиндре: деформации юбки, вызванные ее тепловым расширением и действием боковой силы, гидродинамические реакции масляного слоя, разделяющего трущиеся поверхности юбки и цилиндра, с нагруженной и ненагруженной стороны, смещение центров их приложения относительно оси поршневого пальца при возвратно поступательном движении и деформации юбки от действия этих реакций.

Однако в настоящее время все большее распространение у форсированных дизелей, имеющих повышенные нагрузки на цилиндро-поршневую группу, получают составные поршни. Эти поршни (рис. 1) представляют из себя составную конструкцию из трех основных элементов: головки поршня, юбки поршня и поршневого пальца.

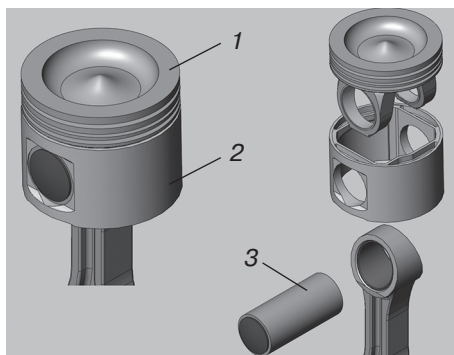


Рис. 1. Конструкция рассматриваемого поршня: 1 — головка поршня; 2 — юбка; 3 — палец
[**Fig. 1.** Design of the piston: 1 — головка поршня; 2 — юбка; 3 — палец]

Составные поршни совмещают в себе следующие преимущества поршней, изготовленных из стали (чугуна) и алюминиевых поршней:

1) головка составного поршня, выполненная из стали или чугуна обладает низким коэффициентом линейного расширения, что позволяет уменьшить зазор между головкой поршня и гильзой цилиндра. Это качество положительно сказывается на уплотнении цилиндра, уменьшении вредных выбросов и токсичности выпускных газов;

2) юбка поршня, выполненная из алюминиевых сплавов, позволяет снизить общую массу поршня, обеспечить более благоприятные условия трения, тем самым снизить потери на трение, повысить безотказность работы за счет предотвращения склонности трущихся поверхностей к задирам и натирам;

3) отсутствие прямой теплопередачи от головки поршня к юбке поршня позволяет уменьшить уровень температур юбки поршня и монтажный зазор пары трения юбка — поршня-гильза цилиндра;

4) лучшую ремонтпригодность, чем у монолитных поршней за счет возможности отдельной замены головки поршня или юбки поршня.

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

Исследование движения головки поршня, помимо уравнений динамики, связано с решением задач гидродинамического трения колец, прорыва газов в картер двигателя, что является отдельными задачами. В настоящей работе ставилась задача разработки расчетных уравнений, описывающих движение только юбки (рис. 2, 3), а влияние на это движения головки поршня учитывалось силами, действующими на поршневой палец, значения которых будут уточнены в последующем исследовании.

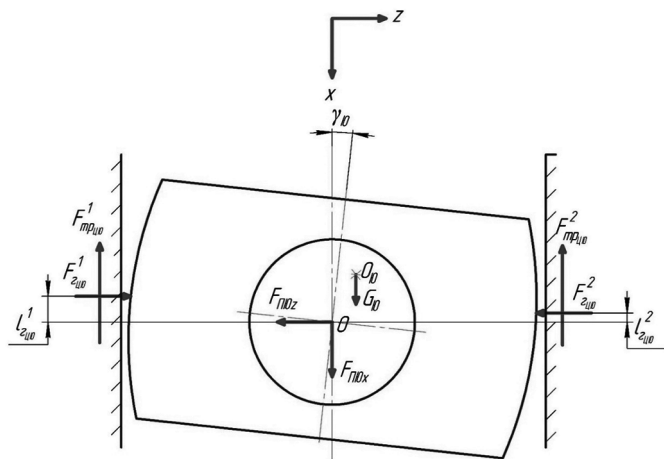


Рис. 2. Силы, действующие на юбку поршня
[Fig. 2. Forces, acting on the piston cup]

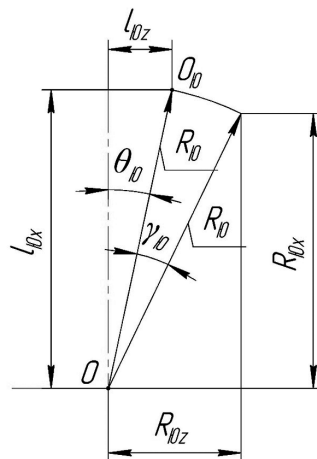


Рис. 3. Геометрические размеры расположения центра масс юбки поршня
[Fig. 3. Location of the mass center of the piston skirt]

Уравнения, описывающие движения юбки поршня получим, используя второй закон Ньютона:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x : F_{\text{ПЮ}x} - F_{\text{ТРЦЮ}}^1 - F_{\text{ТРЦЮ}}^2 + G_{\text{Ю}} = F_{jx}^{\text{Ю}} \\ \sum F_z : F_{\text{ГЦЮ}}^1 - F_{\text{ГЦЮ}}^2 - F_{\text{ПЮ}z} = F_{jz}^{\text{Ю}} \\ M_{O_{\text{Ю}}} : -F_{\text{ГЦЮ}}^1 (R_{\text{Ю}x} - l_{\text{ГЦЮ}}^1) + F_{\text{ГЦЮ}}^2 (R_{\text{Ю}x} - l_{\text{ГЦЮ}}^2) + F_{\text{ПЮ}z} l_{\text{Ю}x} - \\ \sum -F_{\text{ПЮ}x} l_{\text{Ю}z} + F_{\text{ТРЦЮ}}^1 \left(\frac{D_{\text{Ю}}}{2} + l_{\text{Ю}z} \right) - F_{\text{ТРЦЮ}}^2 \left(\frac{D_{\text{Ю}}}{2} - l_{\text{Ю}z} \right) = J_{\text{Ю}} \ddot{\gamma}_{\text{Ю}}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где $F_{\text{ПЮ}x}$ и $F_{\text{ПЮ}z}$ — проекции на ось x и z соответственно сил, действующих со стороны поршневого пальца на юбку поршня; $F_{\text{ГЦЮ}}^1$ и $F_{\text{ГЦЮ}}^2$ — гидродинамические силы масляного слоя в сопряжении юбка поршня-цилиндр, действующие со стороны № 1 и № 2 соответственно; $F_{\text{ТРЦЮ}}^1$ и $F_{\text{ТРЦЮ}}^2$ — силы гидродинамического трения в сопряжении юбка поршня-цилиндр со стороны № 1 и № 2 соответственно; $G_{\text{Ю}}$ — сила тяжести юбки поршня; $F_{jx}^{\text{Ю}}$ и $F_{jz}^{\text{Ю}}$ — силы инерции юбки по оси x и z соответственно; $J_{\text{Ю}}$ — момент инерции относительно центра масс юбки $O_{\text{Ю}}$;

$$\begin{aligned} F_{jx}^{\text{Ю}} &= m_{\text{Ю}} \ddot{x}_{O_{\text{Ю}}}; \\ F_{jz}^{\text{Ю}} &= m_{\text{Ю}} \ddot{z}_{O_{\text{Ю}}}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\ddot{x}_{O_{\text{Ю}}}$ и $\ddot{z}_{O_{\text{Ю}}}$ — ускорения юбки по оси x и z соответственно; $m_{\text{Ю}}$ — масса юбки.

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

Определяющее влияние на поперечное движение юбки поршня оказывает поперечная сила $F_{\Pi\text{Ю}z}$ со стороны поршневого пальца. Для определения данной силы рассмотрим систему сил, действующих на поршневой палец (рис. 4):

$$\begin{cases} \sum F_x : F_{\Gamma\Pi x} - F_{\text{Ш}\Pi x} - F_{\text{Ю}\Pi x} + G_{\Pi} = F_{jx}^{\Pi} \\ \sum F_z : F_{\Gamma\Pi z} + F_{\text{Ю}\Pi z} - F_{\text{Ш}\Pi z} = F_{jz}^{\Pi}, \end{cases} \quad (3)$$

где $F_{\Gamma\Pi x}$ и $F_{\Gamma\Pi z}$ — проекции силы на оси x и z , действующей со стороны головки поршня; $F_{\text{Ш}\Pi x}$ и $F_{\text{Ш}\Pi z}$ — 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,

$$F_{\Pi\text{Ю}z} = F_{\text{Ю}\Pi z} = F_{\text{Ш}\Pi z} - F_{\Gamma\Pi z} + F_{jz}^{\Pi}. \quad (4)$$

Для определения сил, действующих со стороны головки поршня $F_{\Gamma\Pi x}$; $F_{\Gamma\Pi z}$, и шатуна $F_{\text{Ш}\Pi x}$; $F_{\text{Ш}\Pi z}$ необходимо составить системы уравнений, описывающих их движение, в соответствии с расчетными схемами (рис. 5, 6).

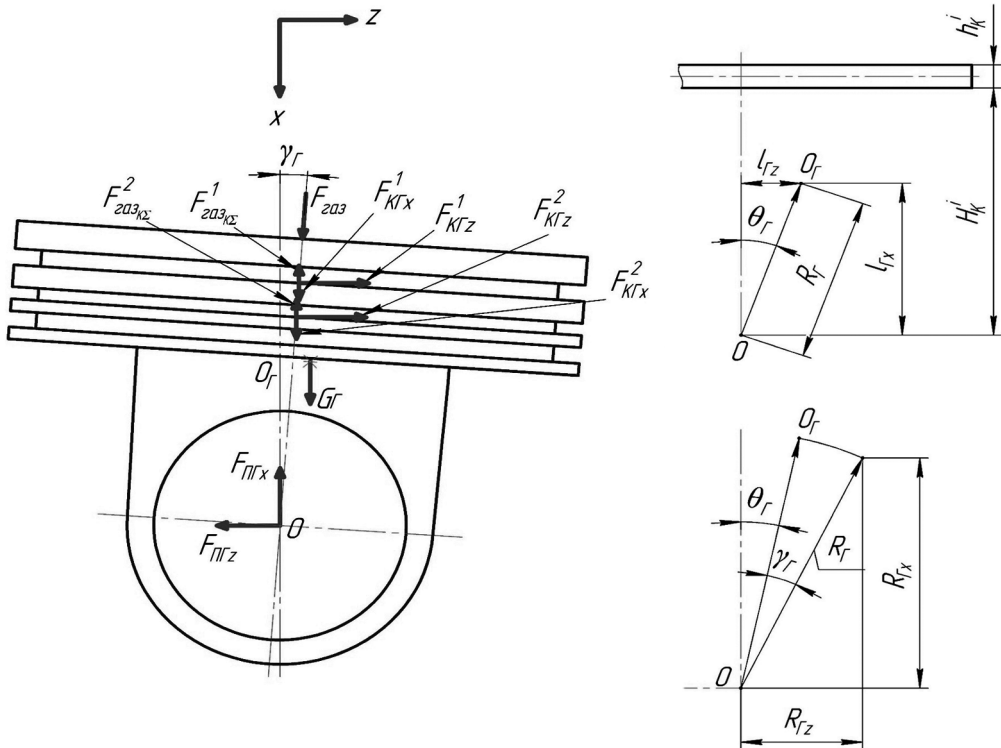


Рис. 5. Силы, действующие на головку поршня
[Fig. 5. Forces, acting on the piston head]

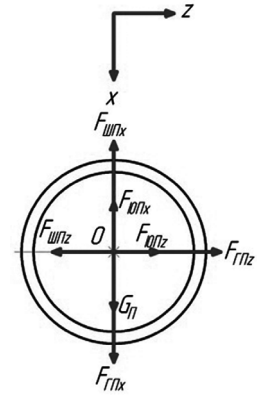


Рис. 4. Силы, действующие на поршневой палец составного поршня
[Fig. 4. Forces, acting on the piston pin]

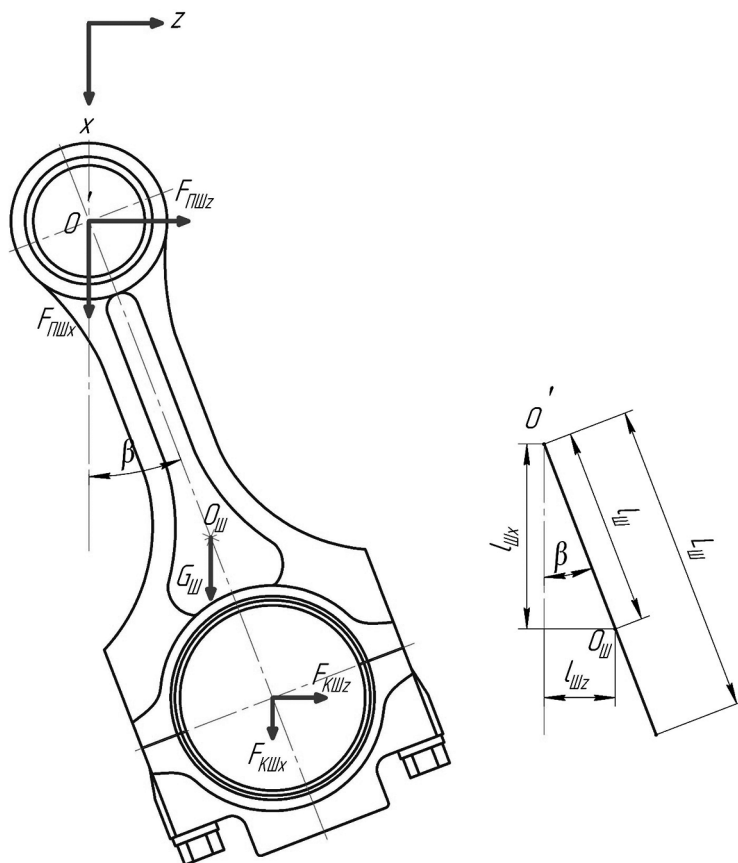


Рис. 6. Силы, действующие на шатун
[Fig. 6. Forces, acting on the connecting rod

Выполнив необходимые преобразования, получим расчетные выражения для сил, входящих в уравнение (4):

$$F_{ШПz} = (F_{газ} - F_{jx}) \operatorname{tg} \beta - F_{jx}^{BP} \operatorname{tg} \beta - F_{трz} \operatorname{tg} \beta + \left(G_{Пz} + G_{Ш} \frac{L_{Ш} - l_{Ш}}{L_{Ш}} \right) \operatorname{tg} \beta + F_{jz}^{Ш} \frac{L_{Ш} - l_{Ш}}{L_{Ш}} - \frac{J_{Ш} \ddot{\beta}}{L_{Ш} \cos \beta}, \quad (5)$$

где $(F_{газ} - F_{jx}) \operatorname{tg} \beta = N$ — боковая сила (см. учебники 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 ; $G_{П}$, $G_{Ш}$ — силы тяжести от масс деталей поршневой группы и шатуна соответственно; $F_{j кач}^{Ш} = \frac{J_{Ш} \ddot{\beta}}{L_{Ш} \cos \beta}$ — сила инерции, вызванная качательным движением шатуна; $J_{Ш}$ — момент инерции шатуна относительно центра масс; $\ddot{\beta}$ — угловое ускорение шатуна; $L_{Ш}$ — длина шатуна;

$$F_{\Gamma\Pi z} = F_{\Pi\Gamma z} = \sum_{i=1}^n F_{\text{K}\Gamma z}^i - F_{jz}^{\Gamma}, \quad (6)$$

где $F_{\text{K}\Gamma z}^i$ — сила действующая со стороны i -го кольца на головку поршня; F_{jz}^{Γ} — сила инерции головки поршня по оси z ; n — количество поршневых колец.

Полученные расчетные уравнения позволяют проводить комплексное исследование состояния юбки составного поршня и, в первую очередь, выполнять исследования влияния основных конструктивных параметров деталей поршневой группы и шатуна на условия гидродинамической смазки юбки поршня.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] *Макаров А.Р., Смирнов С.В., Осокин С.В.* Математическое моделирование движения поршня в цилиндре // *Известия МГТУ МАМИ*. 2014. Т. 1. № 2(20). С. 24–30.

© Смирнов С.В., Макаров А.Р., Воробьев А.А., 2017

История статьи:

Дата поступления в редакцию: август 2017

Дата принятия к печати: сентябрь 2017

Для цитирования:

Смирнов С.В., Макаров А.Р., Воробьев А.А. Математическое моделирование динамики движения юбки поршня в цилиндре двигателя внутреннего сгорания // *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: «Инженерные исследования»*. 2017. Т. 18. № 3. С. 338–344. DOI 10.22363/2312-8143-2017-18-3-338-344

Сведения об авторах:

Сергей Владимирович Смирнов, кандидат технических наук, доцент департамента машиностроения и приборостроения инженерной академии Российского университета дружбы народов. *Сфера научных интересов*: динамика движения деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания, гидродинамика трения в цилиндро-поршневой группе, теплонапряженность деталей двигателя внутреннего сгорания. *Контактная информация*: e-mail: Smirnof61@mail.ru

Александр Романович Макаров, кандидат технических наук, профессор департамента машиностроения и приборостроения инженерной академии Российского университета дружбы народов. *Сфера научных интересов*: гидродинамика трения в цилиндро-поршневой группе, теплонапряженность деталей двигателя внутреннего сгорания, теория рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания. *Контактная информация*: e-mail: a-r-makarov@yandex.ru

Александр Алексеевич Воробьев, магистрант кафедры энергоустановки для транспорта и малой энергетики Московского политехнического университета. *Сфера научных интересов*: теплонапряженность деталей двигателя внутреннего сгорания, проектирование и расчет цилиндро-поршневой группы. *Контактная информация*: e-mail: va731158@gmail.com

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

S.V. Smirnov¹, A.R. Makarov¹, A.A. Vorobyev²

¹ Peoples' Friendship University of Russia
Miklukho-Maklaya str., 6, Moscow, Russia, 117198

² Moscow Polytechnic University
Bol'shaya Semenovskaya str., 38, Moscow, Russia, 107023

There examined method theoretical research of sectional piston skirt hydrodynamic lubrication, and influence of piston and connection rod groups options on it.

Key words: diesel, sectional piston, hydrodynamic lubrication, piston group, friction

REFERENCES

- [1] Makarov A.R., Smirnov S.V., Osokin S.V. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniya porshnya v tsilindre. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2014. Vol. 1. No. 2(20). P. 24–30. (In Russ.).

Article history:

Received: August 2017

Accepted: September 2017

For citation:

Smirnov S.V., Makarov A.R., Vorobyev A.A. (2017) Mathematical modeling of a piston skirt in the cylinder of the internal combustion. *RUDN Journal of Engineering Researches*, 18(3), 338–344. DOI 10.22363/2312-8143-2017-18-3-338--344

Bio Note:

Sergei V. Smirnov, PhD (in Technical Sciences), Associate Professor at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering, Engineering Academy, Peoples' Friendship University of Russia. *Research interests:* dynamics of the movement of the crank-connecting mechanism of the internal combustion engine, hydrodynamics of friction in the cylinder-piston group, heat stress of the internal combustion engine parts. *Contact information:* e-mail: Smirnof61@mail.ru

Alexander R. Makarov, PhD (in Technical Sciences), Professor at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering, Engineering Academy, Peoples' Friendship University of Russia. *Research interests:* hydrodynamics of friction in the cylinder-piston group, heat stress of the internal combustion engine parts, theory of the working process of an internal combustion engine. *Contact information:* e-mail: a-r-makarov@yandex.ru

Alexander A. Vorobyev, graduate student at the Department of Power Plants for Transport and Small Power engineering, Moscow Polytechnic University. *Research interests:* heat stress of the internal combustion engine parts, design and calculation of cylinder-piston group. *Contact information:* e-mail: va731158@gmail.com