

Грицюк Александр Васильевич – докт. техн. наук, с.н.с., главный конструктор “Научно-производственного предприятия Дизель Групп”, Харьков, Украина, e-mail: prpdg@ukr.net.

Ревелюк Иван Сергеевич – аспирант кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: norad88@mail.ru

Левченко Денис Вадимович – магистр кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: denislev4enko@gmail.com

МЕТОД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВОГО ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ КРИВОШИПУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

О.В. Грицюк, І.С. Ревелюк, Д.В. Левченко

Розроблено метод експериментально-розрахункового визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала. Спроектований і виготовлений спеціальний стенд для відпрацювання даного методу. Проведено апробацію цього методу на прикладі визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала рядного чотирициліндрового автомобільного дизеля ДА10. Надано рекомендації щодо спрощення розробленого методу до інженерного способу експериментального визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала.

METHOD OF EXPERIMENTAL AND CALCULATED DETERMINATION OF THROW STIFFNESS OF CRANKSHAFT

A. V. Gritsuk, I. S. Revelyuk, D. V. Levchenko

The method of experimental and calculation determination of throw stiffness of crankshaft has been developed. A special stand for testing this method has been designed and manufactured. Approbation of this method on example of determining throw stiffness of crankshaft of DA10 inline four-cylinder diesel engine has been led. Recommendations concerned simplification the developed method to an engineering method of experimental determination of throw stiffness of crankshaft have been given.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.06

В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

К РАСЧЕТУ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ КОЛЬЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ДВС С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Предложена математическая модель течения газов через кольцевые уплотнения цилиндра-поршневой группы, которая учитывает дросселирующее влияние верхнего пояса поршня и изменения проходных сечений и объемов кольцевого лабиринта, вызванных перемещением поршневых колец в канавках поршня. Представлены расчетные и экспериментальные данные по перемещению поршневых колец в канавках поршня. Отмечается существенное влияние поведения второго компрессионного кольца на динамическую устойчивость кольцевого уплотнения. Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчетов показывает их удовлетворительную сходимость.

Введение

Постановка проблемы. Любое стремление повысить надежность и долговечность современных ДВС сталкивается с проблемой совершенствования поршневых колец (ПК), поскольку всякое даже незначительное нарушение их работы может вызвать такие нежелательные дефекты как усиленный износ, перерасход горючесмазочных материалов, интенсивное нагарообразование и т.д., приводящие в отдельных случаях к поломке двигателя [1].

Анализ выполненных работ показывает, что для успешного решения этой проблемы необходимо учитывать сложный комплекс явлений, связанных с условиями течения газов через кольцевой лабиринт поршня, характером смазки и трения в сопряженных поверхностях, особенностями движения и деформаций деталей цилиндропоршневой группы от действующих сил.

До сих пор наши знания об этих явлениях недостаточны и не позволяют получить приемлемые для практики достоверные количественные зависимости, поэтому требуется проведение дополнительных углубленных как теоретических, так и экспериментальных исследований.

Предложенные математические модели [2,3,4,5] оставляют неясным вопрос о расчете течения газов с учетом изменения геометрических соотношений внутри кольцевого лабиринта во время работы двигателя, вызванных, в частности, перемещением ПК в канавках поршня. Хотя этот фактор, как свидетельствуют экспериментальные исследования перемещения ПК на работающих двигателях [2,3,4,5], нельзя не принимать во внимание, так как он непосредственно влияет на величины как проходных сечений в кольцевом уплотнении, так и объемов канавочных пространств.

В работе [3] предложена интегральная модель функционирования ПК с учетом динамического

фактора, однако её описание носит общий характер, что затрудняет практическое использование.

К недостаткам моделей можно отнести и пренебрежение дросселирующим влиянием верхнего пояса поршня, который играет значительную роль в обеспечении надежности форсированных двигателей.

Цель работы. Предложить методику расчета течения газов через кольцевое уплотнение ДВС с учетом динамики поршневых колец, которая позволит уточнить теоретический анализ и создаст предпосылки к дальнейшему совершенствованию деталей ЦПГ двигателя.

Основной материал. В общей постановке задача течения газов через заколочные объемы поршня довольно сложна, однако её можно упростить, если ввести следующие получившиеся экспериментальные и теоретические обоснования допущения [4,5,6,7]:

- а) процесс течения газов принять квазистационарным;
- б) площади проходных сечений между кольцом, поршнем и гильзой цилиндра заменить эквивалентной площадью проходного сечения замка кольца;
- в) геометрические соотношения в кольцевом уплотнении могут изменяться только из-за осевой разгрузки колец и последующего их отрыва от опорной поверхности канавки.

В данной работе задача рассматривается на примере кольцевого уплотнения, состоящего из трех колец при различных случаях их взаимного расположения в канавках, которые получили экспериментальные подтверждения в работах [2, 8].

Принципиальные особенности принятой модели состоят в том, что в ней учтено дросселирующее влияние верхнего пояса поршня, а также изменения площадей проходных сечений и объемов межкольцевых пространств из-за перемещения колец в канавках.

Принято, что отрыв колец от опорных поверхностей канавки в направлении оси поршня происходит в моменты, когда сумма сил от давления газов P_G , инерции кольца P_j и трения P_f равны нулю, т.е.

$$\sum P = P_G + P_j + P_f = 0$$

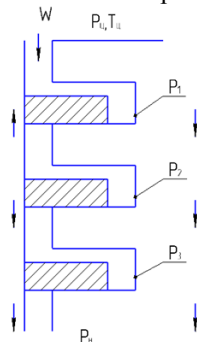
В основу теоретических исследований были положены дифференциальные уравнения балансов масс и энергии, а также критериальное уравнение теплообмена при течении газов в микрощелевых каналах [2, 9]. Для второй и третьей поршневых канавок течение газов принималось изотермным при температуре газов, равной среднему арифме-

тическому температур канавок поршня и гильзы цилиндра [4].

Полученные расчетные уравнения для различных случаев взаимного расположения колец в канавках и соответствующим им возможными течениями газов в кольцевом лабиринте представлены в виде:

Случай 1. $\Sigma p_1 > 0, \Sigma p_2 > 0, \Sigma p_3 > 0$

при $p_u > p_1 > p_2 > p_3$



$$\frac{dp_1}{d\tau} = a_1 \cdot p_u \times \left[\frac{1}{\mu f_0} \cdot \psi \left(\frac{p_m}{p_u} \right) \cdot \frac{k_u}{\beta_1} \sqrt{T_u} - k_1 \cdot \psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \frac{p_1}{p_u} \sqrt{T_1} - \frac{\alpha \cdot F_1 \cdot \Delta t_1 \cdot \sqrt{R_T}}{\mu_1 f_1 \cdot \beta_1 \cdot c_u \cdot p_u} \right] \quad (1)$$

для второй и третьей канавок ($m = 2,3$), $p_4 = p_u$.

$$\frac{dp_m}{d\tau} = a_m \cdot p_{m-1} \left[\frac{1}{\mu f_{m-1}} k_{m-1} \cdot \psi \left(\frac{p_m}{p_{m-1}} \right) \cdot \frac{T_m}{\sqrt{T_{m-1}}} - k_m \cdot \psi \left(\frac{p_{m+1}}{p_m} \right) \cdot \left(\frac{p_m}{p_{m-1}} \right) \sqrt{T_m} \right] \quad (2)$$

при $p_u < p_1 < p_2, p_2 > p_3, p_1 = p_u$

$$\frac{dp_2}{d\tau} = -a_m \cdot k_2 \cdot p_2 \cdot \sqrt{T_2} \left[\frac{1}{\mu f_1} \cdot \psi \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + \psi \left(\frac{p_3}{p_2} \right) \right],$$

$\frac{dp_3}{d\tau}$ – по формуле (2) при $m=3$

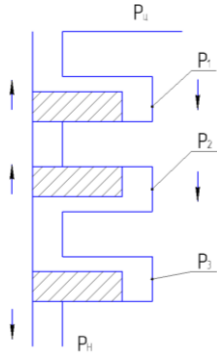
Случай 2. $\Sigma p_1 > 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 > 0$

при $p_u > p_1 > p_2 = p_3$

$$\frac{dp_1}{d\tau} - \text{по формуле (1)}$$

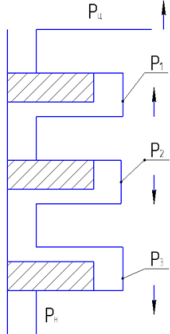
при $p_2 = p_3 > p_1, p_1 = p_u$

$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{dp_3}{d\tau} = a_{23} \cdot k_2 \times p_1 \left[\frac{\psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \cdot T_2}{\sqrt{T_1}} - \frac{1}{\mu f_2} \cdot \psi \left(\frac{p_H}{p_3} \right) \frac{p_3}{p_1} \sqrt{T_2} \right] \quad (3)$$



$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{dp_3}{d\tau} = -a_{23} \cdot k_2 \cdot p_2 \left[\psi \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + \frac{1}{\mu f_2} \cdot \psi \left(\frac{p_H}{p_3} \right) \right] \sqrt{T_2}. \quad (4)$$

Случай 3. $\Sigma p_1 < 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 > 0$
при $p_1 < p_2 < p_3; p_1 = p_H$



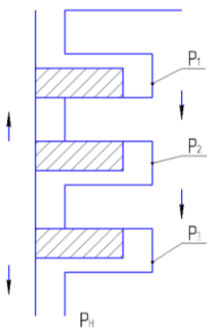
$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{dp_3}{d\tau} \text{ — по формуле (3)}$$

Случай 4. $\Sigma p_1 > 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 < 0$
при $p_1 > p_2 > p_3$

$$\frac{dp_1}{d\tau} \text{ — по формуле (1);}$$

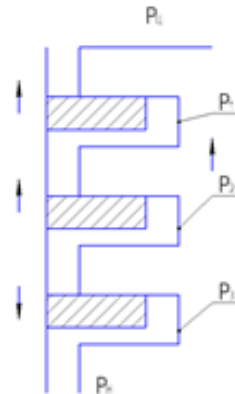
$$\frac{dp_2}{d\tau} \text{ — по формуле (2) при } m = 2$$

$p_3 = p_H$
при $p_1 < p_2 > p_3$



$$\frac{dp_2}{d\tau} = -a_2 \cdot k_2 \cdot p_2 \left[\psi \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + \frac{1}{\mu f_2} \cdot \psi \left(\frac{p_H}{p_3} \right) \right] \sqrt{T_2}.$$

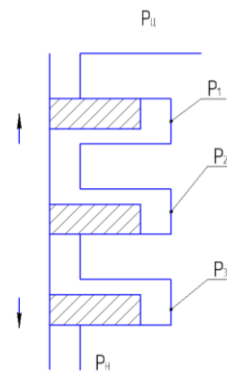
Случай 5. $\Sigma p_1 < 0, \Sigma p_2 < 0, \Sigma p_3 < 0$
при $p_1 < p_2 > p_3,$
 $p_1 = p_H$



$$\frac{dp_2}{d\tau} \text{ — по формуле (3) при } a_{23} = a_2; p_H = p_3;$$

$$p_3 = p_2.$$

Случай 6. $\Sigma p_1 < 0, \Sigma p_2 > 0, \Sigma p_3 > 0$
при $p_1 < p_2 > p_3$



$$p_1 = p_H;$$

$$p_2 = p_1;$$

$$\frac{dp_3}{d\tau} \text{ — по формуле (2) при } m = 3, p_4 = p_H,$$

где

$$a_1 = \frac{\mu_1 f_1 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_1}; \quad a_2 = \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_2};$$

$$a_3 = \frac{\mu_3 f_3 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_3}; \quad a_{23} = \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{R_{\Gamma}}}{V_2 + V_3};$$

$$\overline{\mu f_0} = \frac{\mu_0 f_0}{\mu_1 f_1}; \quad \overline{\mu f_1} = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2};$$

$$\overline{\mu f_2} = \frac{\mu_2 f_2}{\mu_3 f_3}; \quad \overline{\mu f_3} = \frac{\mu_3 f_3}{\mu_1 f_1};$$

$$t_f = \frac{(t_u + t_1)}{2}; \quad \beta_1 = \frac{c_{v1}}{c_{vu}};$$

$$\Delta t_1 = 2t_f - t_w - t_n;$$

ψ – скоростная функция, зависящая от отношения давлений [7]. μ , f – коэффициент расхода и проходные сечения между заколочными объемами V_1 , V_2 , V_3 ; p_{max} – давление газов в минимальном сечении струи [7]; α – коэффициент теплоотдачи в кольцевой щели верхнего пояса поршня; F_l – площадь тепловоспринимающих поверхностей; t_f – определяющая температура газов; t_n , t_w – средняя температура головки поршня и гильзы цилиндра; R_f , k – газовая постоянная и показатель адиабаты для газов; τ – время

Поскольку приведенные дифференциальные уравнения не поддаются интегрированию в элементарных функциях, их решение может быть получено численным интегрированием. При расчетах предполагалось, что количественная оценка газовых сил и сил трения колец производится исходя из их значений на предшествующем шаге интегрирования, после чего определяются суммарные нагрузки (ΣP) на кольцах, их взаимные положения в канавках и соответствующий им характер течения газов в лабиринте.

В реальных условиях в силу разных причин кольцо может частично или полностью разгрузиться от давления газов в осевом направлении, и тогда его фактическая площадь соприкосновения по нижнему торцу s_ϕ будет меньше номинальной $s_0 = \pi D_u t$, где t – толщина кольца, т.е. $s_\phi = \eta_k s_0$, где η_k – относительная площадь контакта. Результирующее давление газов на кольцо в осевом направлении будет равно:

$$P_T = \eta_k \left(p_{n-1} - \frac{p_{m-1} + p_m}{2} \right).$$

Силы инерции кольца находились по общеизвестной формуле, а силы трения из следующих соображений.

На части хода поршня, где наблюдается жидкостная смазка, использовалось уравнение Рейнольдса с учетом влияния количества масла, заполняющего объемы межкольцевых полостей поршня, что позволяло кроме того найти зоны жидкостной смазки [10]. На части хода поршня, соответствующей полужидкостной смазке, принимая во внимание диаграмму Герси – Штрибека допускалась линейная зависимость коэффициента трения кольца f_k от скорости поршня u_n , т.е. использовалась формула:

$$f_k = f_{max} - \frac{u_n}{u_{жс}} (f_{max} - f_{жс}),$$

где f_{max} – максимальное значение коэффициента трения при положении поршня в ВМТ; $f_{жс}$, $u_{жс}$ – коэффициент трения и скорости поршня, соответствующие началу возникновения условий жидкостного трения. Величины f_{max} , $f_{жс}$ – находились согласно работе [11] для различных видов контактного взаимодействия колец и ГЦ. Тогда сила трения кольца:

$$P_{mp} = f \cdot \pi \cdot D_u \cdot h_k \left\{ p_u + 0,5(p_{m-1} - p_m) \right\}$$

где f_{max} – максимальное значение коэффициента трения при положении поршня в ВМТ; $f_{жс}$, $u_{жс}$ – коэффициент трения и скорости поршня, соответствующие началу возникновения условий жидкостного трения. Величины f_m , $f_{жс}$ – находились согласно работе [11] для различных видов контактного взаимодействия колец и ГЦ. Тогда сила работы трения кольца:

$$P_{mp} = f \cdot \pi \cdot D_u \cdot h_k \left\{ p_y + 0,5(p_{m-1} - p_m) \right\}$$

где h_k – высота кольца, p_y – давление от сил собственной упругости кольца, p_{m-1} , p_m – давления газов в пространствах над и под кольцом.

Для сравнения всех сил они приводятся к общей размерности путем деления их на площадь контакта нижнего торца кольца.

Оценка возможности практического использования предлагаемого динамического расчета проводилась путем сравнения теоретических результатов с данными экспериментов на работающем дизеле 6Ч 15/18 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 110 \text{ кВт}$) [6,8].

Основными исходными данными для расчета были: $D_u = 0,15 \text{ м}$; $S_u = 0,18 \text{ м}$; $h_k = 3,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $t = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 110 \text{ кВт}$; $\mu_0 f_0 = 8,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; $\mu_1 f_1 = \mu_2 f_2 = \mu_3 f_3 = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $V_1 = V_2 = V_3 = 3,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $f_{max} = 0,1$; $\eta_k = 0,1 \dots 1$.

При выборе величин проходных сечений для газов через кольца учитывалась как площадь прохода в замке, так и площадь просветов между кольцами и гильзой цилиндра. Угол потери контакта кольца у замка ориентировочно оценивался по участкам пригоревшего масла на кольцах, проработавших на двигателях в течение 200...500 часов.

Задание начальных и граничных условий проведено по результатам индицирования и термометрирования дизеля на номинальном режиме работы. Коэффициент расхода μ принят согласно рекомендациям работ [4,5].

На рис.1 представлены опытные и расчетные положения трех колец относительно опорных торцевых поверхностей канавок согласно приведенным выше формулам при $\eta_k = 0,55$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала ϕ .



Рис. 1. Положение верхнего, второго и третьего колец относительно торцевых поверхностей канавок в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ :

1 - эксперимент, 2 - расчет

Здесь же на рис.2 показаны соответствующие изменения экспериментальных давлений газов в полостях канавок.

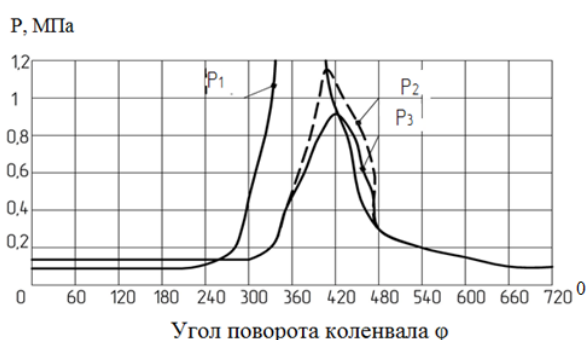


Рис. 2. Изменения экспериментальных давлений p_1 , p_2 , p_3 на номинальном режиме работы дизеля 6Ч15/18 в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ

Видно, что второе компрессионное кольцо перемещается на такте сжатия к верхней плоскости канавки при $\varphi_1 = 45^\circ$ до ВМТ под давлением сил инерции, преодолевающих силы трения и давления газов, проникающих к этому моменту в полость второй канавки. При $\varphi_2 = 90^\circ$ после ВМТ кольцо садится на нижнюю плоскость канавки. Отрыв кольца на такте выпуска происходит при $\varphi_3 = 60^\circ$ до ВМТ, а посадка на такте впуска $\varphi_4 = 100^\circ$ после ВМТ. Такой характер перемещения второго кольца в канавке можно объяснить тем, что на такте сжатия, как показывают кривые изменения сил давления газов, происходит разгрузка кольца от сил давления газов, вызванная нарушением уплотнения между нижним торцом кольца и плоскостью канавки из-за значительного перекоса поршня в гильзе цилиндра вследствие его небольшой длины, а также существенной деформации гильзы (овал до 0,1...0,2 мм).

Осевая разгрузка первого кольца происходит в первой половине такта расширения по вышеперечисленным причинам, а также из-за быстрого падения давления газов в цилиндре (жесткость процесса сгорания порядка 0,6... 0,7 МПа/град).

Таким образом, даже в дизелях с умеренной частотой вращения ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) может происходить перемещение колец в канавках, приводящее к заметному ухудшению газомаслоуплотнения, если имеются причины, способствующие разгрузки колец от сил давления газов.

Сопоставление полученных экспериментальных данных по перемещению колец в канавках с результатами расчетов показывает их удовлетворительную сходимость при принятых исходных данных работы кольцевого уплотнения.

Также, как следует из анализа зависимостей, приведенных на рис.3, приближенный расчет с относительной ошибкой не более +20% описывает результаты опытов по измерению давления газов в полостях кольцевых канавок.

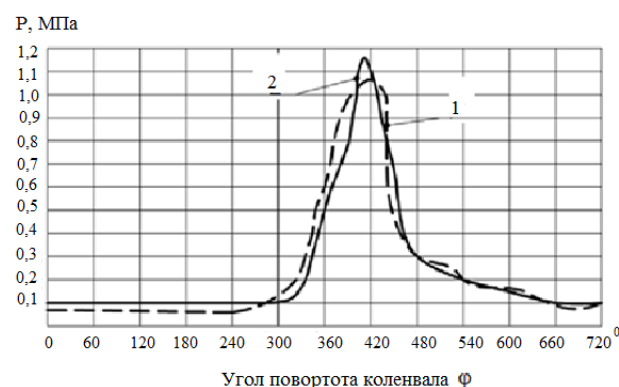


Рис. 3. Сравнение опытных и расчетных данных по изменению давлений p_2 на режиме номинальной мощности:

1 – расчетная кривая,
2 - экспериментальная

Следовательно, подтверждается достоверность предлагаемой динамической модели работы кольцевого уплотнения и возможность её применения в инженерной практике для расчетно-теоретического анализа работы поршневых колец. В частности, модель позволяет выявить параметры колец, при которых их отрыв на сжатии будет невозможен.

Для дальнейшего развития и углубления динамического расчета требуется прежде всего уточнение выбора его исходных данных, иногда имеющих стохастическую природу и заметное рассеивание. Успешное решение этой сложной задачи потребует накопления опытных данных и последующего их обобщения, что предусматривает в первую

очередь создание соответствующих высокоточных и надежных измерительных методов и устройств.

Выводы

1. Предложенный динамический расчёт кольцевого уплотнения ДВС позволяет уточнить теоретический анализ работы поршневых колец и создаст предпосылки к дальнейшему совершенствованию деталей цилиндропоршневой группы двигателя.

2. Расчетные значения по перемещению поршневых колец в канавках и давлению газов в заколочных пространствах дают удовлетворительную сходимость с результатами проведенных экспериментов на работающем дизельном двигателе.

3. Развитие и углубление динамического расчета возможно путем накопления экспериментального материала и последующей оценки реальных условий газомаслоуплотнения, а также исходных данных о работе поршневых колец с использованием, например, метода оптимальной фильтрации Калмана.

4. Существенное влияние на динамическую устойчивость кольцевого уплотнения оказывает поведение второго компрессионного кольца. Поэтому целью проверочного расчета динамики колец, является выбор их параметров, при которых отрыв второго кольца на такте сжатия будет невозможен.

Список литературы:

1. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченко та проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Прапор, 2004 – 384с. 2. Энглиш К. Поршневые кольца в 2 томах. Т.1./ К. Энглиш – М: Машиностроение, 1962. – 584с. 3. Truscott R. Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blow by/ R. Truscott, T. Reid, B. Ruddy // SAE. Paper №831282, 1983, P.11- 23. 4. Furuhamata S. On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1st Report) / S. Furuhamata, T.Tada // Bulletin of ISME. – 1961–V.4. – №16. – P.684 – 691. 5. Furuhamata S., Tada T., On the of Gas Through the Piston Rings (2nd Report) // Bulletin of JSME. – 1961 –V.4. – №16. – P.691 – 698. 6. Заренбин В. Г. Экспериментальное определение давления газов в заколочном пространстве быстроходного дизеля / В. Г. Заренбин, А.С. Орлин, Л. Я. Юсим, Г. Н. Гузанов // Известия вузов. – М: Машиностроение, 1966. - №12. – С.82-

86. 7. Орлин А. С. Определение параметров газов в полостях канавок ДВС / А. С. Орлин, В. Г. Заренбин // Известия вузов. М: Машиностроение, 1972. - №11 – С.77 – 82. 8. Орлин А. С. Экспериментальное исследование осевого движения компрессионных колец / А. С. Орлин, В.Г. Заренбин // Вестник машиностроения. – 1966. - №9 – С.17 – 19. 9. Зотов Н.М. Экспериментальное исследование теплообмена при течении воздуха в микрощелевых каналах/ Н.М. Зотов // Известия вузов. Машиностроение, - 1969. - №8. – С. 74 – 76. 10. Заренбин В. Г. Уточненная оценка зон полужидкостной смазки поршневого кольца с учетом ограниченной подачи масла/ В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, И. Ю. Руднев // Вісник Приніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ: ПДАБ та А. - 2004. - №6. - С.22 – 28. 11. Крагельского И. В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. Кн. 1/ ред. И. В. Крагельского, В. В. Алицина. М: Машиностроение, 1978 – 400с. 12. Furuhamata S. Axial movement of piston rings in the groove / S. Furuhamata, M. Hiruma // ASLE/ Prepr. 1972. - №12 – 10pp.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A. P., Ryzantsev M. K., Shehovtsov A. F. (2004), Engines of internal combustion. [Dviguni vnutrishnogo zgoraniya]: seriya pidruchnikov u 6 tomah. T.1. Development of constructions of forced engines of ground transport vehicles. [Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin], Kharkiv., 384p. 2. English K. Piston rings. [Porshnevie kolca] in 2 volumes. V.1. (1962), Mechanical Engineering, 584p. 3. Truscott R., Reid T., Ruddy B. (1983), Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blow by, SAE. Paper №831282, P.11-23. DOI.10.4271/831282. 4. Furuhamata S., Tada T. (1961), On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1st Report), Bulletin of ISME, V.4, №16, pp. 684 – 691. DOI. 10.1299/jsme1958.4.684. 5. Furuhamata S., Tada T. (1961), On the of Gas Through the Piston Rings (2nd Report), Bulletin of JSME, V.4, №16, pp. 691 – 698. DOI. 10.1299/jsme1958.4.691. 6. Zarenbin V. G., Orlin A.S., Yusim L. Y., Guzanov G. N. (1966), Experimental determination of gas pressure in the space behind ring of a high-speed diesel engine. [Eksperimentalnoe opredelenie davleniya gazov v zakolechnom prostranstve bistrohodnogo dizelya], Mechanical engineering, P.82-86. 7. Orlin A. S., Zarenbin V. G. (1972), Determination of the parameters of gases in the cavities of the internal combustion engine. [Opredelenie parametrov gazov v polostyah kana vok DVS], Mechanical Engineering, P.77 – 82. 8. Orlin A. S., Zarenbin V.G. (1966), Experimental study of the axial motion of compression rings. [Eksperimentalnoe issledovanie oseвого dvazheniya kompressionnih kolec], Vestnik of Machine Engineering, P.17 – 19. 9. Zotov N. M. (1969), Experimental study of heat exchange during airflow in micro-slots of channels. [Eksperimentalnoe issledovanie teploobmena pri techenii vozduha v mikroshlevih kanalah], mashinostroenie, P. 74 – 76. 10. Zarenbin V. G., Kolesnikova T. N., Rudnev I. Y. (2004), Refined estimation of the zones of semi-liquid lubrication of a piston ring with allowance for limited oil supply. [Utochnennaya ocenka zon polugidkosnoj smazki porshneвого kolca s uchedom ogranichennoj podachi masla], Dnipropetrovsk: PSACEA and A - №6, P 22 – 28. 11. Kragelsky I. V., Alisina V. V. (1978), Friction, wearing and lubrication. [Trenie, iznashivanie i smazka], mashinostroenie, 400p. 12. Furuhamata S., Hiruma M. (1972), Axial movement of piston rings in the groove // ASLE/ Prepr., №12, 10pp. doi. 10.1080/05698197208981428.

Надійшла до редакції 29.06.2017 р.

Заренбін Володимир Георгійович – д.т.н., професор кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: zvg@mail.pgasa.dp.ua.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – к.т.н., доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: tnk1403@ukr.net.

ДО РОЗРАХУНКУ ТЕЧІЇ ГАЗІВ ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВІ УЩІЛЬНЕННЯ ДВЗ З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІКИ ПОРШНЕВИХ КІЛЬЦЬ

В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова

Запропонована математична модель течії газів через кільцеві ущільнення циліндро-поршневої групи враховує дроселюючий вплив верхнього пояса поршня і зміни прохідних перетинів і об'ємів кільцевого лабіринту, викликаних переміщенням поршневих кілець в канавках поршня. Представлені розрахункові та експериментальні дані по переміщенню поршневих кілець в канавках поршня. Відзначається істотний вплив поведінки другого компресійного кільця на динамічну стійкість кільцевого ущільнення. Зіставлення експериментальних даних з результатами розрахунків показує їх задовільну збіжність.

TO CALCULATION OF GAS FLOW THROUGH RING SEAL SEALS WITH REGULAR DYNAMICS OF PISTON RINGS

V.G.Zarenbin, T.N. Kolesnikova

The mathematical model of gas flow through the ring seals of the cylinder-piston group which takes into account the throttling effect of the upper piston belt and changes in the incoming sections and volumes of the ring labyrinth caused by the displacement of the piston rings in the piston grooves has been suggested. The calculated and experimental data on the displacement of piston rings in the grooves of the piston are presented. There is a significant effect of the behavior of the second compression ring on the dynamic stability of the ring seal. Comparison of the experimental data with the results of calculations shows their satisfactory convergence.

УДК 621.43.016

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.07

И.А. Мордвинцева, А.Н. Клименко, Р. Ариан, О.Ю. Линьков, В.А. Пылев

ОСОБЕННОСТИ ЗАДАНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ

Выполнен анализ стационарных и нестационарных моделей эксплуатации транспортных двигателей на примере тракторного дизеля третьей категории. Предложено оценку ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня осуществлять с учетом изменения частоты вращения коленчатого вала. Определены управляющие функции граничных условий теплопроводности поршня в зоне поршневых колец, необходимые для моделирования основных переходных процессов нестационарной модели эксплуатации дизеля. Работа выполнена на примере дизеля 4 ЧН12/14.

Введение

При проектировании поршней для двигателей внутреннего сгорания постоянно возрастают требования к собственно процессу проектирования. В большинстве своем эти требования обусловлены повышением показателей двигателя [1] при сокращении времени проектирования. При этом неотъемлемой задачей является обеспечение необходимого ресурса поршня. На стадии проектирования требуемого результата можно достичь на основе применения концепции гарантированного обеспечения ресурса [2,3]. Однако опыт реальной эксплуатации транспортных дизелей свидетельствует об имеющих место нарушениях указанной концепции, что характеризуется растрескиванием кромки камеры сгорания (КС) [4].

Моделирование условий эксплуатации двигателя в процессе проектирования поршня предполагает получение определенных последовательностей циклов нагружения детали. Это означает, что совершенствование используемых методик моделирования потери прочности следует осуществлять в направлениях уточнения нестационарных моделей

эксплуатации и изменения термонапряженного состояния поршня в переходных процессах его нагружения.

Анализ публикаций

Для моделирования процесса потери прочности поршня может быть использовано выражение, учитывающее накопленные повреждения материала в особо теплонапряженной зоне конструкции [5]:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}^{(j)}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k U_k^{(j)} \leq 1, \quad (1)$$

где d_{fs} – совокупность величин накопленных повреждений от усталости d_f и ползучести d_s ; $j = 1, 2, \dots, N_0$ – совокупность переходных процессов нестационарной модели нагружения поршня; $k = 1, 2, \dots, N1_j$ – совокупность всех циклов низкочастотного нагружения детали k -го переходного процесса; $N_{fk}^{(j)}$ – количество циклов до разрушения, вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения; $U_k^{(j)}$ – энергия рассеивания при ползучести, вызванная единичным k -м циклом