

**Пылёв Владимир Александрович** – доктор техн. наук, профессор, и.о. зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

**Нестеренко Ирина Александровна** – преподаватель-стажер кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

**Бакланов Сергей Николаевич** – студент 6 курса кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина.

## ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ З УРАХУВАННЯМ ТРИВАЛОСТІ ЦИКЛІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

*В.О.Пильов, І.О. Нестеренко, С.М. Бакланов*

У статті розглядаються питання, пов'язані із забезпеченням ресурсної міцності поршнів при форсуванні дизеля. Відзначено, що ресурсна міцність поршня залежить від тривалості низькочастотного циклу його навантаження. У статті виконано аналіз суперечливості факторів впливу тривалості циклу навантаження двигуна на накопичені uszkodження, викликані процесами втоми і повзучості матеріалу. Виконана попередня оцінка ресурсної міцності поршня при різних рівнях форсування двигуна.

## PRELIMINARY ESTIMATION OF STRENGTH RESOURCE OF TRACTOR DIESEL TAKING INTO ACCOUNT THE DURATION OF TECHNOLOGICAL CYCLES

*V.A. Pylyov, I. A. Nesterenko, S.N. Baklanov*

The paper addresses issues related to ensuring resource strength of pistons while boosting the diesel. It is noted that the resource strength of the piston depends on the length of its low-cycle loading. In this paper the analysis of contradictory factors influencing the duration of cycle engine load on the accumulated damage caused by the processes of fatigue and creep of the material was made. A preliminary assessment of piston's resource strength at different levels of forcing the engine was also made.

УДК 621.432-1042.018.7

*А.В. Белогуб, А.А. Зотов, М.А. Максимова*

## ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ПРИ АНАЛИЗЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

*Рассмотрены особенности назначения граничных условий (закреплений и мест приложения действующих сил и реакций) при исследовании напряженно-деформируемого состояния поршня методом конечных элементов (МКЭ). Показано, что для корректного закрепления необходимо вводить грань на поверхности поршня в месте, где напряжения отсутствуют, а при расчете реакций учитывать смещение центра тяжести поршня относительно оси пальцевого отверстия.*

### Введение

Реализация той или иной технологии конструкторского проектирования сложных технических систем сегодня основывается на средствах универсальных САД-САЕ пакетов. Для разработки эффективных методов конструирования, связанных со спецификой конкретной конструкции, необходимо эту специфику формализовать [1,2]. В большинстве САЕ пакетов при анализе напряженно-деформированного состояния деталей и узлов конструкций нашел применение метод конечных элементов (МКЭ). Он является общепризнанным инструментом получения информации о рабочих деформациях, запасах прочности и пр. При этом основной задачей является корректное определение системы нагружения изделия и выбор системы его виртуальных закреплений. Применительно к поршню – очевидные, на первый взгляд, закрепле-

ния приводят к существенно некорректным результатам расчета как напряжений, так и деформаций. Так, например, закрепление типа «ролик/ползун», примененное к внешней, условно-цилиндрической, поверхности юбки, не учитывает ее фактическую нецилиндричность. К нецилиндрической поверхности, в свою очередь, нельзя применить вышеуказанный тип закрепления. Замена закреплений реакциями, приложенными к определенным местам детали (поршня), требует аналитического определения величины реакции и места (границы, ребра, точки), к которому эта реакция приложена.

**Цель работы** – разработка системы корректного закрепления поршня при его анализе МКЭ, и расчета реакций на поршень со стороны зеркала цилиндра.

**Выбор системы закреплений** [3,4]

Поршень – геометрически симметричное из-

делие. Плоскость симметрии перпендикулярна оси пальцевого отверстия и проходит через ось, образующей его, внешней поверхности<sup>1</sup>. Это означает, что можно ограничиться расчетом половинки поршня. Грань на его 3-D модели, образованная этой плоскостью (рис.1а), является очевидной для закрепления типа «симметрия» или «ролик/ползун».

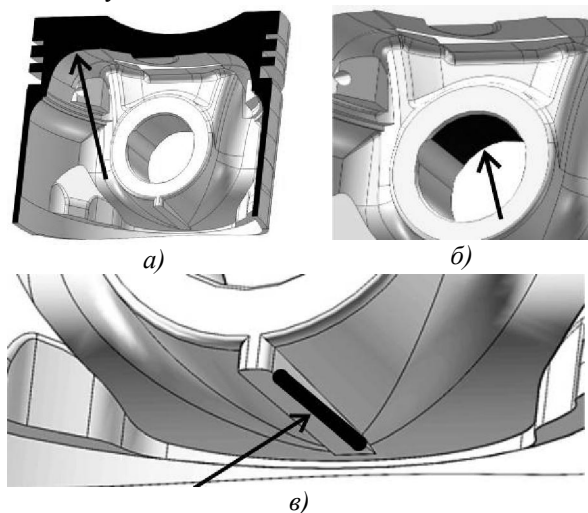


Рис. 1. Поверхности и ребро закреплений:  
а) – плоскость симметрии; б) – сектор в пальцевом отверстии; в) – ребро на бобышке

Следующей поверхностью, удобной для закрепления, является цилиндрический сектор пальцевого отверстия<sup>2</sup> (рис.1б), закрепляемый как «ролик/ползун». Такое закрепление (в радиальном направлении) не позволяет поршню перемещаться в плоскости симметрии. Оно условно корректно, так как оказывает воздействие на прилегающие к данной площадке массивы, не позволяя им деформироваться. Более корректным будет совместный расчет поршня и поршневого пальца, но, для предварительных расчетов допустимо использовать и упрощенный вариант. Однако, даже в этом случае следует ограничить глубину и ширину такой площадки, чтобы обеспечить большую достоверность результатов. Так, ширина площадки должна находиться в пределах 80-90% от диаметра отверстия под поршневой палец (что примерно соответствует сектору в 60 градусов), а глубина – примерно 1/3 от полной глубины отверстия (соответствует величине заделки пальца). Для определения размеров площадки можно воспользоваться формулой:

<sup>1</sup> По тепловым граничным условиям такой симметрии может и не быть, что связано с особенностями организации рабочего процесса

<sup>2</sup> Если анализируется сборка «поршень-палец», тогда необходимо закреплять палец, но поршень может вращаться вокруг него, т.е. все равно нужно «отбирать» еще одну степень свободы.

$$c = (b - a) / 2 \cdot b / D \cdot (1 - d^4 / D^4),$$

где  $a$  – величина вылета поршневого пальца, мм (см. рис.2);  $b$  – величина заделки поршневого пальца, мм;  $D$  – диаметр поршневого пальца, мм;  $d$  – внутренний диаметр поршневого пальца, мм.

Таким образом, поршень закреплен от 5-ти возможных перемещений. Последнее – вращение вокруг оси пальца – в реальных условиях ограничено контактом поршня со стенкой цилиндра, однако при компьютерном моделировании такого нагружения недостаточно заменить этот контакт силовым воздействием. Необходимо при помощи дополнительного закрепления ограничить вращение поршня. Как было сказано выше, это закрепление не может быть приложено к внешней поверхности поршня (юбке). Такое закрепление при нагружении оказывает влияние на форму юбки (ее части) так как не дает ей деформироваться, что не соответствует действительности. Дополнительное закрепление в расчетной модели не имеет эквивалента в действительных условиях работы ДВС, поэтому оно, будучи введенным в расчетную модель, не должно оказывать сколько-нибудь существенного влияния на результаты расчетов. Для обеспечения выполнения этого условия предлагается производить закрепление типа «ролик/ползун», ограничивающее поворот поршня вокруг оси пальцевого отверстия, по кромке искусственно введенного ребра на бобышке (рис.1в), в месте, где возникающие напряжения минимальны при любом воздействии внешних нагрузок.

При дальнейшем анализе отсутствие напряжений на этом ребре показывает правильность и закреплений, и рассчитанных реакций.

#### Расчет реакций от действия газовых и инерционных сил

Исходя из вышеизложенного, для корректного анализа, нам необходимо корректно нагрузить поршня с учетом принятой системы закреплений. На рис.2а показаны действующие на поршень силовые воздействия. Это два давления – со стороны камеры сгорания ( $p_{газ}$ ) и со стороны картера ( $p_k$ ), а также сила инерции, задаваемая в САЕ-пакетах ускорением  $j$ . Конструктивно поршень может иметь противощумовое смещение пальца относительно оси поршня и смещение его центра тяжести (ЦТ) относительно этой оси. Это приводит к возникновению пары сил, уравновешивающихся реакциями со стороны зеркала цилиндра. Кроме того необходимо уравновешивать нормальную к юбке поршня составляющую, связанную с наклоном шатуна. Следует также отметить, что силы реакции на юбку меняют свой знак и место приложения, что фактически означает переход этой силы (пары сил)

с одной стороны юбки на другую, но задавать силовую нагрузку в САЕ-пакете следует как положительную, выбирая ее место приложения в зависимости от совокупности влияющих факторов – угла поворота кривошипа, давления в картере и камере сгорания, противошумового смещения, смещения ЦТ, угловой скорости коленвала.

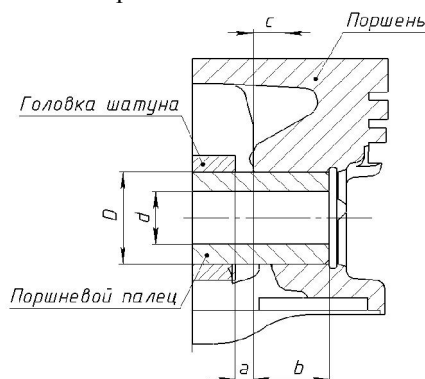


Рис. 2. Поршень с поршневым пальцем и верхней головкой шатуна

В связи с этим можно рассматривать 6 вариантов действия сил реакции на юбку поршня, а значит и 6 модификаций 3-D модели поршня, у которых площадки приложения сил реакции расположены по-разному (рис.3 а-е).

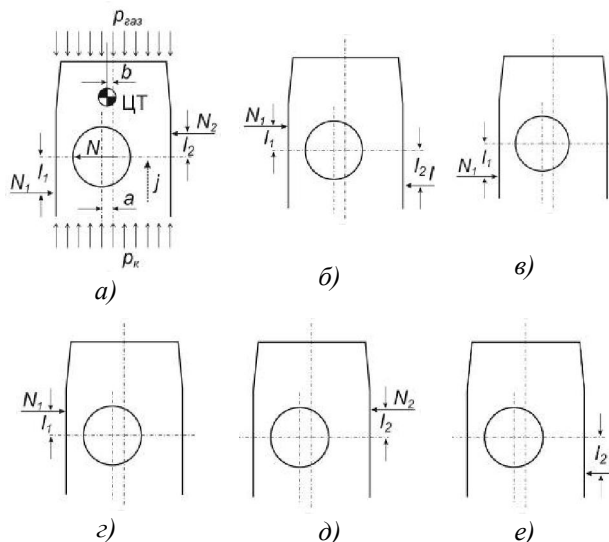


Рис.3. Варианты приложения сил реакций к юбке поршня:

$p_{газ}$  – давление над поршнем,  $p_k$  – давление под поршнем,  $a$  – противошумовое смещение,  $b$  – смещение ЦТ,  $j$  – ускорение поршня,  $N_1$  – реакция со стороны смещения пальца,  $N_2$  – реакция с противоположной стороны,  $l_1$  – плечо приложения силы  $N_1$ ,  $l_2$  – плечо приложения силы  $N_2$

Перечислим эти варианты:

а) - пара сил – справа сверху, слева снизу от оси пальцевого отверстия;

б) - пара сил – справа снизу, слева сверху;

в) - одна сила – слева ниже оси пальцевого отверстия;

г) - одна сила – слева выше оси пальцевого отверстия;

д) - одна сила – справа выше оси пальцевого отверстия;

е) - одна сила – справа ниже оси пальцевого отверстия.

В последних 4-х вариантах (рис.3 в, г, д и е) изменяется не только сила, но и геометрическое место ее приложения к юбке. Силы следует прилагать на площадки, размер и форма которых подробно исследована и представлена в [3,5].

Для определения реакций со стороны зеркала цилиндра, действующих на поршень при рассмотрении его силового нагружения, нами разработаны методика, базирующаяся на известных уравнениях, алгоритм и соответствующая программа, которая реализована в среде EXCEL. Зависимость давления в цилиндре от угла поворота коленвала может быть рассчитана как в самой программе, так и подставлена из других расчетов или являться результатом физического эксперимента<sup>3</sup>.

Для определения реакций, действующих на юбку поршня, воспользуемся условиями статического и динамического его равновесия:

$$\sum P_i = 0, \tag{1}$$

$$\sum M_i = 0, \tag{2}$$

где  $P_i$  – силы и реакции, действующие на поршень;  $M_i$  – моменты сил, действующие на поршень.

Из условий динамического и статического равновесия следует:

$$N_1 = \frac{(aP_{zn} + bP_{jn} + Nl_1)}{l_1 + l_2}, \tag{3}$$

где  $P_{zn} = (p_{газ} - p_k) \frac{\pi D^2}{4}$ ;  $D$  – диаметр поршня

$P_{jn} = -jm_n$  – сила инерции **только поршня**;  $m_n$  – масса поршня;  $j$  – ускорение поршня;  $l_1$  – плечо действия силы  $N_1$ ;  $l_2$  – плечо действия силы  $N_2$ ;  $N$  – боковая сила, действующая в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра и проходящей через ось пальцевого отверстия, рассчитанная с **учетом массы пальца и поступательно движущейся части шатуна**.

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta; \tag{4}$$

$$P_{\Sigma} = P_{zn} + P_j; \tag{5}$$

$$P_j = -jm_{шти}, \tag{6}$$

<sup>3</sup> Следует подчеркнуть, что при сравнительном анализе конструкций давление и ряд других ГУ не должны изменяться.

$m_{\text{пш}}$  – масса поршня, пальца и части шатуна;

$$j = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + \lambda k \sin \varphi); \quad (7)$$

$$\lambda = R/L; k=a/R; \quad (8)$$

$$\beta = \arcsin[\lambda(\sin \varphi - k)]; \quad (9)$$

$$N_2 = N - N_1. \quad (10)$$

Поскольку силы  $N_1$  и  $N_2$  меняют не только значение, но и свой знак в цикле и знак "+" или "-", что для разных сторон поршня обозначает отрыв юбки от зеркала цилиндра, то далее примем следующие обозначения:

$N'_1$  – сила, приложенная к юбке поршня со стороны против смещения пальца;  $N'_2$  – сила, приложенная к юбке поршня с противоположной стороны.

Тогда:

$$\begin{aligned} N_1 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ N'_1 = N_2 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ N \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0 \\ 0 \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0. \end{aligned} \quad (11)$$

При этом плечо приложения этой силы будет:

$$\begin{aligned} l_1 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ l'_1 = -l_2 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ -P_{\text{пор}}a/N \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0 \\ 0 \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} -N_1 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ N'_2 = -N_2 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ -N \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0 \\ 0 \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0. \end{aligned} \quad (13)$$

При этом плечо приложения данной силы будет:

$$\begin{aligned} l_1 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ l'_2 = -l_2 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ -P_{\text{пор}}a/N \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0 \\ 0 \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0. \end{aligned} \quad (14)$$

На рис. 4 приведена индикаторная диаграмма (рассчитанная в программном комплексе «Дизель РК» [6]), идентифицированная для двигателя ВАЗ 21083 по моменту и оборотам, которая использована

на для расчета реакций приведенных на рис. 4-6.

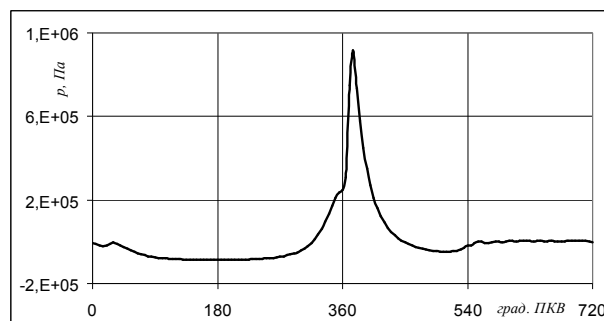


Рис. 4. Расчетная индикаторная диаграмма при  $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ ;  $M=5,3 \text{ Нм}$

Из расчетов (см. рис. 5-7) видно, что при изменении положения центра тяжести силы реакций, для нашего примера, изменились несущественно, но моменты переключений поршня, особенно на такте выпуска, сдвинулись существенно. С ростом частоты вращения (силы инерции) влияние станет заметнее. Изменение противошумового смещения существенно влияет как на силы реакций, так и на места их приложения.

#### Выводы

Анализ рисунков показывает, что, как и смещение пальцевого отверстия, так и смещение центра тяжести поршня относительно оси цилиндра существенно влияет и на величину сил реакций на юбку поршня, и систему приложения этих сил, что необходимо учитывать как при анализе напряженно-деформированного состояния, так и при профилировании поршня. При проведении расчетно-экспериментальных исследований, связанных, в частности, с изучением жидкостного трения в сопряжении поршень - зеркало цилиндра, рассмотренная технология расчета реакций с последующим расчетом МКЭ деформаций юбки поршня может быть использована для назначения начальных условий.

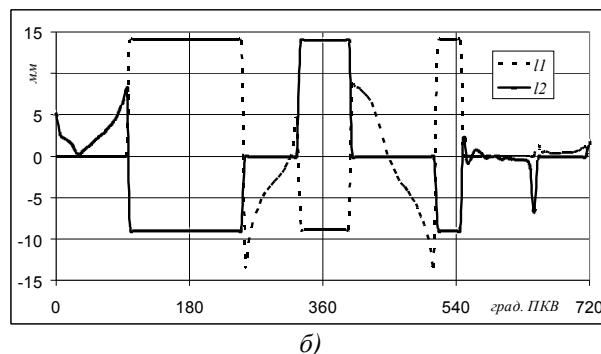
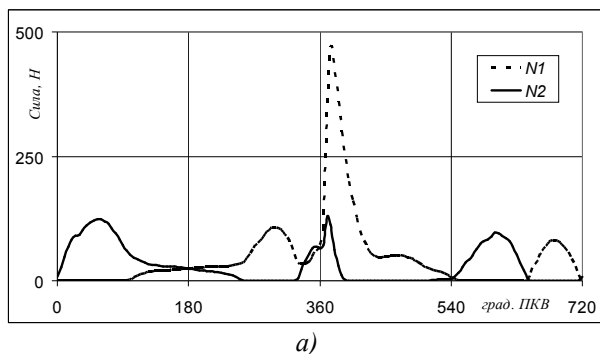
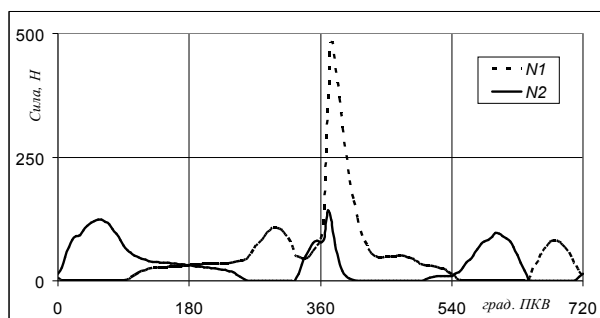
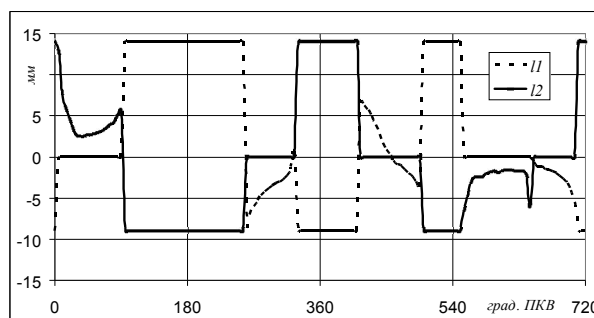


Рис. 5. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже -1,2 мм и ЦТ на оси цилиндра

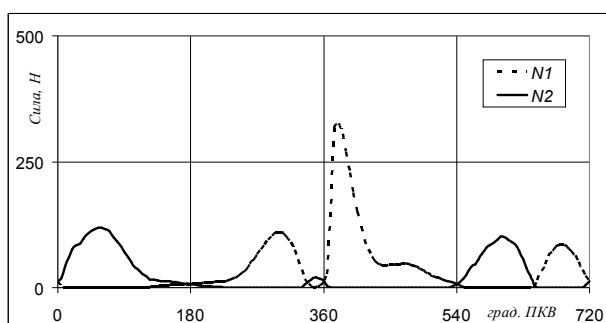


а)

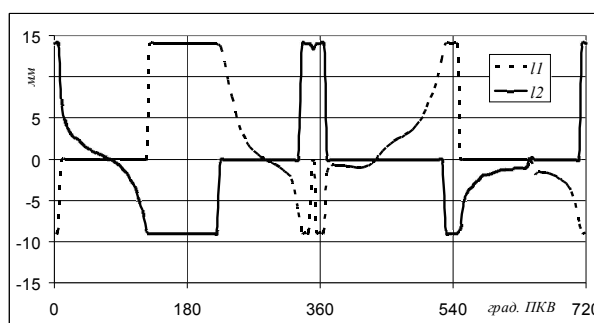


б)

Рис. 6. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже -1,2 мм и смещении ЦТ -0,6 мм



а)



б)

Рис. 7. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже -0 мм и смещении ЦТ -0,6 мм

Представленные результаты используются при анализе напряженно-деформированного состояния поршня в практике ПАО «АВТРАМАТ» при проектировании поршней.

**Список литературы:**

1. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с. 2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А.В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. - №3. – С. 27-40. 3. Зотов О.О. Удосконалення технології проектування тонкостінних поршнів ДВЗ з примусовим запаленням/ Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків. – 2010 р. – 127 с. 4. Белогуб А.В. Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС / Дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03/ Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков. – 2011г. – 366 с. 5. Зотов А.А. Решение контактной задачи в процессе проектирования поршней легкотопливных

двигателей внутреннего сгорания/ А.А. Зотов, А.В. Белогуб, Ю.А. Гусев. Авиационно-космическая техника и технология // – 2011. – №10 (87) – С. 188-191. 6. Программный комплекс Дизель-РК [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus>.

**Bibliography (transliterated):**

1. SolidWorks. Komp'yuternoe modelirovaniye v inzhenernoj praktike / A. A. Aljamovskij, A. A. Sobachkin, E. V. Odincov i dr. – SPb. : BHV-Peterburg, 2005. – 800 s. 2. Belogub A.V. Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennykh porshnej DVS na osnove tehnologii integrirovannogo projektirovaniya i proizvodstva / A.V. Belogub // Vostochnoevropeskij zhurnal peredovykh tehnologij. – 2010. - №3. – S. 27-40. 3. Zotov O.O. Udoskonalennja tehnologii projektuvannja tonkostinnih porshniv DVZ z primusovim zapalennjam/ Dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Nacional'nij tehničnij universitet «Harkivs'kij politehničnij institut». – Harkiv. – 2010 r. – 127 s. 4. Belogub A.V. Nauchno-tehnicheskie osnovy integrirovannogo projektirovaniya i proizvodstva tonkostennykh porshnej DVS / Dis. ... dokt. tehn. nauk: 05.05.03/ Nacional'nyj tehničeskij universitet «Har'kovskij politehničeskij institut». – Har'kov. – 2011g. – 366 s. 5. Zotov A.A. Reshenie kontaktnoj zadachi v processe projektirovaniya porshnej legkotoplivnykh dvigatelej vnutrennego sgoraniya/ A.A. Zotov, A.V. Belogub, Ju.A. Gusev. Aviacijno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija // 2011. №10 (87) S. 188-191. 6. Programmnij kompleks Dizel'-RK [Jelektronnyj resurs] – Rezhim dostupa <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus>.

Поступила в редакцию 31.05.2013

**Белогуб Александр Витальевич** – доктор техн. наук, старший научный сотрудник, научный консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: a\_belogub@mail.ru.

**Зотов Александр Александрович** – канд. техн. наук, ведущий конструктор ЧП «ВЕКТОР АТТРАКЦОН», Харьков, Украина, e-mail: alexandr\_al@rambler.ru.

**Максимова Мария Александровна** - канд. техн. наук, доцент каф. пожарной профилактики Национального университета гражданской защиты Украины, Харьков, Украина, e-mail: madadiro@mail.ru

ГЕОМЕТРИЧНІ І СИЛОВІ ГРАНИЧНІ УМОВИ ПРИ АНАЛІЗІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

О.В. Білогуб, О.О. Зотов, М.О. Максимова

Розглянуті особливості призначення геометричних граничних умов (закріплень і місць прикладання діючих сил, і реакцій) при дослідженні напружено-деформованого стану поршня методом кінцевих елементів (МКЕ). Показано, що для коректного закріплення необхідно вводити грань на поверхні поршня в місці, де напрута відсутня, а при розрахунку реакцій враховувати зсув центру тяжіння поршня відносно осі пальцевого отвору.

GEOMETRICAL AND POWER BOUNDARY CONDITIONS AT ANALYSIS OF THE TENSE-DEFORMED STATE OF PISTONS BY THE METHOD OF FINITE ELEMENTS

A.V. Belogub, A.A. Zotov, M.A. Maksimova

The features of setting of geometrical boundary conditions (fixings and places of application of operating forces and reactions) are considered at research of the tensely-deformed state of piston by the method of finite elements (FEM). It is shown that for the correct fixing it is necessary to enter a verge on the surface of piston in a place, where tension is absent, and at the calculation of reactions to take into account displacement of centre of gravity of piston in relation to the axis of the digit opening.

УДК 621.436

И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб

ОБЗОР МЕТОДОВ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЮБОК ПОРШНЕЙ ДВС

Приведен обзор основных расчетно-экспериментальных методов профилирования юбок. Выделены основные физические факторы, которые учитывают авторы в расчетах динамики трибосопряжений. Рассмотрены типовые и оригинальные конструкторские решения исполнения юбок поршней, направленные на снижение трения. Проведен анализ выполненных работ и намечены направления дальнейших исследований.

Введение

Баланс механических потерь по механизмам, сопряжениям и системам ДВС зависит от многих факторов, среди которых основными являются конструкция, технологическое совершенство, размерность и техническое состояние двигателя. Сопоставление балансов механических потерь как в бензиновых, так и в дизельных двигателях (рис. 1) показывает, что наибольший вклад в общие механические потери вносит трение деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) – 45...50% [1,2,6,9]. Поэтому, более полное понимание процессов, происходящих в ЦПГ еще на стадии проектирования, закладывает основу для достижения более эффективной работы двигателя в целом.

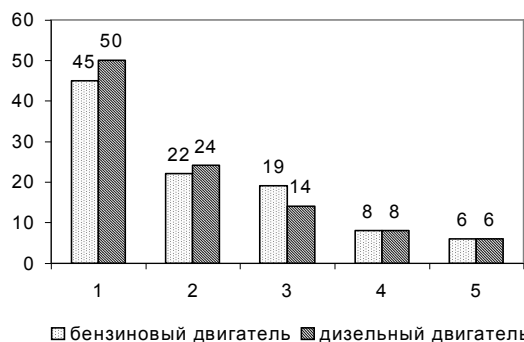


Рис. 1. Баланс механических потерь в ДВС: 1 – ЦПГ; 2 – кривошипно-шатунный механизм; 3 – газообмен; 4 – газораспределительный механизм; 5 – насосы и вентилятор

Основными узлами трения ЦПГ, влияющими на механические потери, являются пара трения «поршень-цилиндр» и пара «поршневое кольцо-цилиндр». В отличие от достаточно широко представленных в литературе исследований, посвященных паре «поршневое кольцо-цилиндр», паре «поршень-цилиндр» уделено значительно меньшее внимание. В свою очередь, именно совершенством этого сопряжения определяется динамическая нагрузка ЦПГ, 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 является то, что поршень и цилиндр работают в условиях крайне нестационарных тепловых и силовых факторов, в результате чего возникают переменные в цикле тепловые и силовые деформации, приводящие к существенному изменению зазоров в сопряжении. Недостаточный учет таких деформаций может привести к появлению задиров, заклиниванию поршня и выходу двигателя из строя [2].

Первоначально при увеличении мощности двигателей, сопровождаемой заклиниванием деталей ЦПГ, производители шли на сознательное увеличение зазора. Это позволяло предотвратить задиры, но одновременно, способствовало повышению шума и вибраций, увеличению расхода масла, сни-