

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ В МЕЖКОЛЬЦЕВЫХ ПРОСТРАНСТВАХ ПОРШНЯ МАЛОБОРОТНОГО ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Е.В. Дмитриевский, к.т.н., доцент кафедры «Тепловые двигатели»  
Брянский государственный технический университет*

Экспериментально и расчетными методами установлена зависимость распределения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня двухтактного малооборотного дизеля от степени износа втулки цилиндра. Выполнены расчеты и измерения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня, показана взаимосвязь этих параметров с конструкцией поршневого кольца и условий его работы, а именно: изменение зазоров в замках поршневых колец, величина отложений нагара в межкольцевых пространствах, размеры и расположение на втулке цилиндра маслораспределительных канавок, частота вращения коленчатого вала двигателя и т. д.

Разработана и экспериментально проверена методика и программа расчета на ЭЦВМ параметров течения газов через поршневые кольца при работе двигателя.

Определение характера распределения давления газов между поршневыми кольцами и величины суммарного расхода газов в межкольцевых пространствах за рабочий цикл может быть необходимым для оценки надежности конструкции деталей цилиндро-поршневой группы двигателя и его эксплуатационных возможностей.

Метод определения количества газа, проходящего через кольцевое уплотнение, исходя из условия стационарного режима течения, предложен в работе [2]. В работе [9] дана оценка нормы предельных износов цилиндро-поршневой группы, основанная на величине среднего расхода газа через поршневые кольца. Экспериментальные исследования [4, 5] показали, что происходит аккумулятивное значительного количества газа в межкольцевых пространствах поршня. Графические зависимости изменения давления газов, полученные расчетным путем, приведены в работах [4, 12 и др.]. Однако при проведении этих исследований ставились другие цели и задачи, что не позволяют определить характер распределения давления газов за каждым кольцом поршня.

Для расчета распределения давления газов в межкольцевых пространствах поршня двигателя была разработана методика и программа расчета,



учитывающая геометрические размеры деталей цилиндро-поршневой группы и изменение давления газов в цилиндре двигателя.

Межкольцевые пространства поршня представлены в виде отдельных камер, последовательно расположенных и соединенных между собой турбулентными дросселями, образованными поверхностью втулки, кромкой нижней плоскости поршневой канавки и кромками кольца в замке. Дроссели, соединяющие камеры, имеют эффективное сечение  $\varepsilon f_i$ . При прохождении колец мимо маслораспределительных канавок во втулке цилиндра образовавшиеся отверстия добавляются к площади дросселя. Коэффициент расхода  $\varepsilon$  для турбулентных дросселей с малым отношением длины к диаметру рассчитывается по известной формуле

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi}},$$

где  $\xi$  — коэффициент местных потерь на входе в дроссель, т. е. можно принять  $\xi = \xi_{\text{вх}}$ .

Величина коэффициента  $\xi_{\text{вх}}$  при различных формах входной кромки заимствованы из работы [7]. Для дросселя с заостренной входной кромкой, что имеет место в данном случае,  $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ .

При проведении расчета принят ряд допущений [6]:

- истечение газа между кольцами происходит только через одно отверстие;
- неустановившиеся режимы течения газа через дроссели рассматриваются как квазиста-

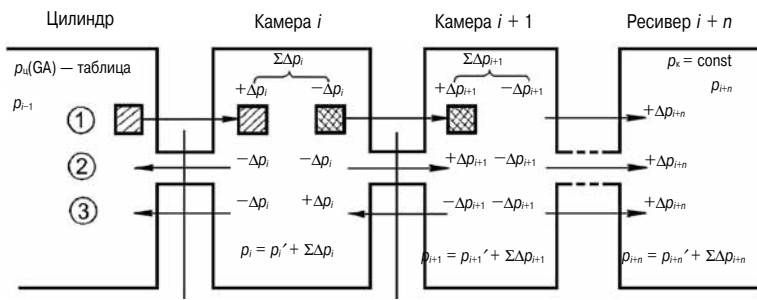


Рис. 1. Расчетная схема процесса

тические, т. е. принимается, что в неустановившемся режиме течения в каждый момент времени мгновенное значение расхода газа через дроссель такое же, как и в установившемся режиме при одинаковой разности перепада давлений;

в) при изменении состояния газа в камерах отсутствует теплообмен.

В качестве начальных условий принимается, что давление газа во всех камерах постоянно и имеет величину  $p_k$ , т. е. равно давлению газов в ресивере продувочного воздуха. Расчетная схема процесса приведена на рис. 1.

При расчете давления газов в каждой межкольцевой камере возможны следующие варианты течения газа через дроссели:

- наполнение газом камеры через один из дросселей и истечение из камеры через другой;
- наполнение газом камеры через оба дросселя;
- истечение газа из камеры через оба дросселя.

Рассчитывается расход газа через каждый дроссель за промежуток времени  $dt$ . Затем суммируется расход газа в каждой камере и определяется изменение давления в камере  $dp_i$  за промежуток времени  $dt$ . Приращение давления суммируется с предыдущим значением давления и принимается за исходное значение для дальнейшего шага расчета. При такой схеме расчета каждая камера принимается «глухой», что упрощает определение параметров газа и времени наполнения и опорожнения камер через каждый из дросселей.

**I. Наполнение камеры**

За промежуток времени  $dt$  происходит наполнение  $i$ -й камеры газом.

Секундный расход газа

$$G = \epsilon f_i \frac{\xi(r) p_{i-1}}{R_{i-1} \sqrt{T_{i-1}}}, \tag{1}$$

где  $T$  — абсолютная температура;  $R$  — газовая постоянная;  $p$  — давление газа.

Функция расхода  $\xi(r)$  принимает значения:

а) при докритическом течении

$$\xi(r) = \sqrt{2gR_i \left( \frac{n'}{n'-1} \right)} \cdot \sqrt{\left( r^{\frac{2}{n'}} - r^{\frac{n'+1}{n'}} \right)};$$

б) при надкритическом течении, когда

$$r \leq \left( \frac{2}{n'+1} \right)^{\frac{n'}{n'-1}},$$

$$\xi(r) = \sqrt{2gR_i \left( \frac{n'}{n'+1} \right)} \cdot \sqrt{\left( \frac{2}{n'+1} \right)^{\frac{2}{n'-1}}},$$

где  $n'$  — показатель изоэнтропы, который принят [10] равным  $n' = 1,38$  при  $\alpha_\Sigma = 2,0$ ;  $g$  — ускорение земного притяжения,  $m/c^2$ ;  $r = (p_i/p_{i-1})$  — отношение давления газов в соседних камерах, причем при наполнении камеры всегда должно быть  $p_{i-1} > p_i$ .

Считая, что из камеры газ не выходит, а за промежуток времени  $dt$  давление газа  $p_{i-1} = \text{const}$ , (при  $T = \text{const}$  [11]), из характеристического уравнения  $pV = GRT$  получим:

$$dG = \frac{V_i}{R_i T_i} dp_i = \frac{V_i p_{i-1}}{R_i T_i} dr \tag{2}$$

С другой стороны, принимая во внимание (1)

$$dG = \epsilon f_i p_{i-1} \frac{\xi(r)}{R_i - 1 \sqrt{T_{i-1}}} dt \tag{3}$$

и приравняв правые части уравнений (2) и (3) после преобразования получим:

$$dp_i = \epsilon f_i p_{i-1} \frac{R_i T_i \xi(r)}{V_i R_{i-1} \sqrt{T_{i-1}}} dt. \tag{4}$$

**II. Опорожнение камеры**

За промежуток времени  $dt$  происходит опорожнение «глухой» камеры  $i$  в камеру  $(i + 1)$ . Давление в  $i$ -й камере  $p_i$ , а в камере  $(i + 1)$  —  $p_{i+1}$ . Учитывая, что в данный момент  $p_i > p_{i+1}$ , для камеры отношение  $r_i = (p_{i+1})/p_i$ . Предполагая  $p_{i+1} = \text{const}$ , находим

$$dr_i = -\frac{p_{i+1}}{p_i^2} dp_i = -\frac{r_i}{p_i} dp_i,$$

или

$$dp_i = -\frac{p_i}{r_i} dr_i. \tag{5}$$

Из характеристического уравнения следует

$$dG = -\frac{V_i}{R_i T_i} dp_i.$$

Подставляя значение  $dp_i$  из (5) получим

$$dG = -\frac{V_i p_i}{R_i T_i r_i} dr_i. \tag{6}$$

Уравнение истечения дает

$$dG = \varepsilon f_{i+1} p_i \frac{\xi(r)}{R_i \sqrt{T_i}} dt. \quad (7)$$

Приравнивая правые части уравнений (6) и (7), после преобразования получим

$$-dp_i = \varepsilon f_{i+1} \frac{p_i T_i \xi(r)}{V_i \sqrt{T_i}} dt. \quad (8)$$

### III. Вычисление параметров газа в камерах

1. По рассчитанному количеству подведенного и отведенного газа определяем изменение давления в камере:

$$p_i = \sum_{i=1}^2 dp_i.$$

Аналогично определяют изменение давления в каждой последующей камере. Если давление в предыдущей камере выше давления в следующей, то расчет давления  $p_i$  проводят по формуле (8), если ниже – по формуле (4).

2. По вычисленному расходу газа и известному сечению дросселей (или канавок) определяют в них скорость движения газа. Из уравнения сплошности имеем

$$dG_i = \gamma_i w_i F_i dt, \quad (9)$$

где  $\gamma_i$  – удельный вес газа.

Так как  $\gamma_i = p_i / R_i T_i$ , то из уравнения (9) получим

$$w_i = \frac{R_i T_i}{p_i F_i} \cdot \frac{dG_i}{dt}.$$

При проведении расчетов интегрирование дифференциальных уравнений выполнялось методом Эйлера [3, 8, 14].

Для оценки оптимального шага  $h$  при расчете параметров газа в межкольцевых пространствах поршня двигателя расчет проводился для шага  $h = 1/N$  при значениях  $N$  от 360 до 36 000. Оценка выполнена по методике [1], при этом погрешность определения давления газа в межкольцевых пространствах составила 0,01 МПа.

При проведении расчетов значения давления газа в цилиндре получают экспериментально методом индицирования. Геометрические размеры деталей ЦПГ задают в соответствии со схемой на рис. 2.

Программой учитывается влияние на результат расчета следующих факторов:

- расположение на втулке маслораспределительных канавок и их геометрия;
- объемы межкольцевых пространств и их изменение за счет отложений нагара;
- величины зазоров в замках поршневых колец и их изменение;

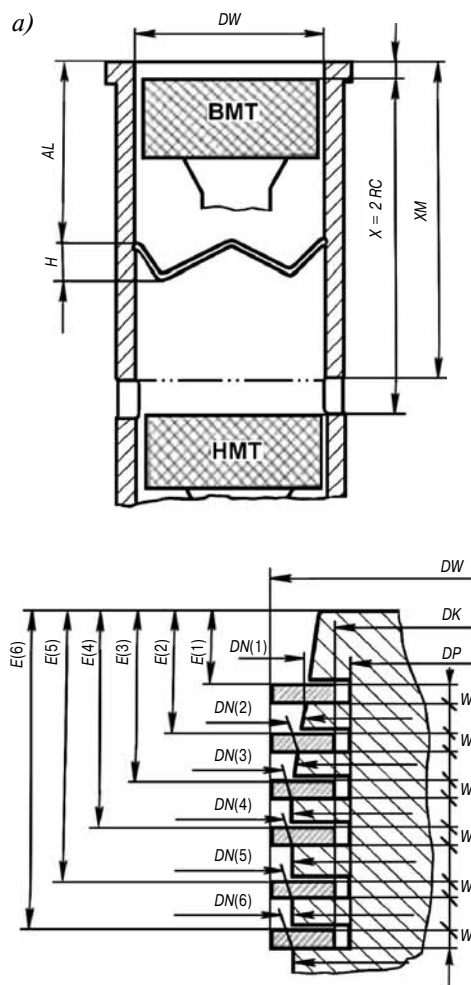


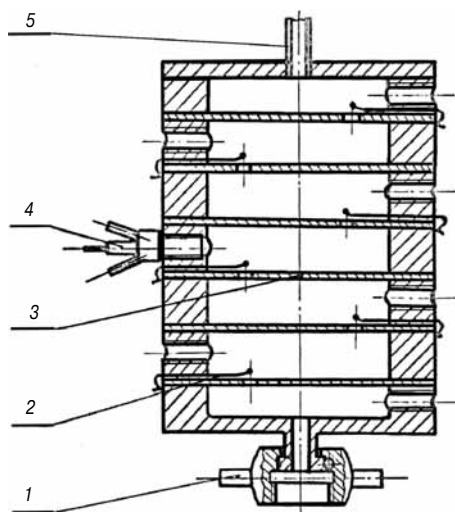
Рис. 2. Схема размеров деталей ЦПГ для формирования исходных данных:  
а) – втулка цилиндра; б) – поршень

- геометрические размеры деталей цилиндро-поршневой группы;
- характер изменения давления газов над и под поршнем.

Экспериментальная проверка методики и программы расчета была выполнена методом сравнения расчетных значений давления газа с измеренными в камерах газовой модели поршня (рис. 3) и в межкольцевых пространствах поршня работающего дизеля 6ДКРН75/160 через отверстия во втулке цилиндра (рис. 4). Объемы камер газовой модели поршня соответствовали объемам межкольцевых пространств поршня, а сечения дросселей соответствовали зазорам в замках поршневых колец.

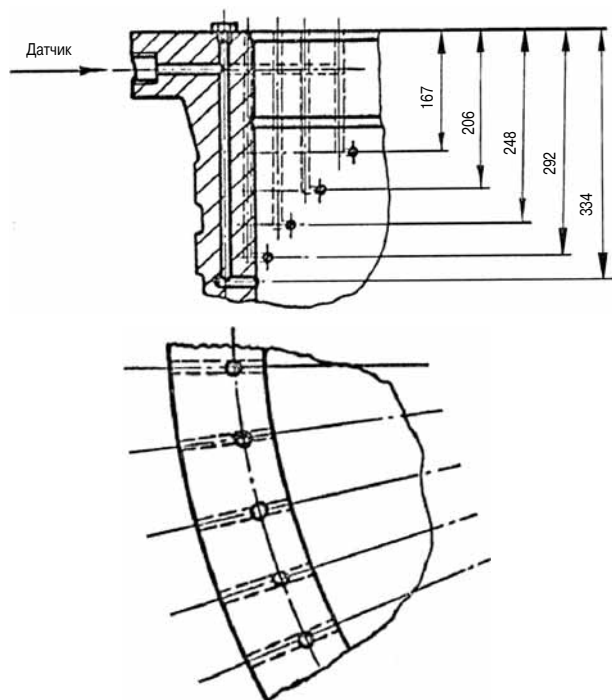
При расчете давления газов в камерах газовой модели значения температуры газа в каждом дросселе принимались по данным опыта. Определение температуры газа в межкольцевых пространствах поршня работающего двигателя проводились по методике [11, 13].

Результаты измерения давления газа в камерах газовой модели поршня и их расчетные значения



**Рис. 3. Газовая модель поршня:**

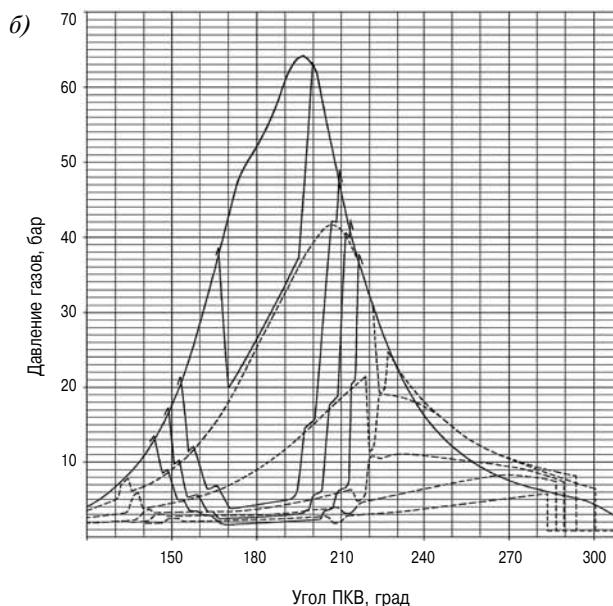
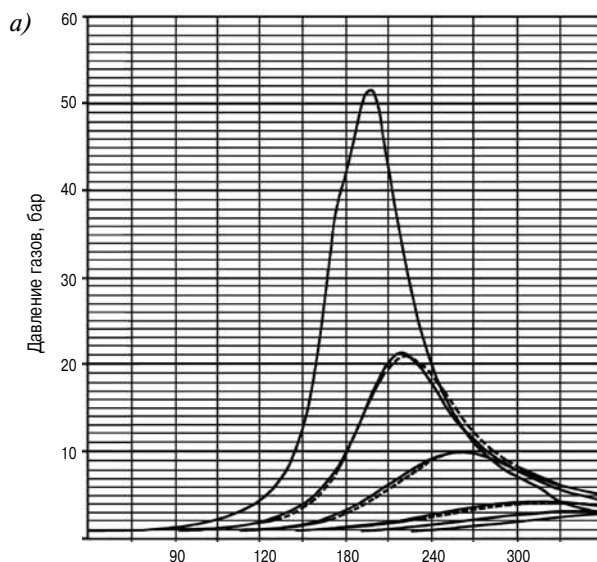
1 — крепление к индикаторному крану; 2 — термопара; 3 — мембрана с дросселем; 4 — датчик давления газов; 5 — подвод к ресиверу



**Рис. 4. Расположение отверстий во втулке цилиндра для записи давления газов в межкольцевых пространствах поршня**

приведены на графиках рис. 5, а. Цилиндр двигателя в данном случае являлся генератором изменяющегося давления газов при нагрузке двигателя 110 % от  $P_{e\text{ ном}}$ .

На рис. 5, б показаны кривые изменения давления газов в цилиндре двигателя на режиме 100 % от  $P_{e\text{ ном}}$  при  $n = 115$  об/мин, записанные индикатором МАИ-2 через отверстия (см. рис. 4). Там же приведены результаты расчета давления газов в межкольцевых пространствах поршня.



**Рис. 5. Опытные и расчетные значения давления газов (— опыт; ---- расчет):**

а) — в камерах газовой модели поршня двигателя;  
б) — в межкольцевых пространствах поршня двигателя

Из приведенных результатов сравнения следует, что разработанная методика и программа расчета на ЭЦВМ давления газов в межкольцевых пространствах поршня двигателя является корректной и может быть рекомендована для расчетных исследований.

**Литература**

1. Бабушка Н. Численные процессы решения дифференциальных уравнений / Н. Бабушка, М. Прагер, Э. Витасек. — М. : Мир, 1969.
2. Билик Ш.М. Микрогеометрия цилиндра и прорыв газов в картер двигателя / Ш.М. Билик // Вестник машиностроения. — 1958. — № 12.
3. Демидович Б.П. Численные методы анализа / Б.П. Демидович, И.А. Марон, Э.З. Шувалова. — М. : Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1962.

4. *Englisch C.* Kolbenringe für moderne Verbrennungsmotoren / C. Englisch // *Oster-reichische Ingenieur Zeitschrift*, Heft 5, 14. Jahrgang. — 1968, Z. 162–166.

5. *Eweis M.* Reibungs- und Undichtigkeitsverluste an Kolbenringen / M. Eweis // *Forschungsheft 371*. — Berlin : VDI-Verlag, 1935.

6. *Залманзон Л.А.* Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления / Л.А. Залманзон. — М. : Изд-во АН СССР, 1961.

7. *Идельчик И.Е.* Гидравлические сопротивления / И.Е. Идельчик. — М. : Госэнергоиздат, 1954.

8. *Копченова А.Т.* Вычислительная математика в примерах и задачах / А.Т. Копченова, И.А. Марон. — М. — 1968.

9. *Люттов И.Л.* Методика нормирования предельно допустимых износов деталей цилиндрично-поршневой группы судовых дизелей / И.Л. Люттов // Сб. Вопросы износостойкости и надежности судовых дизелей. — М. : Транспорт, 1973. — С. 33–48.

10. *Межеричкий, А.Д.* О влиянии КПД турбокомпрессора на коэффициент наполнения двигателя. / А.Д. Межеричкий

// Труды ЦНИИМФ. Вып. 68. — М.—Л. : Транспорт, 1965. — С. 75–81.

11. *Семенов В.С.* Исследование температурного состояния цилиндрично-поршневой группы судовых дизелей методом электроимитации / В.С. Семенов, Н.А. Крутько // Научно-техн. сб. Судовые машины и механизмы. Вып. II. — Одесса: ОИИМФ, 1968. — С. 129–141.

12. *Семенов В.С.* Долговечность цилиндрично-поршневой группы судовых дизелей / В.С. Семенов, П.С. Трофимов. — М. : Транспорт, 1969.

13. *Семенов В.С.* Влияние изменения числа оборотов судового двухтактного двигателя на давление и температуру продувочного воздуха / В.С. Семенов, Ю.Я. Фомин. — М. : ЦИАТИАМ, Двигатели внутреннего сгорания. Вып. 2, 1964.

14. Имитационная математическая модель рабочего процесса исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации / Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакевич, А.А. Кузнецов, Ю.В. Беззуб // *Вестн. Брян. гос. техн. ун-та*. — 2014. — № 3. — С. 165–169.



НОВОСТИ ГРУППЫ СИНАРА

## СТМ ПРЕДСТАВИЛ НОВОЕ СЕМЕЙСТВО ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА МЕЖДУНАРОДНОМ ВОЕННО-ТЕХНИЧЕСКОМ ФОРУМЕ «АРМИЯ-2015»

На Международном военно-техническом форуме Группа «Синара-Транспортные Машины» (СТМ) представила продукцию Уральского дизельного завода (УДМЗ входит в СТМ). В день открытия форума стенд СТМ посетил министр обороны Российской Федерации Сергей Шойгу и высоко оценил достижения завода по разработке нового российского двигателя ДМ-185.

Также компания представила традиционную продукцию — дизель-генераторы мощностью 630–1600 кВт, которые применяются в качестве резервных и вспомогательных источников питания в кораблестроении. Во время круглого стола «Энергетические установки кораблей нового поколения: пути создания и внедрения» состоялась интересная дискуссия, где главный конструктор УДМЗ Игорь Ночвин рассказал о возможностях применения разрабатываемого перспективного семейства дизельных двигателей типа ДМ-185 в проектах Объединенной судостроительной корпорации, а также о перспективах использования и способах усовершенствования силовых установок на базе серийных двигателей типа ДМ-21.

Новые двигатели могут применяться в кораблестроении, судостроении, транспортном машиностроении, при изготовлении тяжелой карьерной техники, в малой энергетике. Всего будет разработано двенадцать модификаций ДМ-185 мощностью от 750 до 3800 кВт (с потенциалом модернизации до 6000 кВт). Количество цилиндров ДМ-185 от шести до двадцати в зависимости от модификации. Главные особенности нового семейства двигателей ДМ-185 — высокие удельные характеристики (до 234 кВт/цил.), низкий расход топлива, соответствие требованиям ЕС по выбросам вредных веществ в атмосферу EU Tier IIIA/IMO Tier 2



без внешних дополнительных систем нейтрализации отработавших газов (EGR, SCR). Первые опытные образцы двигателей уже собраны и проходят испытания на специально созданных современных стендах.

Другим важным итогом форума стало подписание соглашения о партнерстве между Торговым домом СТМ и компанией «Звезда-Энергетика». Документ был подписан генеральным директором ТД СТМ Виталием Плаксиным и генеральным директором «Звезда-Энергетика» Николаем Хаустовым. Согласно достигнутой договоренности компания будут развивать сотрудничество и продвигать на российский и внешние рынки электростанции различных типов, в которых будут применяться двигатели УДМЗ.

25 Июня 2015  
<http://www.sinara-group.com>