

## ПРОФИЛИРОВАНИЕ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕЙ ДВС

К поршням современных ДВС постоянно повышаются требования по долговечности. Одной из составляющих этого критерия является надежная работа поршня и гильзы цилиндра как пары трения, которая в большей мере определяется геометрией контактируемых поверхностей.

В настоящее время, на фирмах – производителях поршней, задача профилирования боковой поверхности поршня (БПП) решается при проектировании новых конструкций и при усовершенствовании имеющихся. При этом преследуется основная цель – исключение задира поршня на всех режимах работы ДВС.

Распространенным методом нахождения оптимального профиля БПП является его экспериментальная доводка на стенде и на “развернутых” двигателях. Но получаемый, таким образом, положительный результат не решает важной теоретической задачи – определение взаимосвязи формы БПП с форсировкой двигателя. Как следствие, невозможно рассчитать профиль на стадии технического проекта и более эффективно прогнозировать технико-экономические показатели ДВС. Поэтому новые методы получения профиля БПП полностью востребованы.

Один из общих методов профилирования поршня предложен в работе [1]. Он базируется на решении задачи теплопроводности вдоль юбки поршня, которое имеет вид:

$$t - t_z = \frac{ch K_m (1 - \varepsilon)}{ch K_m} (t_g - t_z),$$

$$\text{где } \varepsilon = \frac{z}{L}, K_m = \frac{L}{\sqrt{\delta_m s \lambda / \lambda_m}} = \text{arch} \frac{t_g - t_n}{t_n - t_n},$$

$t$  – температура юбки поршня,  $t_z$  – средняя температура гильзы,  $t_g$  – температура юбки поршня в верхней части,  $t_n$  – температура юбки поршня в нижней части,  $L$  – длина юбки,  $z$  – текущая координата по оси поршня от верхней части юбки,  $\delta_m$  – толщина масляной пленки,  $s$  – толщина стенки юбки,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала юбки,  $\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности масляной пленки.

Наиболее точное, по мнению авторов, значение  $K_m$  дает разность температур, которая и является основным параметром при профилировании. Но температура юбки поршня не отслеживает его динамику деформации за рабочий ход, которая влияет на изменение площади контакта с цилиндром и определяет удельное давление на БПП.

Поэтому предлагается метод, в котором формы БПП взаимосвязаны с деформацией поршня под действием температуры и газовых сил, что позволяет проводить оптимизацию форм БПП при заданной форсировке ДВС.

Метод апробировался на поршнях тепловозных дизелей ЧН 26/27 производства ГП “Завод имени Малышева” и, в частности, на составном поршне (стальная головка + чугунная юбка) (рис. 1).

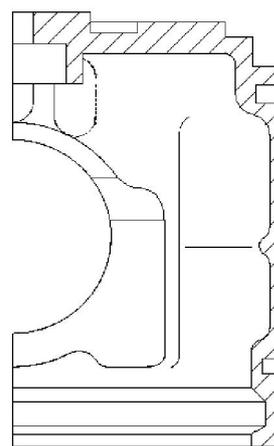


Рис. 1. Чугунная юбка составного поршня

Допустим, что указанная конструкция поршня существует только на уровне технического проекта.

На рис.2 показано положение поршня в цилиндре. Площадь контакта  $s$  определяется пересечением эквидистанты поверхности цилиндра с поверхностью поршня. При этом  $s$  зависит от эффективной толщины масляной пленки  $\delta_{эф}$  и характеризуется геометрическими параметрами  $y_m$  и  $z_m$ . Решение задачи деформированного состояния методом конечных элементов при заданных, в первом приближении, силовых и температурных граничных условиях.

Оперативно и с допустимой точностью позволяют рассчитать трехмерную модель такие программные продукты, как ANSYS, Design Space и т.д. На этой стадии выявляется зависимость деформации юбки поршня от давления в цилиндре и результирующей температуры. Для рассматриваемой конструкции верхняя часть юбки остается цилиндрической, а в нижней части овалируется на 40мкм при давлении вспышки 14 МПа.

Решение контактной задачи в геометрической постановке.

На данном этапе, форма БПП образуется эллиптическими линиями уровня, у которых малая и большая оси определяются наклонами образующих

рабочей поверхности и холодильника при рабочем ходе поршня (результаты предыдущего расчета).

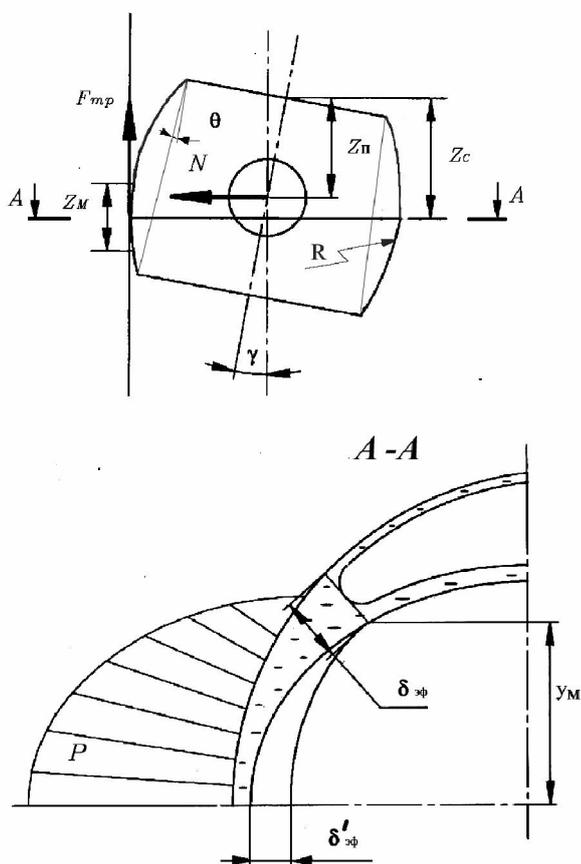


Рис. 2. Положение поршня в цилиндре

Для нахождения  $\delta_{эф}$  необходимо определить характер процесса трения. Он будет различен для поршней с нижним маслоъемным кольцом и без него, а также зависеть от состояния контактирующих поверхностей. Поверхность рассматриваемого поршня покрывается твердой смазкой ВАП ( $MoS_2$ ) [2] толщиной 15...20 мкм. Перед покрытием поверхность поршня подвергается дробеструйной обработке с образованием шероховатости 20...25 мкм. Опыт эксплуатации поршней с данным покрытием на тепловозных дизелях производства ГП “Завод имени Малышева” и Коломенского завода (РФ) показывает, что стабилизация процесса изнашивания наступает при срабатываемости толщины покрытия на 50...60%. Учитывая вышесказанное, для поршней с эффективным нижним маслоъемным кольцом будет присутствовать только сухое и граничное трение, а положение эквидистанты определится значением  $\delta'_{эф}=7...10$  мкм. Для поршней без нижнего маслоъемного кольца можно говорить о присутствии еще и жидкостного трения на периферии области контакта. Это справедливо и для рассматриваемого случая,

где нижнее маслоъемное кольцо выполняет, в основном, маслораспределительную функцию.

Сила трения в области контакта будет характеризоваться осредненным коэффициентом трения  $f$ , и его нахождение определяет экспериментальную часть метода.

Испытания образцов материала рассматриваемого поршня осуществлялись на машине трения СМТ-1 по схеме ролик – колодочка (рис.3). Ролик изготовлен из чугуна, применяемого для изготовления гильз цилиндров, а колодочка - из материала поршня. Процесс трения исследовался при условиях, соответствующих всем участкам рабочего хода поршня. Определено, что на большей его части значение  $f = 0,02 \pm 10\%$ , т.е. соответствует условиям граничного и полужидкостного трения. Так для принятого режима трения справедливо уравнение из гидродинамической теории смазки:

$$\delta_{эф} = \frac{s \cdot \eta \cdot v}{N \cdot f_{эф}}$$

где  $N$  – нормальное усилие на рабочую БПП,  $\eta$  – динамическая вязкость масла,  $v$  – скорость движения поршня.

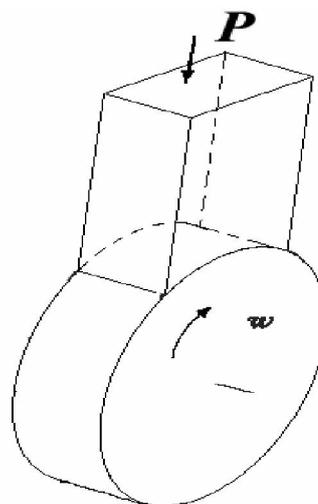


Рис. 3. Схема испытания образца поршня

Принимая во внимание отношение коэффициентов трения при жидкостном и полужидкостном трении равное, 7...10 запишем следующее эмпирическое уравнение для  $\delta_{эф}$

$$f/f_{эф} = (7...10) \quad (1)$$

$$\delta_{эф} = \frac{s \cdot \eta \cdot v \cdot (7...10)}{N \cdot f} + \delta'_{эф}$$

В первом приближении, для решения предлагается использовать именно равенство (1).

При движении поршня по гильзе, угол его наклона определяется из условия равенства момента силы трения относительно оси поршневого пальца и момента боковой силы  $N$  относительно “центра тяжести” площади контакта поршня и гильзы (рис.2).

$$N(z_n - z_c) = 0,5 Df, \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр поршня.

Таким образом, совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет получить ряд зависимостей для выбора формы БПП. Для рассматриваемой конструкции они представлены на рис.4 – 6. Так, радиус кривизны профиля рабочей поверхности поршня  $R=100000$  мм обеспечивает допустимое максимальное давление 4,37 МПа. Угол наклона хорды  $\theta = 0,02^\circ$  (положительный угол смещает максимальный диаметр поршня ниже оси поршневого пальца, а отрицательный – выше оси) обеспечивает равномерную эпюру распределения давления  $P$  по БПП и приемлемое изменение угла наклона оси поршня к оси цилиндра  $\gamma$ .

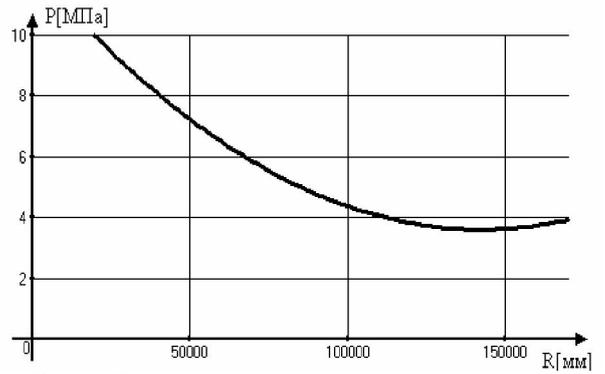


Рис. 4. Зависимость максимального удельного давления на рабочую БПП от радиуса кривизны профиля

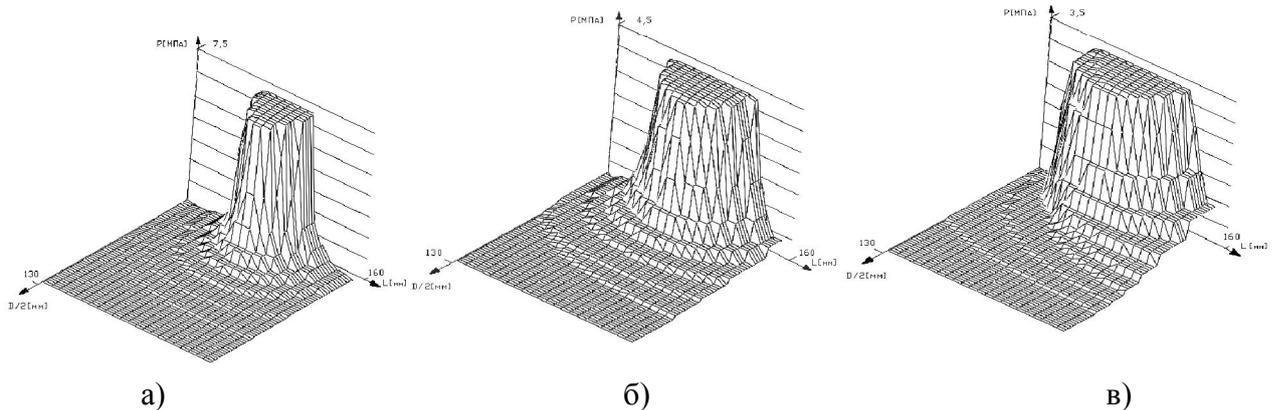


Рис. 5. Эпюры удельного давления на рабочую БПП при заданной кривизне профиля:  
а)  $R=50000$  мм; б)  $R = 100000$  мм; в)  $R = 150000$  мм

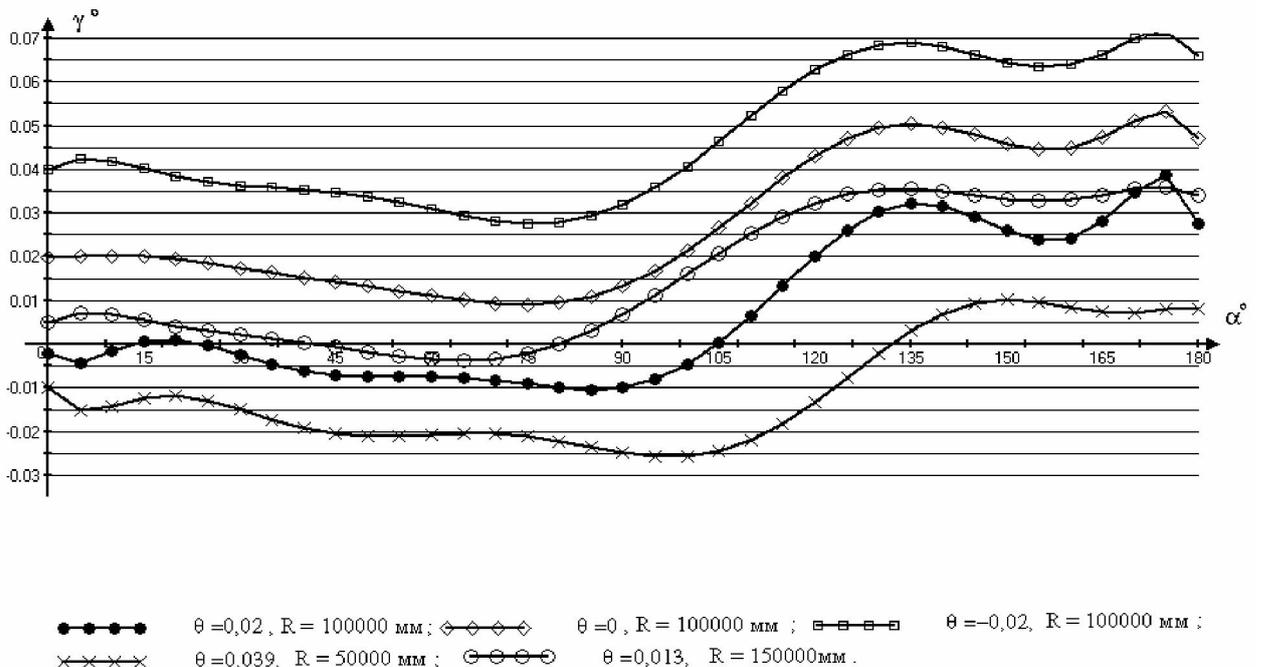


Рис. 6. Зависимость угла наклона оси поршня  $\gamma$  от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ , при рабочем ходе поршня

Расчет, уточняющий профиль БПП.

По выбранному профилю поршня в горячем состоянии находится профиль в холодном состоянии по методике [1] и корректируется трехмерная модель. В контактной задаче уже оперируем не аппроксимированной эллиптическими функциями БПП, а поверхностью поршня, заданной массивом точек, полученным из расчета деформированного состояния конечно-элементной модели.

Таким образом, предложенный метод позволяет проанализировать варианты рабочей поверхности поршня, обеспечивающие заданную задиростойкость при определенных уровнях форсировки. Метод остается "открытым" в плане использования уточ-

ненных эмпирических зависимостей для коэффициента трения. Все этапы расчета реализованы на базе известных программных продуктов - Design Space и MatCad, что делает предложенную выше методику профилирования БПП доступной и удобной в использовании.

**Список литературы:**

1. Профилирование юбок поршней. Кол.авт., М., «Машиностроение», 1973, 88с. 2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.2. Под ред. И.В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с., ил.

УДК 621.436.052

**Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, Г.И. Быбыч, инж., Л.И. Стремоухов, инж.**

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗАПАСА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НАДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

Одним из основных требований, предъявляемых к компрессору системы наддува транспортного дизеля, является обеспечение его устойчивой работы на всех эксплуатационных режимах. Для сокращения трудозатрат и времени на создание нового двигателя анализ взаимного расположения расходной (гидравлической) характеристики дизеля и границы помпажа компрессора следует проводить на стадии проектирования. Такое аналитическое исследование можно провести с помощью следующей методики.

На рис. 1 на поле характеристик компрессора  $\pi_K = f(G_{np}, U_{np})$  изображена расходная характеристика дизеля (АВ) с крайними точками: (А) - режим номинальной мощности ( $N_{ен}$ ) и (В) - режим максимального крутящего момента ( $M_{кр. макс}$ ).

Для прогнозирования запаса устойчивости компрессора на этих режимах внешней характеристики дизеля необходимо знать закон протекания границы помпажа компрессора. На основе проведенного анализа характеристик большого количества отечественных и зарубежных одноступенчатых центробежных компрессоров автором [1] показано, что в большом диапазоне изменения окружной скорости рабочего колеса  $\bar{U}_2 = 0,7...1,0$ , присущем работе компрессора с механической связью с дизелем, и, тем более, при свободном турбокомпрессоре, относительное изменение расхода воздуха вдоль границы неустойчивой работы определяется уравнением:

$$\bar{G}_{np} = \frac{G_{np}}{G_{np0}} = \left( \frac{0,37 + \pi_K^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K0}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_K^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K0}^{\frac{K-1}{K}} - 1}} \quad (1)$$

При определении запаса устойчивости обычно применяют выражение [2]:

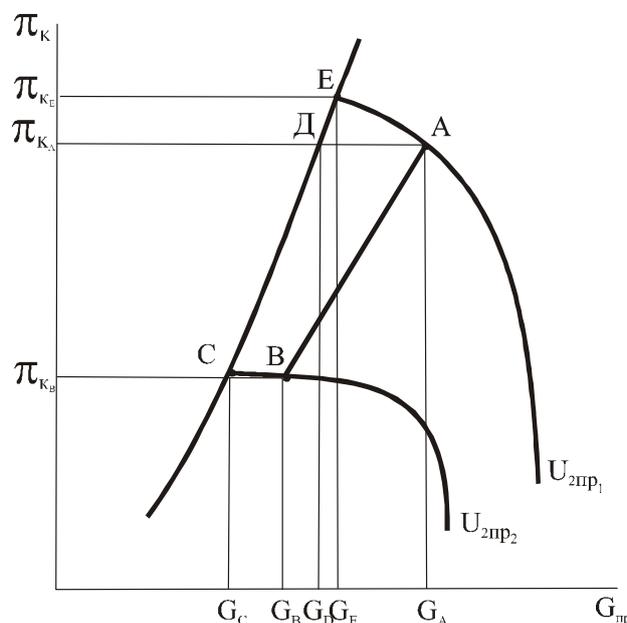


Рис 1. К определению условий совместной работы двигателя и компрессора