

Максимальное давление сгорания	$p_{z,,}$ , бар	110	< 110
Удельный эффективный приведенный расход топлива	$g_{eон}$ , г/(кВтч)	203	217±6,5
Удельный эффективный оценочный расход топлива	$g_{eоц}$ , г/(кВтч)	213	228
Удельный эффективный приведенный расход топлива	$g_{eоmin}$ , г/(кВтч)	197	215±6,4
Удельный выброс вредных веществ с отработавшими газами	$g_{eCO}$ , г/(кВтч)	4,2	8,0
	$g_{eCH}$ , г/(кВтч)	1,7	3,0
	$g_{eNOx}$ , г/(кВтч)	13,5	15,0
Максимальные температуры деталей, образующих камеру сгорания			
Поршень (кромка КС)	$t$ , °С	300 (оксидирован.)	280 (с галерей)
Головка цилиндра (межклапанная и клапанно-форсуночная перемычки)	$t$ , °С	288	315
Цилиндр (зона остановки верхнего поршневого кольца)	$t$ , °С	180	215

### Литература:

1. Л. Перлов, А. Соснин и др. Оценка погрешности измерения температуры поршня тракторного дизеля прерывистым токосъемником. «Тракторы и сельхозмашины» 1977, № 9, С.14—16.
2. Е. Лазарев/ Сравнительное исследование полуразделенных камер сгорания в тракторном дизеле. «Двигателестроение», 1981, № 7, С.16...19
3. Л. Кривошеина, Е. Лазарев/ Особенности работы тракторного дизеля с полуразделенной камерой сгорания, имеющей углубленную горловину. «Двигателестроение», 1987, № 3, С.3—4.
4. Выбор основных параметров рабочего процесса двигателя В-500Д. /Технический отчет/ ПО «Волгоградский моторный завод», Волгоград, 1991.
5. Оценка показателей двигателя В-500Д с открытой камерой сгорания. /Технический акт № 103.18/243/ ПО «Волгоградский моторный завод», Волгоград, 1993.
6. В. Кёлер Новые технологии в дизельном моторостроении и уделение особого внимания использованию электроники и керамических материалов./ Доклад на симпозиуме фирмы КХД, февраль 1983г./ Кёльн – Порц.
7. Арсеньев Г.В. Энергетические установки/ М.:Энергоатомиздат, 1991. – 336с.
8. Автомобильный справочник / BOSCH, перевод с английского/ М. ЗАО КЖИ «За рулем», 2000.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

**Ю.В. Рождественский, И.С. Грибанов, Д.О. Денисов**  
(Южно-Уральский государственный университет)

Форма и площадь пятна контакта боковой поверхности направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания непосредственно влияют на такие гидромеханические характеристики сопряжения «поршень – цилиндр», как потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания и толщину смазочного слоя. Целенаправленно формируя пятно контакта с определенной геомет-

рией можно добиться оптимальных гидромеханических характеристик сопряжения. Оптимизация геометрических параметров профиля поршня в осевом и радиальном направлениях, призвана обеспечить наилучшие гидромеханические характеристики трибосопряжения.

Гидромеханические характеристики трибосопряжения находились совместным решением уравнений движения поршня и уравнения Рейнольдса [1].

Задача расчета оптимальных геометрических соотношений элементов сопряжения «поршень – цилиндр» относится к типу задач параметрической оптимизации [2]. Объект оптимизации – система «поршень – смазочный слой – цилиндр». Неизвестными являются геометрические параметры сопряжения: профиль юбки поршня, диаметральный зазор. В качестве критериев оптимизации  $\Phi(X) = (\Phi_1(X), \Phi_2(X), \dots, \Phi_k(X))$  были выбраны:  $N$  – потери мощности на трение;  $Q_1$  – расход смазки в направлении камеры сгорания, косвенно характеризующий расход смазки на угар;  $h_{\min}$  – минимальная за цикл толщина смазочного слоя.

Многокритериальная задача конструировалась на основе Парето-оптимальных решений. Для решения многокритериальных задач выбран компромиссный метод оптимизации на основе применения ЛПт – последовательности или метод ЛП – поиска [3].

На основе этого метода разработан алгоритм выбора наиболее рациональных геометрических параметров направляющей части поршня, который состоит из двух последовательно используемых шагов – сначала оптимизация осевого профиля, а затем оптимизация геометрических параметров пятна контакта.

Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости перпендикулярной оси поршневого пальца (осевое профилирование) задавались отклонения  $h_{a1i}$  и  $h_{a2i}$  (рис. 1) профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем ( $Z = -B/2$ , где  $B$  – высота юбки) и нижнем ( $Z = B/2$ ) краях юбки и координата  $Z_{aci}$  точки  $C_{ai}$  вершины профиля,  $i=1,2$  – нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно.

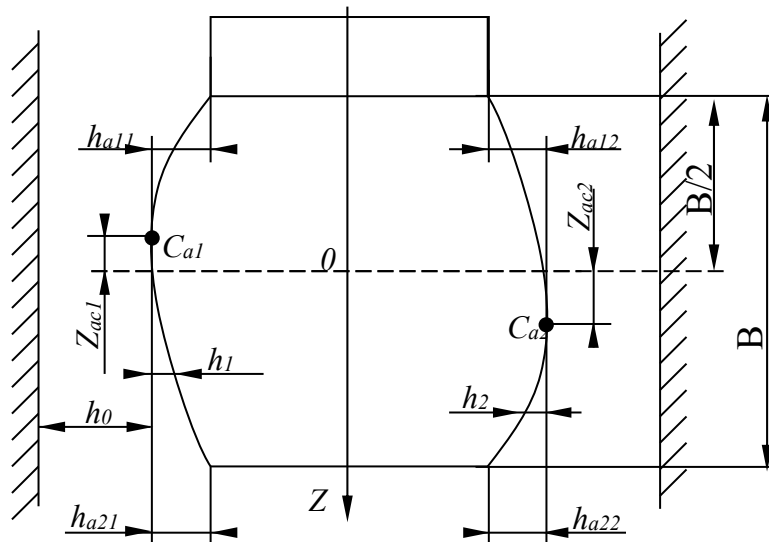


Рис. 1 – Основные размеры осевого профиля поршня

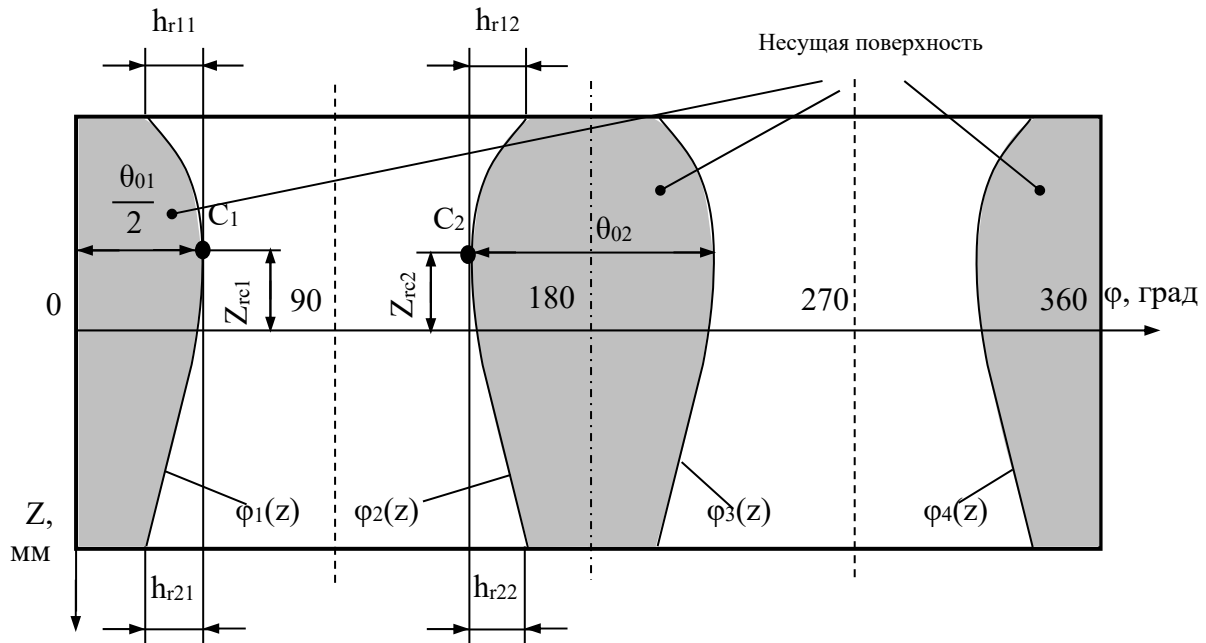
Индекс “а” указывает на осевое профилирование.

Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки  $C_{ai}$  равен характерному зазору  $h_0$  в сопряжении при центральном положении поршня в цилиндре. Профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой в виде параболы с переменной степенью по формуле (1):

$$h_i = h_0 k_{ai} |z - m_{ai}|^{l_{ai}}, \quad (1)$$

где  $z = Z / R$ ;  $m_{ai} = Z_{ac_i} / R$ ;  $l_a$  и  $k_a$  – безразмерные коэффициенты,  $R$  – радиус поршня.

По аналогии с осевым при радиальном профилировании линии  $\varphi_1(z)$ ,  $\varphi_2(z)$ ,  $\varphi_3(z)$  и  $\varphi_4(z)$ , ограничивающие несущую поверхность (рис.2), аппроксимировались также параболой с переменной степенью (индекс “r” указывает на радиальное профилирование) аналогичными выражению (1).



Рисунк 2 – Развертка юбки поршня с овальным радиальным профилированием

Пространство параметров для оптимизации профиля в осевом направлении представлялось в виде семимерного вектора

$$X = (h_{11}, h_{21}, m_1, h_{12}, h_{22}, m_2, S),$$

где  $S$  – диаметральный зазор в сопряжении. А для оптимизации профиля в радиальном направлении – в виде четырёхмерного вектора

$$X = (h_{11} = h_{21}, m_1 = m_2, h_{12} = h_{22}, S).$$

Оптимизация выполнялась для поршня двигателя типа ЧН 15/16 ( $B=78$  мм,  $R=75$  мм) на режиме номинальной мощности. Для выбора наиболее рациональных геометрических параметров поршня в горячем состоянии на первом шаге оптимизации в качестве базовой рассматривалась существующая конструкция.

Для зондирования пространства параметров проведено 128 расчетов траектории поршня с использованием программы оптимизации, разработанной на базе комплекса программ «Орбита – Поршень 3» [4].

В качестве критериальных ограничений взяты расчетные характеристики серийного поршня:  $N=389,6$  Вт,  $Q=40,4$  см<sup>3</sup>/с,  $h_{min}=15,9$  мкм. Данным критериальным ограничениям удовлетворяет ряд точек, из множества которых была выбрана точка  $A'$ , для которой потери мощности на трение минимальны.

На втором шаге оптимизации в качестве параметров осевого профиля были использованы значения точки  $A'$ . Аналогично в окрестности этой точки проводился поиск нового симметричного профиля в радиальном направлении. Для численного исследования пространства параметров системы так же было проведено 128

расчетов траектории поршня. В качестве новых критериальных ограничений были взяты расчетные характеристики точки А':  $N' = 340,4$  Вт,  $Q' = 14,5$  см<sup>3</sup>/с,  $h'_{\min} = 16$  мкм. Этим ограничениям удовлетворяет ряд точек, среди которых была выбрана точка А'', являющаяся наилучшей по сумме обобщенных выходных параметров.

Результаты расчетов гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень-цилиндр» после оптимизации в осевом и радиальном направлениях приведены в таблице. Здесь же приведены расчеты параметров на режиме максимального момента.

Таблица 1. Результаты оптимизации

Поршень	N, Вт	Q <sub>1</sub> , см <sup>3</sup> /с	h <sub>min</sub> , мкм
серийный (точка А)	389,6*	40,4	15,9
	240,7	30,2	12,4
оптимизированный в осевом направлении (точка А')	340,4	14,5	17,1
	209,3	10,4	11,5
оптимизированный в осевом и радиальном направлениях (точка А'')	308,7	17,4	16,0
	188,5	12,8	11,3

\* - в числителе результаты на режиме максимальной мощности, в знаменателе – на режиме максимального момента.

Таким образом, для всех принятых зазоров на исследуемых режимах работы двигателя поршень с оптимизированным профилем имеет лучшие гидромеханические характеристики. В ходе оптимизации удалось без значительного изменения толщины смазочного слоя сократить потери мощности на трение на 20,8...21,6 %, расход смазки в направлении камеры сгорания на 56...57,6 %.

#### Литература:

1. Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов, Г.И. Плешаков, В.В. Милицин. Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень-цилиндр»// Двигателестроение.- 2003.- №2.-С.15-18.
2. В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк. Применение методов оптимизации для совершенствования гидродинамических опор скольжения двигателей транспортных машин// Вестник Российской академии транспорта: Уральское межрегиональное отделение.- 2001.-№3.-С. 94-98.
3. Соболев И.М., Статников Н.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями.- М.: Наука, 1981.- 285 с.
4. Прокопьев В.Н. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита – Поршень 3» /Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А. и др.– Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2005610094 Зарег. 11 января 2005г.

### АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АМПЛИТУД ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ (АПД) НА УПРУГИХ ОПОРАХ

**Сорокин А.Н.** (Ярославский государственный технический университет)

При проектировании нового двигателя (особенно, с нетрадиционными конструктивными схемами) или модернизации существующих моделей необходимо