

УДК 621.43.001.4

А.А. ЗОТОВ¹, А.В. БЕЛОГУБ¹, Ю.А. ГУСЕВ²¹ ОАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина² Национальный аэрокосмический университет имени Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

РЕШЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОРШНЕЙ ЛЕГКОТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В работе рассмотрена проблема идентификации результатов расчета НДС тонкостенного поршня методом конечных элементов с данными, полученными в ходе экспериментальных исследований. Предложено использование многоуровневых расчетных моделей для определения НДС поршня. Рассмотрено применение обратной задачи теории упругости при проектировании деталей двигателя внутреннего сгорания, и в частности, поршня. Установлены параметры эквивалентной площадки и представлена формула для их определения.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, обратная задача теории упругости, эквивалентная площадка, эксперимент, граничные условия, поршень, проектирование, исследование.

Введение

При проектировании поршней ДВС с принудительным воспламенением одной из важнейших задач является решение контактной задачи и как результат определение действительных напряжений в районе отверстия под поршневой палец и юбке поршня. Для решения этой задачи необходимо создать достоверную расчетную модель, учитывающую взаимодействие поршня с поршневым пальцем и стенкой цилиндра (рис. 1).

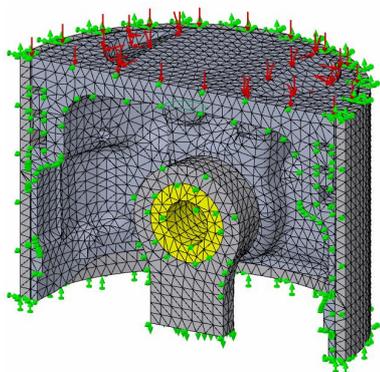


Рис. 1. Расчетная модель поршня

Расчетная модель поршня базируется на его упрощенной трехмерной модели. В большинстве случаев с целью снижения трудоемкости расчета и уменьшения машинного времени целесообразно брать для расчетной модели половину поршня в виду его симметричности. Такая модель в свой состав включает как сам поршень, так и сопрягаемые с ним детали: поршневой палец и сегмент стенки цилиндра. Для большей достоверности модели в её состав также может быть включена часть шатуна с верхней

головкой, которая оказывает влияние на деформацию поршневого пальца.

Однако, на этапе предварительного проектирования целесообразно использовать упрощенную расчетную модель (рис. 2), состоящую только из половинки поршня. Это позволяет существенно сократить время расчетов и ускорить процесс проектирования.

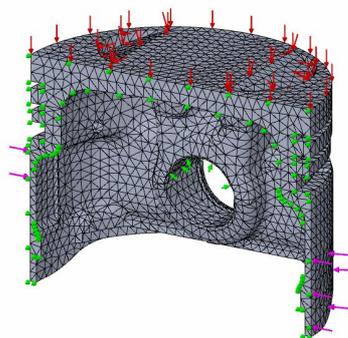


Рис. 2. Упрощенная расчетная модель поршня

В такой модели пары взаимодействия заменены эквивалентными площадками и силами/закреплениями, приложенными к ним (рис. 3).

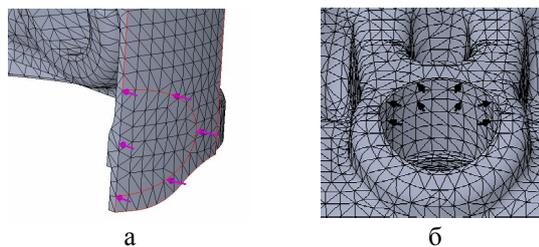


Рис. 3. Эквивалентные площадки и приложенные к ним ограничения

Результаты исследований

На первом рисунке (рис. 4) представлена эквивалентная площадка на юбке поршня с приложенной силой имитирующей реакцию опоры, а на втором – площадка в отверстии под поршневой палец и ограничения перемещения в радиальном направлении приложенные к ней.

Как показали исследования, размеры контактной площадки на юбке не оказывают существенного влияния на напряженно-деформированное состояние поршня в целом и носят локальный характер (рис. 4).

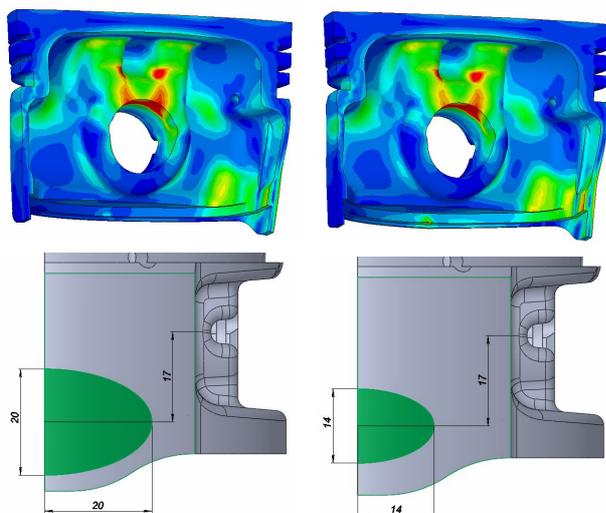


Рис. 4. Влияние параметров эквивалентной площадки на юбке поршня на напряженно-деформированное состояние поршня

Для первого случая (левый рисунок) высота и ширина площадки составляют 20 мм, а площадь 322 мм²; а во втором (правый рисунок) – 14 мм и 156 мм² соответственно. По площади площадки отличаются примерно в 2 раза. В наиболее оптимальном случае при упругой деформации юбки поршня пятно контакта по ширине будет совпадать с шириной юбки [1]. Однако, такая ситуация маловероятна, поэтому следует выбирать ширину площадки в пределах 70 – 80% от ширины юбки поршня.

Рассмотрим эквивалентную площадку в ПО (отверстие под поршневой палец).

Под нагрузкой поршневой палец изгибается, что приводит к изменению пятна контакта и перераспределению сил в пятне контакта. В результате внутренняя кромка в ПО догружается, а поверхность вблизи канавки под стопорное кольцо наоборот разгружается. Таким образом, глубина с эквивалентной площадки должна быть меньше, чем величина заделки поршневого пальца *b* (рис. 5). Также необходимо учитывать зазор *a* между головкой шатуна

и бобышкой поршня и диаметры *D* и *d*, определяющие жесткость пальца.

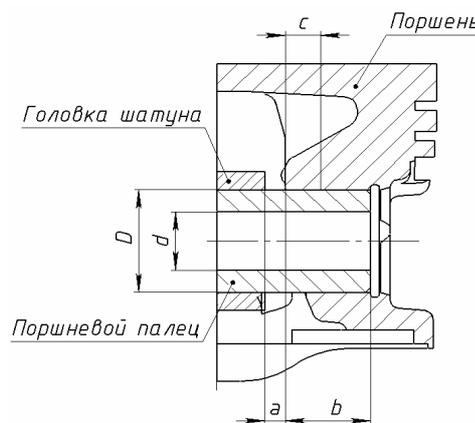


Рис. 5. Поршень с поршневым пальцем и верхней головкой шатуна

Для определения геометрических параметров эквивалентной площадки необходимо решить обратную задачу теории упругости [2]: зная величины деформаций или напряжений в контрольных точках, полученные экспериментальным путем или в результате расчета с применением полноценной многокомпонентной расчетной модели, восстановить искомый параметр *c* – глубину площадки.

Для оценки искомого параметра необходимо провести минимизацию функции невязки по вектору искомых параметров (идентификация параметров системы). Система называется локально идентифицируемой, если её квадратичная функция невязки имеет минимум:

$$\Phi(\bar{B}) = \min [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})]^T [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})].$$

Вектор неизвестных параметров \bar{B} может включать в себя любое количество неизвестных коэффициентов уравнений модели (параметров), не нарушающие условие локальной идентифицируемости системы. В данном случае проводим минимизацию функции невязки по параметру *c*.

Исходными данными в этой ситуации являются напряжения, измеренные тензодатчиками в ходе экспериментальных исследований, обозначим их как Y_i , а напряжения, полученные расчетным путем с применением упрощенной расчетной модели в этих же точках обозначим как Y'_i , где *i* – номер точки измерения (рис. 6). Учитывая зеркальность препарировки поршня тензодатчиками, будем использовать среднее значение, измеренное двумя парными датчиками.

Сведем расчетные данные и данные, полученные в ходе эксперимента, в табл. 1.

Зависимость изменения величин напряжений в теле поршня от длины с эквивалентной площадки представлена на рис. 7.

Таблица 1

Расчетные напряжения в заданных точках поршня

i	Величина напряжений, МПа												Y _i
	Длина площадки с, мм												
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	13	15	17	
1	36,7	37,01	36,8	37,09	37,5	37,72	38	38,11	38,35	38,82	38,85	39,11	37,38
2	73,78	70,75	68,7	65,55	63,2	61,14	59,17	56,81	54,78	52,32	50,76	49,97	60,40
3	71,77	68,89	68,68	64,57	62,3	59,65	57,2	55,75	53,94	51,01	50,07	48,31	57,36
4	141,7	105,8	82,2	71,11	61,55	55,41	50,98	48,8	46,93	45,25	44,91	45,22	68,28
5	65,05	65,68	64,76	65,52	65,54	67,29	67,26	72,03	72,05	69,73	69,95	71,03	70,38

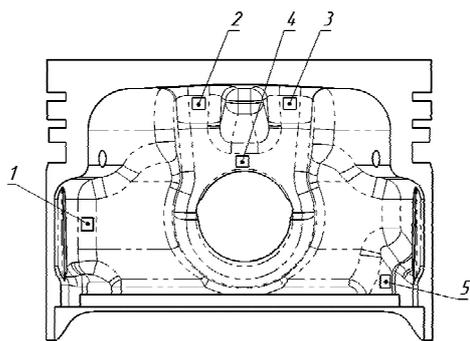


Рис. 6. Схема препарирования поршня тензодатчиками

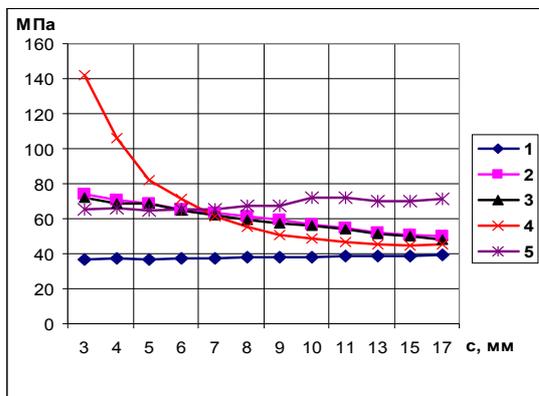


Рис. 7. Влияние длины с эквивалентной площадки на напряжения в теле поршня

Определим абсолютный коэффициент чувствительности для напряжений в каждой точке измерения от изменения длины с опорной площадки:

$$A_i(c) = \frac{\Delta Y_i'(c)}{\Delta c},$$

где $\Delta Y_i'$ – изменение расчетных напряжений при изменении параметра с эквивалентной площадки на величину Δc .

В данном конкретном случае $\Delta c = 1$ (табл. 1), график изменения коэффициента чувствительности представлен на рис. 8. Из графика видно, что наиболее чувствительны к изменению размеров площадки оказались точки 2, 3 и 4 (см. рис. 6), причем в пер-

вых двух точках наблюдается стабильность этого параметра, а для точки 4 коэффициент чувствительности носит явно выраженный регрессивный характер. Это объясняется непосредственной близостью эквивалентной площадки и точки измерения напряжений. Очевидно, что параметры площадки не оказывают существенного влияния на напряжения в юбке поршня (точки 1 и 5), что подтверждает график. Исходя из полученных результатов по чувствительности, можно предположить, что искомый параметр с будет лежать в пределах 5...9 мм. При меньших значениях чувствительность системы резко возрастает, а при больших – стремится к нулю. Понятно, что такие решения не могут являться приемлемыми.

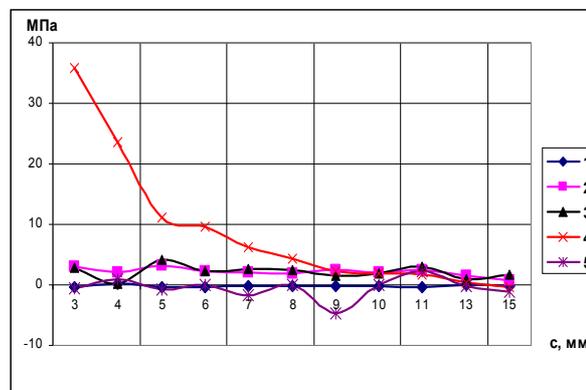


Рис. 8. Изменение коэффициента чувствительности для характерных точек измерения напряжений в теле поршня

Функцию невязки по параметру с запишем в следующем виде:

$$\Phi(c) = \sum_{i=1}^n (Y_i - Y_i'(c))^2 \rightarrow \min.$$

Из графика видно, что функция имеет свой минимум при величине с, равной 6,3 мм (рис. 9).

Однако использование этого метода для нахождения параметра с в каждом отдельном случае проектирования поршней ДВС приводило бы к дополнительным затратам времени.

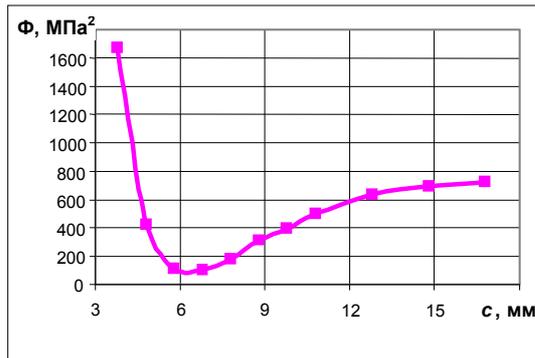


Рис. 9. Функция невязки для определения размера с эквивалентной площадки

Поэтому, для снижения трудоемкости проекторочных работ, предлагается применять эмпирическую зависимость размеров опорной площадки в отверстии под поршневой палец от геометрических параметров поршневого пальца и его положения относительно поршня:

$$c = K1 \cdot K2 \cdot K3 \cdot b / 2,$$

где $K1 = (b - a) / b$ – коэффициент, учитывающий величину заделки и величину вылета поршневого пальца; a – величина вылета поршневого пальца, мм; b – величина заделки поршневого пальца, мм; $K2 = b/D$ – коэффициент, учитывающий величину заделки и диаметр поршневого пальца; D – диаметр поршнево-

го пальца, мм; $K3 = (1 - d^4 / D^4)$ – коэффициент, учитывающий наличие полости в поршневом пальце; d – внутренний диаметр поршневого пальца, мм.

В развернутом виде выражение имеет вид:

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

Приведенная зависимость основана на результатах, полученных в ходе решения обратной задачи теории упругости, и позволяет оперативно определить искомый параметр, не прибегая к решению собственно обратной задачи.

Предложенная формула имеет ограниченное применение и справедлива для тонкостенных поршней ДВС с принудительным воспламенением, диаметр которых находится в диапазоне от 60 до 100 мм, а диаметр отверстия под поршневой палец составляет 12...25 мм.

Литература

1. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного дизеля / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: ХАИ, 2001. – Вып. 26. – С. 100-102.
2. Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А.В. Олейник, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // *Вестник двигателестроения*. – 2004. – № 2. – С. 109-112.

Поступила в редакцию 2.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е. Ведь, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина.

РІШЕННЯ КОНТАКТНОЇ ЗАДАЧИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПОРШНІВ СУЧАСНИХ ЛЕГКОПАЛИВНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

О.О. Зотов, О.В. Білогуб, Ю.А. Гусев

У роботі вирішена проблема ідентифікації результатів розрахунків НДС поршня методом кінцевих елементів і результатів, які отримані в ході натурного експерименту. Запропоновано використання багаторівневих розрахункових моделей для визначення НДС поршня. Розглянуто застосування зворотної задачі теорії пружності при проектуванні деталей двигуна внутрішнього згорання, зокрема поршня. Встановлені параметри еквівалентної площинки і наведена формула для їх визначення.

Ключові слова: напружено-деформований стан, зворотна задача теорії пружності, метод кінцевих елементів, експеримент, граничні умови, поршень, проектування, дослідження.

THE DECISION OF CONTACT PROBLEM AT THE DESIGNING FOR MODERN INTERNAL COMBUSTION ENGINE PISTONS

A.A. Zotov, A.V. Belogub, Yu.A. Gusev

In article the identification problem of the FE analysis results of the piston stress-deformation state with data obtained by means of the experiment is considered. An application of inverse problem of elasticity theory for designing of internal combustion engine parts is considered. The use of level-based computational models for determining the mode of deformation of the piston are proposed.

Key words: stress-deformation, inverse problem of elasticity theory, finite elements method, experiment, terminal conditions, piston, designing, verification.

Зотов Александр Александрович – нач. бюро конструкторского отдела ОАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: alexandr_al@rambler.ru.

Белогуб Александр Витальевич – канд. техн. наук, доцент, технический директор ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: kb_pist@avtramat.com.

Гусев Юрий Алексеевич – канд. техн. наук, проф. кафедры, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.