

УДК 539.3

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ
ОПАСНОГО СЕЧЕНИЯ ПОРШНЯ ПНЕВМОМОТОРА

© 2011 г.

Л.Т. Раевская

Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

lrvsk@yandex.ru

Поступила в редакцию 24.08.2011

Проведен расчет рациональных параметров опасного сечения поршня аксиально-поршневого пневмомотора в области паза. Предложено сечение ребра жесткости, уменьшающее изгибные деформации.

Ключевые слова: аксиально-поршневой пневмомотор, оптимизация ребра жесткости, конечно-элементная модель.

Преимущества аксиально-поршневых пневмодвигателей типа ДАР – малые габариты на единицу мощности, пригодность для работы в тяжелых эксплуатационных условиях (повышенные температуры, пыль, влажность, вибрация), высокая безопасность работы – позволяют использовать их в качестве приводов. Эти двигатели по сравнению с радиально-поршневыми той же мощности имеют в полтора-два раза меньшие габариты и массу [1]. Поршни двигателей серии ДАР расположены параллельно оси ротора. К торцевым поверхностям прикладывается поочередно давление из газораспределительной магистрали. Около 80% отказов в процессе эксплуатации двигателей серии ДАР происходят из-за трещин в стенках поршня, появление которых связано с внецентренным растяжением–сжатием. Трещины при эксплуатации появляются в углах паза. Конечно-элементная модель поршня пневмомотора ДАР-14М, построенная с помощью программного комплекса ANSYS, и поле напряжений в теле поршня, представлены на рис. 1. В центре поршня находится паз, через который при работе проходит ротор, видны также отверстия под палец с роликом, обкатывающим ротор. Между опорами под палец – ребро жесткости для уменьшения деформации изгиба.

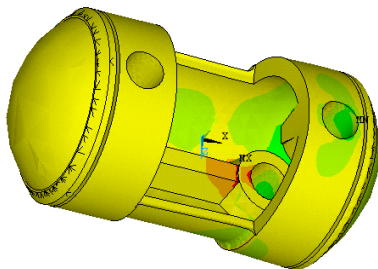


Рис. 1

Ребро жесткости имеет вид трапеции (рис. 2).

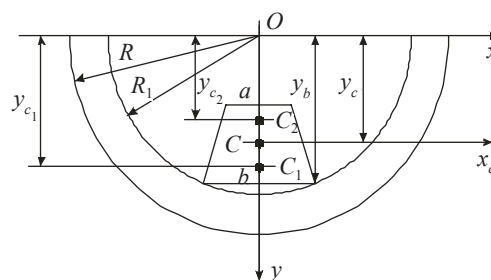


Рис. 2

В [2] были приведены результаты аналитического расчета размеров ребра жесткости без учета тела поршня. Полученные результаты показали сильную зависимость величины нормального максимального напряжения в различных направлениях от параметров ребра жесткости. В связи с необходимостью уточнения изложенных в статье [2] результатов в настоящем исследовании проведен расчет параметров с учетом всего сечения поршня в области паза. Цель этого исследования – подбор такого сечения ребра жесткости при сохранении его массы и высоты, которое привело бы к уменьшению изгибных деформаций стенок поршня. На рис. 2 показано сечение поршня в той его части, где появляется наибольшая деформация изгиба в процессе эксплуатации. Сечение можно представить как составное из трапеции, сегмента и полукольца. Приняты следующие обозначения: C_1 – центр тяжести трапеции, C_2 – центр тяжести полукольца (центр тяжести сегмента не показан на рис. 2), C – центр тяжести составного сечения, O – точка, через которую проходит линия действия внешней силы P (эта линия перпендикулярна плоскости сечения), y_{c1} – координата

центра тяжести трапеции, y_{c_2} – координата центра тяжести полукольца, y_c – координата центра тяжести составного сечения, y_b – расстояние от нижнего основания трапеции до начала отсчета, x_c – центральная ось. Кроме того, приняты следующие обозначения: a и b – верхнее и нижнее основания трапеции, h – высота трапеции; R, R_1 – больший и меньший радиусы полукольца соответственно. Пусть S_1, S_2, S_3 – площади трапеции, полукольца и сегмента соответственно,

$$S_1 = \frac{h}{2}(a + b), \quad S_2 = \frac{\pi}{2}(R^2 - R_1^2),$$

$$S_3 = \frac{R_1^2}{2}(2\alpha - \sin(2\alpha)). \quad (1)$$

Площадь сегмента в силу малости по сравнению с остальными площадями пренебрегали. Вместе с тем, сегмент объединял отдельные площади в единое целое – сечение поршня. С целью увязать (в отсутствие площади сегмента) точки окружности радиуса R_1 и концы отрезка b составлены необходимые соотношения

$$y^2 + x^2 = R_1^2, \quad y_b^2 + \frac{b^2}{4} = R_1^2,$$

$$y_b = \frac{\sqrt{4R_1^2 - b^2}}{2}. \quad (2)$$

Высота ребра жесткости конструктивно не должна превышать 15 мм для свободного движения ротора в двигателе ДАР-14М. Получаем для координаты центра тяжести составного сечения следующее соотношение:

$$y_c = \left(\frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{4R_1^2 - b^2}}{2} - \frac{h(2a + b)}{3(a + b)} \right) h(a + b) + \frac{2(R^2 + RR_1 + R_1^2)(R^2 - R_1^2)}{3(R + R_1)} \right) \times \left(\frac{h}{2}(a + b) + \frac{\pi}{2}(R^2 - R_1^2) \right)^{-1}. \quad (3)$$

Вычисленные с учетом (3) моменты инерции сечения относительно центральных осей подставлялись в формулу для нормального максимального напряжения при внецентренном растяжении–сжатии:

$$\sigma = \frac{P}{S_1 + S_2} + \frac{Py_o y_1}{J_x}, \quad (4)$$

где P – величина результирующей силы, приложенной к сечению, линия действия которой проходит через точку O ; y_o – координата точки приложения результирующей, y_1 – координата самой удаленной от нейтральной линии точки сечения.

Нейтральная линия расположена между центрами тяжести частей составного сечения и проходит ниже центральной оси. Далее ввиду громоздкости выражения для нормального напряжения расчет проводился с помощью программы MAPLE 9.5. Прежде всего было установлено, что нормальное максимальное напряжение не имеет экстремума в заданной области изменения параметров a (рис. 3) и, следовательно, надо минимизировать функцию. Для проведения минимизации функции $\sigma(a, b)$ в качестве ограничения была выбрана связь между параметрами в виде $a + b - 2S/h = 0$. Это ограничение можно использовать для любого типа двигателей ДАР. В частности, для пневмомотора ДАР-14М $2S/h = 24$ мм. Кроме того, гораздо больший вклад в σ дает второе слагаемое в формуле (4), которое появляется из-за внецентренного растяжения–сжатия. Из рис. 3 видно, что увеличение параметра a (соответственно, уменьшение b) приводит к уменьшению напряжения. Это объясняется тем, что при условии постоянства площади сечения трапеции (ограничения на параметры) рост параметра a приближает центр тяжести сечения к точке приложения силы P , тем самым уменьшая плечо силы.

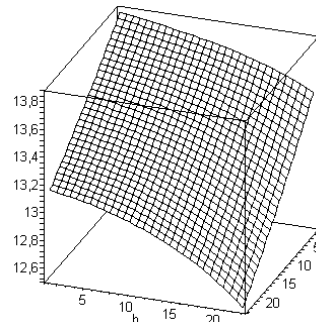


Рис. 3

Если параметры ребра жесткости выбрать, например, $a = 20$ мм, $b = 4$ мм, то уменьшение напряжения вдоль оси поршня составит 4–6%. С целью проверки этого результата была построена расчетная модель, у которой были закреплены точки на внутренней поверхности отверстия под палец с роликом с той стороны, где прикладывается внешняя нагрузка в виде давления на торец поршня. Статический расчет показал, что для двух наборов параметров: $a = 8$ мм, $b = 16$ мм (существующие в настоящее время параметры ребра жесткости); $a = 20$ мм, $b = 4$ мм, действительно уменьшение нормального максимального напряжения вдоль оси поршня составляло 4%, что подтверждает точность теоретического расчета. Следует отметить, что в программном комплексе ANSYS были вычислены напряжения во всех уз-

лах конечных элементов. И для напряжений вдоль оси u , перпендикулярной к оси поршня, в некоторых узлах уменьшение напряжения достигало 17–20%. Таким образом, можно предполагать, что существуют более рациональные параметры ребра жесткости, которые позволяют уменьшить изгибное напряжение и, как следствие, – отказы поршня.

Список литературы

1. Яшин А.Н., Анкудинов Д.Т. Машины и оборудование для горнодобывающей промышленности и строительства. Екатеринбург: Уральский лесотехнич. ин-т, 1992. С. 77.
2. Раевская Л.Т. Оптимизация ребра жесткости поршня пневмомотора // Изв. вузов. Горный журнал. 2008. №6. С. 90–94.

THE RESULTS OF ANALYZING THE PARAMETERS OF A HAZARDOUS CROSS-SECTION OF A PNEUMATIC MOTOR PISTON

L. T. Raevskaya

Rational parameters of a hazardous cross-section of a piston in an axial pneumatic motor in the region of slot were analyzed. A stiffening rib cross-section has been proposed that reduces bending deformations.

Keywords: axial piston pneumatic motor, stiffening rib optimization, finite element analysis.