

**УДК 677.023/024 (075.8)**

**Сайидмурад Мирзохид Мирзарахимович-старший преподаватель  
Наманганский инженерно-технологический институт, г. Наманган,  
Узбекистан**

**Научный руководитель: Абдувахидов М.-к.т.н.**

**Наманганский инженерно-технологический институт, г. Наманган**

## **АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПАКЕТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

**Аннотация:** В статье исследован вопрос об определении параметров жёсткости делительного цилиндра чесального аппарата, образованного путем набора на вал пакета из дисков, имеющих одинаковые толщины при разных диаметрах и сжатого продольным усилием сжатия. Поставленная задача решена на основе правил теоретической механики и феноменологического анализа

**Ключевые слова:** делительный цилиндр; чесальный аппарат; параметры жесткости; продольные усилия; сжатие; набор дисков; толщина; диаметр; теоретическая механика; феноменологический анализ.

**УДК 677.023/024 (075.8)**

## **ANALYTICAL DETERMINATION OF THE LONGITUDINAL STIFFNESS OF BATCH STRUCTURES**

**The abstract:** In article the question of determination of flexural rigidity of the flexible package core representing a package, formed of the hard disks having small thickness in comparison with its length and the cross sizes by longitudinal effort of compression is investigated. The objective is solved on the basis of the power analysis of conditions of balance of one of package disks.

**The Keywords:** Flexible packet peg; the method; acerbity on flexible; the function; the longitudinal efforts; the compression; the disc element; the radius; the

*constructive factor; the working factor; the geometric parameter; physical parametr.*

В машиностроении, строительстве и космических аппаратах используются составные конструкции в виде пакета плоских элементов, сжатых продольным усилием, сообщаемым специальным натяжным тросом. Плоские элементы могут иметь одинаковые или изменяемые по определенной закономерности форморазмерные характеристики, а также быть изготовлены из одинакового или различного материала. Основной целью применения подобных конструкций является увеличение жесткостных параметров несущих элементов и рабочих органов машин в виде гибких пакетных конструкций. В технологических машинах современной текстильной промышленности часто применяются составные рабочие органы в виде пакета плоских дисковых элементов, набранного на вал, и сжатого продольным усилием, сообщаемым валом. Результаты ряда исследований указывают на перспективность применения пневмомеханического способа прядения в аппаратной системе прядения, в которой наиболее характерным оборудованием является чесальный аппарат.

Одним из важнейших рабочих органов чесального аппарата является делительный цилиндр, который набран из дисков двух разных диаметров [1]. Набор дисков образует чередующиеся выступы и пазы, ширины которых равны между собой. Набор дисков зажимными гайками сжимается продольным усилием и образует пакет, способный работать не только на сжатие, но и на изгиб и на кручение. Важными механическими параметрами делительных цилиндров являются продольные, изгибные и крутильные жесткости. Очевидно, эти параметры делительного цилиндра будут равны сумме жесткостей вала и пакета в виде набора дисков. Так как жесткостные

параметры вала определяются известным образом [2], нам достаточно определить параметры пакета дисковых элементов.

Вопросы механики подобных пакетных конструкций разработаны весьма слабо, что связано с отсутствием к настоящему времени научно обоснованного и надежного метода теоретического определения их жесткостных параметров и особенностей протекания динамических процессов в них.

Проведенное исследование работы пакетных конструкций на изгиб, растяжение сжатие и кручение, и аналитических способов определения их жесткостных параметров, механизмов влияния конструктивных и эксплуатационных факторов и особенностей этого влияния показал, что исследуемые вопросы в физико-механическом отношении являются довольно сложными. В этих условиях использование слишком упрощенных моделей будет давать результаты с низкой точностью. Усложнение моделей нецелесообразно не только из-за большого количества факторов, подлежащих к учету, но и вследствие большого диапазона разброса в проявлении их влияние в пакетных стержнях разной конструкции.

Будем считать, что при растяжении деформации не превышают по абсолютной величине предварительные монтажные деформации сжатия пакета. В противном случае пакет следует считать разрушенным. Пока будем пренебрегать влиянием контактных деформаций и других факторов.

При работе на растяжение гибких пакетных стержней, образованных продольным сжатием, нагрузку несут только стягивающие элементы. Поэтому в этом случае его жесткость будет равна сумме жесткостей стягивающих элементов:

$$B_{bc} = \sum_{i=1}^n E_{ib} F_{ib} \quad (1.1)$$

Здесь:

$B_{bc}$  – суммарная жесткость стягивающих элементов;

$E_{ib}$  – модули упругости материалов стягивающих элементов;

$F_{ib}$  – площади поперечных сечений стягивающих элементов;

$n$  – количество стягивающих элементов.

Теперь нам следует определить жесткости на растяжение и сжатие монолитных пакетных стержней и на сжатие гибких пакетных стержней при отсутствии работающих на сжатие стяжек. Очевидно, обратная величина относительной жесткости монолитных пакетных стержней на растяжение и сжатие и гибких пакетных стержней на сжатие будут равны сумме обратных величин относительных жесткостей плоских элементов.

$$\frac{L}{B_{nc}} = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_{in} F_{in}} \quad (1.2)$$

Здесь:

$E_{in}$  – модули упругости материалов плоских элементов;

$F_{in}$  – площади подвергаемых сжатию поверхностей плоских элементов;

$L$  – длина пакета;

$n$  – количество плоских элементов;

$l_i$  – толщины плоских элементов.

Отсюда следует, что жесткости монолитных пакетных стержней на растяжение и сжатие, и гибких пакетных стержней на сжатие будут равны

$$B_{nc} = \frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_{in} F_{in}}} \quad (1.3)$$

На основании полученного решения напишем выражение для продольной жесткости монолитного пакетного стержня, состоящего из чередующихся рабочих и прокладочных дисков:

$$B_{pn} = \frac{(l_p + l_n)E_p F_p E_n F_n}{l_n E_p F_p + l_p E_n F_n} \quad (1.4)$$

Здесь:

$l_p, l_n$  – толщины рабочих и прокладочных дисков;

$E_p, E_n$  – модули упругости материалов рабочих и прокладочных дисков;

$F_p, F_n$  – площади поперечных сечений рабочих и прокладочных дисков.

Положим, в пакетной конструкции на сжатие работают и пакет, и стягивающие элементы. В этом случае жесткости монолитных пакетных стержней на растяжение и сжатие, и гибких пакетных стержней на сжатие будут равны сумме жесткостей на сжатие стягивающих элементов и пакета:

$$B_{cc} = \sum_{i=1}^n E_{ib} F_{ib} + \frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_{in} F_{in}}} \quad (1.5)$$

При этом гибкий пакетный стержень будет представлять собой статически неопределимую систему.

Рассмотрим вопрос об определении изгибной жесткости монолитных пакетных стержней. Очевидно, в этом случае обратная величина относительной жесткости пакета дисковых элементов будет равна сумме обратных величин относительных жесткостей отдельных дисков, т.е.

$$\frac{L}{C} = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_i J_i}$$

Здесь:

$C/L$  – относительная жесткость на изгиб гибких пакетных стержней;

$E_i$  – модули упругости материалов плоских элементов;

$J_i$  – осевые моменты инерции плоскостей поперечных сечений плоских элементов;

$l_i$  – толщины плоских элементов;

$n$  – количество плоских элементов в пакете.

Отсюда следует, что изгибная жесткость пакета, выполненного в виде монолитного тела, будет равна

$$C = \frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_i J_i}} \quad (1.6)$$

Если в пакете рабочие и прокладочные диски чередуются равномерно, то:

$$C = \frac{(l_p + l_n) E_p J_p E_n J_n}{l_n E_p J_p + l_p E_n J_n} \quad (1.7)$$

Здесь:

$l_p, l_n$  – толщины рабочих и прокладочных дисков;

$E_p, E_n$  – модули упругости материалов рабочих и прокладочных дисков;

$J_p, J_n$  – осевые моменты инерции площадей поперечных сечений рабочих и прокладочных дисков.

Полученные результаты аналитического исследования являются решением задачи без учета влияния продольного усилия сжатия набора дисков делительного цилиндра. Переходим к решению задачи с учетом влияния продольного усилия сжатия набора дисков делительного цилиндра.

Полученные решения задачи описывают в качественном и количественном отношении изменение величин продольной, изгибной и крутильной жесткостей составных частей рабочих органов типа делительных цилиндров чесальных аппаратов в виде пакетов дисковых элементов.

**Использованные источники:**

- 1.Макаров А.И. и др. Расчет и конструирование машин прядильного производства. М.: Машиностроение , 1981, 464 с.
- 2.Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов. – Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1962, 456с.
- 3.Абдувахидов М. Динамика пакетных роторов текстильных машин. Ташкент: ФАН, 2011, 165с.