

УДК 677.023/024 (075.8)

***Абдувахидов Мубошер-кандидат технических наук, профессор;
Сайидмурад Мирзохид Мирзарахимович-старший преподаватель
Наманганский инженерно-технологический институт, г. Наманган,
Узбекистан.***

ОБ АНАЛИТИЧЕСКОМ И ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКОМ ОПРЕДЕЛЕНИИ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ ДЕЛИТЕЛЬНОГО ЦИЛИНДРА

Аннотация: В статье исследован вопрос об определении изгибной жёсткости делительного цилиндра чесального аппарата, образованного путем набора на вал пакета из дисков, имеющих одинаковые толщины при разных диаметрах и сжатого продольным усилием сжатия. 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. Основной целью применения подобных конструкций является увеличение жесткостных параметров несущих элементов и рабочих органов машин в виде гибких пакетных конструкций. 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)

***Abduvahidov Mubosher-candidate of technical sciences, professor;
Sayidmuradov Mirzokhid Mirzarakhimovich - Senior Lecturer***

**ON ANALYTICAL AND PHENOMENOLOGICAL
DETERMINATION OF BENDING STIFFNESS OF DIVIDING CYLINDER**

***The abstract:** The article investigated the issue of determining the flexural rigidity of the dividing cylinder of the cartilage apparatus, formed by recruiting a package of disks having the same thicknesses at different diameters and compressed by longitudinal compression force on the shaft. The mechanics of such package structures are very poorly developed, which is due to the lack of a scientifically sound and reliable method for theoretically determining their stiffness parameters and the peculiarities of dynamic processes in them. The main purpose of using such structures is to increase the stiffness parameters of the load-bearing elements and working elements of machines in the form of flexible package structures. The problem was solved on the basis of the rules of theoretical mechanics and phenomenological analysis.*

***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.*

1. Введение

В различных отраслях экономики находят применение составные конструкции и по назначению они делятся на две группы: составные конструкции, применяемые в качестве несущих элементов и составные конструкции, применяемые в качестве рабочих органов.

Составные конструкции обеих групп по способу функционирования можно также делить на два вида: составные конструкции без использования

силовых факторов в конструктивных целях и составные конструкции с использованием силовых факторов в конструктивных целях.

Силовые факторы в составных конструкциях могут использоваться в целях повышения несущей способности и жесткости путем упругого упрочнения, образования жесткой пространственной конструкции с помощью посадок с натягом и образования пакета из многочисленных элементов, способного работать на растяжение, сжатие, изгиб и кручение. В указанных целях применяют продольные, поперечные в т.ч. радиальные и моментные силовые факторы.

Одновременное удовлетворение современных требований к конструкциям, в своем большинстве противоречивых, является весьма сложной задачей, успешное решение которой требует использования нетрадиционных подходов к ее решению. Одним из таких подходов является оптимальное проектирование. Особенностью оптимального проектирования является нахождение оптимального или экстремального значения некоторого параметра, например, массы или стоимости при нескольких заданных исходных параметрах или факторах ограничения.

Увеличение количества подлежащих к учету факторов при одновременном повышении требований к точности проектирования, характерные оптимальному проектированию, привели к потребности резкого повышения требуемой точности определения указанных факторов, имеющих различную физическую природу.

. 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.

При исследованиях сложных объектов в последнее время большую эффективность обеспечивают методы диакоптики и конечных элементов, а также феноменологии. Основанные на разделении объекта исследования на отдельные части методы диакоптики и конечных элементов требуют индивидуализации задач в большой степени или применения мощных ЭВМ.

Метод феноменологического анализа, основанный на изучении объекта исследования в целом, без его расчленения и позволяющий отвлечься от физики процессов в наших случаях может оказаться эффективным.

Выполняя феноменологический анализ работы гибкой пакетной конструкции, мы будем пренебрегать физико-механическими явлениями, происходящими при этом в его объеме и будем изучать его поведение при внешнем воздействии.

При этом в исследовании мы будем оперировать теоретическими моделями пакетных конструкций в виде гибких пакетных стержней,

образуемых продольным сжатием пакета или монолитных пакетных стержней, которые могут быть образованы сваркой или склеиванием плоских элементов соответственно.

2. Аналитическое определение изгибной жесткости пакетных конструкций

Рассмотрим вопрос об определении изгибной жесткости монолитного пакетного стержня. 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 ГПС;

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

$$C = \frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_i J_i}} \quad (2.1)$$

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

$$C = \frac{(l_p + l_n)E_p J_p E_n J_n}{l_n E_p J_p + l_p E_n J_n} \quad (2.2)$$

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.

3. Феноменологическое определение изгибной жесткости пакетных конструкций

Из предварительных наших теоретических и экспериментальных исследований, подтверждаемых другими авторами известно, что при увеличении величины усилия сжатия пакета от нулевого значения происходит следующее [3],:

1. Неуклонно увеличиваются величины изгибных, продольных и крутильных жесткостных параметров. При этом численные значения жесткостей асимптотически приближаются к их расчетным значениям, определенным для монолитного пакетного стержня.

2. Темп роста величин изгибной, продольной и крутильной жесткостей неуклонно снижается с максимального значения при нулевом значении усилия сжатия, асимптотически приближаясь к нулевому значению.

3. По результатам экспериментов, иногда, по крайней мере, экстраполяцией этих результатов всегда можно определить значения усилия сжатия пакета N_0 , при которых значения параметров жесткостей не отличаются от расчетных их значений определенных для расчетной модели в

виде монолитного пакетного стержня не более, чем заранее определенная конечная малая величина.

4. Практические диапазоны изменения функций увеличения жесткостей и уменьшения темпов их роста ограничены техническими условиями и механическими параметрами пакетного стержня.

Анализируя приведенное выше можно прийти к выводу, что темпы роста величин изгибной, продольной и крутильной жесткостей гибких пакетных стержней при соответствующих значениях величины усилия сжатия пакета N , в первом приближении можно считать пропорциональными разностям расчетной жесткости монолитного пакетного стержня и жесткости гибких пакетных стержней и обратно пропорциональными значениям усилий сжатия.

Отметим, что величина усилия сжатия во всем диапазоне своего изменения $[0, N_0]$ возрастает прямолинейно. С учетом этого факта можно также с грубым приближением принять, что значение усилия сжатия в этом диапазоне равна полусумме его величин в граничных точках диапазона:

$$N = \frac{0 + N_0}{2} = \frac{N_0}{2} \quad (3.1)$$

Исходя из этих предпосылок можем выполнить математическое исследование и разработать математические модели процессов изменения параметров продольной, изгибной и крутильной жесткостей пакетного стержня в зависимости от изменения величины усилия сжатия пакета. При этом аналогичность закономерностей изменения изгибной, продольной и крутильной жесткостей гибких пакетных стержней позволяет вести их исследование параллельно.

На основе принятых положений и допущений можем считать, что приращения величин продольной, изгибной и крутильной жесткостей при

изменении величин усилия сжатия пакета при каждом их значении пропорциональны разностям между величинами жесткостей соответствующих монолитного пакетного стержня и текущих значений этих жесткостей и обратно пропорциональны средним величинам силы сжатия пакетов, т.е.

$$dC_u = \frac{2(C_{pu} - C_u)}{N_0} dN \quad (3.2)$$

Здесь:

dC_u и приращения изгибной и жесткости гибкого пакетного стержня;

dN – приращение величины усилия сжатия пакета;

C_{pu} - величина изгибной жесткости, рассчитанная для монолитного пакетного стержня;

C_u , - текущие значения величины изгибной жесткости пакетного стержня;

$N_0 / 2$ – средние величины силы сжатия пакетов.

Величины влияния всех остальных неучтенных факторов также в первом, грубом приближении определим функциями A_u [3], которые пока принимаем постоянными.

Тогда (3.2) перепишутся в следующем виде:

$$dC_u = \frac{2A_u(C_{pu} - C_u)}{N_0} dN \quad (3.3)$$

В этих уравнениях переменные разделяются:

$$\frac{dC_u}{dN} = \frac{2A_u(C_{pu} - C_u)}{N_0} \quad (3.4)$$

Очевидно, полученные уравнения можно переписать следующим образом:

$$\frac{dC_u}{dN} + \frac{2A_u}{N_0} C_u - \frac{2A_u C_{pu}}{N_0} = 0 \quad (3.5)$$

Уравнение (3.5) представляет собой обыкновенное линейное дифференциальное уравнения первого порядка. Для него получено общее решение в следующем виде:

$$C_u = C_{pu} + C_2 e^{-\frac{2A_u N}{N_0}} \quad (3.6)$$

Для определения постоянных интегрирования сформулируем краевые условия в следующем виде: при $N = 0, C_u = 0$; откуда находим: $C_2 = C_{pu}$; Тогда (3.6) примет вид:

$$C_u = C_{pu} \left(1 - e^{-\frac{2A_u N}{N_0}} \right) \quad (3.7.)$$

Теперь воспользуемся полученными решениями (2.2) для изгибной жесткости монолитного пакетного стержня, состоящего из чередующихся рабочих и прокладочных дисков. Тогда сможем написать выражения для величин изгибной жесткости при феноменологическом определении в следующем виде:

$$C_u = \frac{(l_p + l_n) E_p J_p E_n J_n}{l_n E_p J_p + l_p E_n J_n} \left(1 - e^{-\frac{2A_u N}{N_0}} \right) \quad (3.8)$$

Здесь:

l_p, l_n – толщины рабочих и прокладочных дисков;

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

J_{pp}, J_{pn} – полярные инерции моментов площадей поперечных сечений рабочих и прокладочных дисков.

Принимаем функции влияния продольного усилия на продольную, изгибную и крутильную жесткости или кратко функции продольной, изгибной и крутильной жесткостей в виде:

$$\eta = \left(1 - e^{-\frac{2A_0 N}{N_0}} \right) \quad (3.8)$$

Тогда (3.8) представится в виде:

$$C_u = \eta \frac{(l_p + l_n) E_p L_p E_n J_n}{l_n E_n J_p + l_p E_p J_n} = \eta C_{pu} \quad (3.9)$$

Полученные решения задачи описывают в качественном и количественном отношении изменение величин изгибной жесткости 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. Соппротивление материалов. – Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1962, 456с.
3. Абдувахидов М. Динамика пакетных роторов текстильных машин. Ташкент: ФАН, 2011, 165с