

## КЛАССИФИКАЦИЯ ЗЕВООБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО СТРУКТУРНЫМ ЗВЕНЬЯМ

### CLASSIFICATION OF SHED MECHANISMS BY STRUCTURAL LINKS

В.А. МАКАРОВ, Е.Н. ХОЗИНА, А.Н. ГАВРИЛОВ  
V.A. MAKAROV, E.N. HOZINA, A.N. GAVRILOV

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)  
(Moscow State Textile University "A.N. Kosygin")  
E-mail: gawriloff.alexej@mail.ru

*Кинематические схемы реальных зевобразующих механизмов являются пространственными системами, но с неярко выраженным отклонением положения ряда шарниров и звеньев от горизонтальной плоскости. Это обуславливает наличие большого числа избыточных связей в механизме, которые приводят к появлению дополнительных напряжений в деталях механизма и к сокращению сроков его службы. Целесообразной выглядит разработка методов снижения количества избыточных связей в кинематических схемах рычажно-стержневых зевобразующих механизмах с жесткими звеньями.*

*Kinematic schemes of real shed mechanisms are spatial systems, but not with a pronounced deviation of position of some hinges and links from a horizontal plane. It causes the presence of a great number of redundant links in the mechanism which lead to occurrence of additional pressure in the mechanism's details and to reduction of its operating life. Development of the methods of decrease in quantity of redundant links in kinematic schemes of lever-rod shed mechanisms with rigid links looks expedient.*

**Ключевые слова:** избыточные связи, рациональный механизм.

**Keywords:** redundant links, a rational mechanism.

В настоящее время на ткацких машинах (ТМ) вырабатывается широкий ассортимент тканей. Для того, чтобы полностью удовлетворить потребности рынка в выработке тканей различного ассортимента, существует множество различных типов ТМ, которые оснащаются зевобразующими механизмами (ЗОМ) различных кинематических схем и конструкций. Техническая характеристика ЗОМа оказывает большое влияние на производительность ТМ и ее ассортиментные возможности.

Зевобразующий механизм ТМ представляет собой сложную многозвенную разветвленную структуру, предназначенную для преобразования закона движения, задаваемого приводом, в требуемое регу-

лируемое перемещение ряда параллельно расположенных ремизных рам.

Имеется много схем механизмов ремизного движения, входящих в состав их ЗОМов и применяемых на разных типах ТМ: АТ, АТПР, СТР, СТП, СТБ и СТБ(У).

Представляет интерес рассмотреть различные кинематические схемы ЗОМов и провести их классификацию по особенностям структуры кинематических схем и избыточным кинематическим связям. В основу анализа положим методики разбиения механизма на структурные группы Ассура и определения степени его подвижности [1]. Любой механизм имеет определенную структуру и предназначен для совершения полезной работы. Он представляет собой некоторую кинематичес-

кую цепь, имеющую входное (ведущее) и выходное (рабочее) звено или звенья, все остальные передаточные звенья совершают однозначно определяемые, технологически требуемые движения. В качестве приводного механизма в них используются кривошипно-шатунные, эксцентриковые, кулачковые механизмы и программно-управляемые электроприводы, а в качестве передаточных звеньев применяются многообразные элементы и устройства: рычаги 1-го и 2-го рода, шатуны, ползуны, четырехзвенники, двух- и трехповодковые группы, которые преобразуют заданное движение ведущего звена (коромысла) в перемещение рабочего звена – ремизной рамы.

Использование в передаточных механизмах сложной многозвенной структуры вызвано: значительными линейными размерами рабочего органа ЗОМа ТМ – ремизки, наличием в ремизном движении устройства изменения положения перемещений рабочего и приводного звеньев механизма при существенном изменении формы перемещения, большим передаточным отношением (рабочее звено / ведущее звено) в этих механизмах.

При проектировании передаточных механизмов важно выбирать такую его схему, которая бы воспроизводила требуемый закон движения каждой ремизной рамы с заданной величиной перемещения и точностью ее положения относительно линии заступа основы.

ЗОМ ткацкой машины является сложным многозвенным механизмом, состоящим из большого числа деталей. При соединении отдельных его частей допуски могут как складываться, так и вычитаться, поэтому размеры взаимообусловленных подвижных и неподвижных звеньев и кинематических цепей будут отличаться друг от друга не только на разных, но и на одной и той же ТМ.

Рассматриваемые механизмы и реальные кинематические схемы не являются плоскими [2]. Некоторая часть шарниров и кинематических звеньев механизмов не лежит в одной плоскости, они представляют собой пространственные системы, но

с неярко выраженным отклонением положения ряда подвижных и неподвижных шарниров и звеньев от плоскости расположения механизма. Оси шарниров на практике имеют отклонение от перпендикулярности к условной плоскости всего механизма. Отсутствие параллельности осей шарниров приводит к отклонению положения звеньев механизма, их перекосу, изгибу и скручиванию как при монтаже, так и особенно во время работы механизма. Отклонение хотя бы одной оси цилиндрического шарнира от перпендикулярности к плоскости движения ведет к возникновению в механизме дополнительных кинематических связей, заклиниванию шарниров и перекосу его подвижных звеньев. При этом механизм получает лишние избыточные кинематические связи, а звенья и шарниры – монтажные статические напряжения. Избыточные связи вредны, так как они вызывают в собранном, но еще в неработающем механизме внутренние напряжения сжатия, растяжения, изгиба и кручения.

При работе механизма эти монтажные напряжения складываются с рабочими. Если действующие суммарные напряжения начинают превышать динамический предел прочности материала элементов механизма, то происходит их быстрый износ, разрушение, что приводит к значительному снижению надежности механизма, сокращает срок службы как данного механизма, так и всей ТМ в целом. Отсутствие избыточных связей – залог надежной и долговечной работы механизма.

Следовательно, лучше применять механизмы статически определяемые, то есть без избыточных (пассивных) связей. Такие механизмы принято называть рациональными механизмами [3].

Классификацией ЗОМ занимались такие ученые, как О. Толовашек [4], В.И. Терентьев [5], которые использовали в качестве критериев классификации следующие признаки: число подвижных и неподвижных шарниров в кинематической схеме до крепления ремизки, общее количество звеньев и т.д. Сравнительный анализ схем осуществлялся по принципу равенства

числа шарниров от приводного механизма до точки соединения ремизки. Однако такая классификация раскрывает лишь численные характеристики сложности кинематической схемы, но не дает понятия о кинематической структуре механизма ЗОМ, не вскрывает ее кинематических, монтажных и прочностных свойств.

Проведем классификацию ЗОМ по особенностям их кинематических схем (табл. 1) с использованием следующих критериев: числа и вида групп Асура, входящих в кинематическую схему; количества замкнутых контуров; количества избыточных связей.

Сравнительный анализ результатов классификации основных кинематических схем ЗОМ проводится с целью выбора из всего многообразия схем наилучших КС ЗОМ с учетом:

- минимума количества кинематических единиц (групп Асура);
- степени их сложности;
- отсутствия или минимума количества замкнутых контуров;
- отсутствия или минимума избыточных связей;
- наличия минимального передаточного числа от приводного до рабочего звена механизма.

Таблица 1

Тип машины	Схема ЗОМ	Число и вид групп Асура	Количество избыточных связей
1. Ткацкая машина СТП-100		<p>Группы Асура:            1. Коромысло – 3            2. Замыкающий ползун – 1</p> <p>Число подвижных звеньев – 8</p>	<p><math>q=23</math></p>
2. Гидравлическая ткацкая машина Н-105-В		<p>Группы Асура            1. Коромысло – 2            2. Замыкающий контур – 1</p> <p>Число подвижных звеньев – 5</p>	<p><math>q=21</math></p>
3. Пневматическая ткацкая Машина СТП-160		<p>Группы Асура:            1. Кривошип – 1            2. Четырехзвенник – 1            3. Замыкающий ползун – 1</p> <p>Число подвижных звеньев – 8</p>	<p><math>q=23</math></p>

<p>4. Ткацкая машина СТБ(У) 180; 220; 250</p>		<p>Группы Ассур: 1. Ползун – 2 2. Трехповодковая группа – 1 3. Коромысло – 1</p> <p>Число подвижных звеньев – 10</p>	<p>q=21</p>
<p>5. Ткацкая машина СТБ(У) 280; 320; 360</p>		<p>Группы Ассур: 1. Ползун – 3 2. Трехповодковая группа – 1 3. Коромысло – 2</p> <p>Число подвижных звеньев – 13</p>	<p>q=33</p>
<p>6. Ткацкая машина АТПР-100; 120</p>		<p>Группы Ассур: 1. Диада – 1 2. Коромысло – 2 3. Замыкающий ползун – 1</p> <p>Число подвижных звеньев – 8</p>	<p>q=13</p>
<p>7. Ткацкая машина Штойбли</p>		<p>Группы Ассур: 1. Ползун – 3 2. Коромысло – 1 3. Точка звена (коромысло) – 3</p> <p>Число подвижных звеньев – 13</p>	<p>q=33</p>
<p>8. Ткацкая машина АТПРВ-160</p>		<p>Группы Ассур: 1. Диада – 1 2. Коромысло – 2 3. Замыкающий ползун – 1</p> <p>Число подвижных звеньев – 9</p>	<p>q=7</p>

Кинематическая схема ЗОМа состоит из структурных звеньев (групп Ассур), которые обладают нулевой степенью свободы. Рычажная часть ЗОМов (рис.1, табл. 1) имеет степень свободы  $W=1$ , то есть имеет одну основную подвижность. Присоединенные группы не должны ограничивать эту основную подвижность. В реальных механизмах имеются избыточные связи, ограничивающие их подвижность и приводящие звенья и шарниры механизма в упругонапряженное состояние.

Анализ ЗОМа на избыточные связи проведен по методике Л.Н. Решетова. Анализ кинематических схем проводится в предположении, что привод кинематической схемы, то есть кривошип, эксцентрик, кулачковый или иной программируемый привод конструктивно выполнены так, что они не вносят в ЗОМ дополнительных избыточных связей. Согласно этой методике расчеты по определению количества избыточных связей ( $q$ ) проведены с использованием формул А.П. Малышева (1) и О.Г. Озола (2):

$$q = W - 6n + 5p_v + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I \quad (1)$$

$$q = W + 6k - f, \quad (2)$$

$$q = W - 6n + 5p_v + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 1 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 12 = 13,$$

$$q = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 4 - 12 = 13.$$

Итого в механизме насчитывается 13 избыточных связей.

Эти избыточные связи в рассмотренной кинематической схеме вызовут при монтаже и работе появление дополнительных напряжений в ее звеньях, если весь механизм ЗОМа не будет находиться в единой плоскости. Напряжения будут тем больше, чем больше будет его отклонение от единой плоскости. Для уменьшения количества избыточных связей необходимо применять в механизме кинематические пары с увеличенным числом подвижностей (пары 3-го класса) или сдвоенные шарниры. Наиболее предпочтительными механизмами ремизного движения согласно классификации (табл. 1) являются конструкции

где  $W$  – общее число степеней свободы;  $n$  – количество подвижных звеньев;  $p_i$  – местные подвижности кинематических пар;  $k$  – количество независимых контуров в механизме;  $f$  – общее число подвижностей в кинематических парах.

Для определения неизвестных значений количества степеней свободы и количества избыточных связей расчет проводится по формулам (1) и (2) совместно.

Для примера проведем анализ подвижности передаточной части кинематической схемы ЗОМ ТМ типа АТПР-100 (рис. 2, табл. 1). Данный механизм имеет одну основную рабочую подвижность  $W=1$ , количество подвижных звеньев  $n=8$ , число низших пар 5-го класса  $p_v=12$ , общее число подвижностей в кинематических парах  $f=12$ . Следовательно, количество независимых контуров в механизме составит  $k=4$ , которое вычисляется по формуле:

$$k = p_v - n. \quad (3)$$

По формулам А.П. Малышева и О.Г. Озола [1] определяется число избыточных связей в механизме  $q$ :

ЗОМ ТМ АТПР и "узких" СТБ и СТБ (У), так как они имеют наименьшее количество звеньев, замкнутых контуров, избыточных связей и, как следствие, более долговечны. Однако применение пневморепарных ТМ типа АТПР ограничено из-за особенностей их конструкции, не позволяющей вырабатывать полотна с заправочной шириной более 120 см, а АТПРВ – 160 см. "Широкие" ТМ типов СТП, СТР и СТБ имеют гамму заправочных ширин от 250 до 450 см. Они имеют более высокие ассортиментные возможности и поэтому нашли широкое применение. Однако их кинематические схемы имеют сложную структуру и несут большее количество избыточных

связей, что отрицательно сказывается на их надежности и долговечности.

Снижение количества избыточных связей можно осуществить, заменяя или вводя в кинематической схеме ЗОМ кинематические пары с увеличенным числом подвижностей (пары 3-го класса), применяя рациональную конструкцию неподвижных и подвижных звеньев, сокращая число или полностью устраняя в кинематической схеме ЗОМ замкнутые кинематические контуры.

## ВЫВОДЫ

1. Зевобразующие механизмы ТМ не являются плоскими, они представляют собой некую пространственную систему с неявно выраженными отклонениями положения ряда шарниров и звеньев от плоскости. КС ЗОМ имеют избыточные связи, ограничивающие их подвижность, что приводит звенья и шарниры механизма в упругонапряженное состояние как при их монтаже, так и в работе.

2. В кинематических схемах ЗОМа необходимо заменять кинематические пары с малым числом подвижностей (пары 5-го

класса) на пары с увеличенным числом подвижностей (пары 3-го класса), либо добавлять в кинематическое звено шарнир, обеспечивающий устранение определенной избыточной связи; кроме того, необходимо сокращать или полностью устранять в КС ЗОМа замкнутые кинематические контуры.

3. Усовершенствование кинематических схем отечественных ТМ типа СТБ (У) целесообразно проводить в указанном выше направлении.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.
2. *Лясич В.А., Кулемкин Ю.В., Макаров В.А.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2006, №6. С.100...102.
3. *Решетов Л.Н.* Конструирование рациональных механизмов. – М.: Машиностроение, 1972.
4. *Талавашек О., Святый В.* Бесчелночные ткацкие станки. – М.: Легпромиздат, 1985.
5. *Терентьев В.И., Казанская И.Ю.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2009, №3. С. 91...94.

Рекомендована кафедрой технологических машин и оборудования. Поступила 26.01.12.