

0. Тогда имеем:  $J_0 \varepsilon = F_{уд} L_1 - Q L_1 / \cos \xi$ , где  $L_1$  – расстояние от места приложения силы удара до центра оси вращения 0;  $\xi$  – угол между направлением силы удара и линией перпендикулярной оси клапана. Выразив угол  $\xi$  через угол  $\theta$  и угол  $\Psi$  поворота направляющих клуппных цепей, а также, зная коэффициент восстановления  $k$  и время удара  $\tau$ , и учитывая, что линейная скорость  $v_k$  клапана клуппа в начале удара в относительном движении  $v_k = v_{ц} \sin(\theta - \Psi)$ , где  $v_{ц}$  – скорость движения клуппной цепи, окончательно получим при рабочей длине  $b$  клуппа силу удара, равную

$$F_{уд} = k J_0 v_{ц} \sin(\theta - \Psi) / L_1^2 \tau + Q b / \cos(\theta - \Psi).$$

Полученные аналитические зависимости позволяют определить нагрузки, возникающие в процессе отбоя клуппов в СШМ.

### ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА РЕМИЗНОГО ДВИЖЕНИЯ ТКАЦКИХ МАШИН

*А.В. Григорьев, Е.В. Григорьев*  
Московский государственный текстильный  
университет имени А.Н. Косыгина

Одним из основных вопросов, стоящих при исследовании любого механизма, является получение его математической модели. Наличие математической модели, позволяющей исследовать влияние параметров звеньев механизма на его динамику, может существенно облегчить принятие технических решений по конструкции механизма в целом, а также по отдельным узлам, на этапе его конструктивной проработки.

Механизм ремизного движения (МРД) ткацких машин представляет собой многозвенную шарнирно-стержневую систему, полное исследование которой является сложной задачей. Известные исследования динамики МРД основывались на том положении, что звенья механизма являются абсолютно твердыми телами, и для получения математической модели механизма использовались методы кинетостатики, включающие в расчетную схему только инерционные элементы с параметрами, устанавливаемыми из характера движения звеньев: поступательного, плоскопараллельного или вращательного.

В связи с ростом рабочих скоростей эксплуатации ткацких машин кинетостатических исследований становится недостаточно, необходимо исследовать колебательные процессы и резонансы, которые могут возникать в механической системе МРД, что требует ее рассмотрения как упругой. Необходимость постановки такой задачи подтверждается характером профиля нагрузок, действующих в звеньях механической системы МРД, полученного экспериментально. Записи нагрузок показывают, что они носят колебательный характер и достигают наибольших значений в начальные моменты выстоя ремиз, а не в период смены зева, когда действуют силы инерции звеньев, что можно объяснить проявлением упругих свойств МРД. Таким образом, в рамках вышеизложенного, актуален поиск и использование метода получения математической модели МРД, позволяющего ввести в систему расчета упругие параметры звеньев механической системы МРД.

В отношении механизма ремизного движения, постановка такой задачи становится вполне обоснованной, если исследовать его динамику в рамках технологического процесса зевообразования. В этих условиях, в динамической системе МРД появляется еще один элемент – нити основы со своими упруго-диссипативными параметрами (при

кинетостатическом анализе МРД воздействие от нитей основы вводилось в форме статической нагрузки для каждого рассматриваемого положения механизма). В основу выбора метода анализа механизма были положены следующие условия:

1) поскольку МРД является цикловым механизмом, динамический анализ и соответственно динамическая модель, реализуются для периода технологического выстоя механизма (прокладка уточной нити);

2) при выстое принимается, что механическая система МРД совершает движение на малых перемещениях (в пределах упругих деформаций элементов системы);

3) параметры элементов динамической системы МРД постоянны во времени и не изменяются от внешних воздействий, то есть, для механизма ремизного движения соотношения между обобщенными координатами можно считать линейными.

Эти условия позволяют привлечь для проведения динамического анализа методы и математический аппарат линейных систем, в частности, теорию метода механических цепей, основные положения которых изложены в книге Дружинского И.А. «Механические цепи». Обращение к методу механических цепей было связано с тем, что он, являясь одним из направлений реализации так называемого системного подхода, позволяет использовать для получения расчетных зависимостей электромеханические аналогии. При этом, в рамках механических цепей, свойства элементов динамической модели представляются в виде сосредоточенных параметров. Уравнения движения сосредоточенных параметров на малых перемещениях составлялись с использованием метода комплексных амплитуд.

Используя теорию метода механических цепей и известный метод идеализации механизмов (см., например, Вульфсон В.И. «Динамические расчеты цикловых механизмов»), были построены динамические модели и соответствующие им механические цепи при кинематическом возбуждении для МРД ткацких машин СТБ и АТПР, в структуру МРД которого входят гибкие звенья.

Введение в динамическую модель механизма ремизного движения нитей основы, позволило в первом приближении решить вопрос о том, какие стержневые звенья механической системы МРД рассматривать с учетом упругости. Вопрос введения в расчет отдельных звеньев стержневой механической системы МРД решался путем сравнения величин коэффициента жесткости стержневого звена, полученного из условий его связей с другими звеньями, с коэффициентом жесткости заправки нитей основы. При этом величина коэффициента жесткости нитей основы  $k_c$  в заправке рассчитывалась для максимального количества нитей из ассортимента тканей, вырабатываемых на данной ткацкой машине. Коэффициент жесткости отдельной нити основы определялся по экспериментальной формуле

$$k = 981,5 \left( \frac{2,59}{N + 3,53} + 0,03 \right) \text{ [Н/м]},$$
 где  $N$  – номер

пряжи.

С этой целью были построены механические цепи для случаев введения в расчет упругих показателей различных стержневых звеньев механизма и проведен числовой эксперимент, который показал, что на динамику механизма существенное влияние оказывают упругие свойства тех его звеньев, величина коэффициента жесткости которых либо меньше коэффициента жесткости заправки нитей основы  $k_c$ , либо больше его в пределах одного порядка.

Математическое описание механизмов ремизного движения рассматриваемых ткацких машин было получено в форме амплитудно-частотной характеристики, названной полной комплексной кинематической характеристикой (ПККХ), чтобы отразить вид возбуждающего воздействия – кинематический, и математический вид получаемого решения – в форме комплексных амплитуд.

В частности, для механизма ремизного движения ткацкой машины СТБ выражения для ПКХ  $K$  и амплитудного значения силы  $Q_0$  имеют следующий вид, при учете упругих свойств двух наиболее протяженных звеньев продольной и промежуточной тяг в виде коэффициентов жесткости  $k_4$  и  $k_5$  с массами  $m_4$  и  $m_5$  соответственно (без диссипативных свойств):

$$K = j \frac{\omega^2 A (M_{III} B - M_I M_{II} k_0 \eta_4) - BC}{\omega M_{III} (A \omega^2 M_I M_{II} k_0 \eta_4 + BC)} \quad \text{и} \quad Q_0 = -j V_0 \frac{\omega M_{III} (A \omega^2 M_I M_{II} k_0 \eta_4 + BC)}{\omega^2 A (M_{III} B - M_I M_{II} k_0 \eta_4) - BC}$$

где  $A = m_5 \omega^2 - k_5$ ,  $B = M_I M_{II} \omega^2 - k_0 (M_I \eta_4 + M_{II})$  и  $C = m_5 \omega^2 (k_4 \eta_c + k_5) - k_4 k_5 \eta_c$ ;  $\omega$  – угловая частота вращения главного вала ткацкой машины;  $M_I$  – приведенная масса звеньев с точкой сосредоточения на шарнирах связи ремизки с МРД;  $M_{II}$  – приведенная масса звеньев с точками сосредоточения на шарнирах углового рычага в передаче движения от продольной тяги к вертикальной;  $M_{III}$  – приведенная масса звеньев с точками сосредоточения на шарнирах коромысел четырехзвенника МРД в передаче движения от кулачкового привода;  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – передаточные отношения звеньев сосредоточения масс четырехзвенника МРД связанного с коромыслом кулачкового привода;  $\eta_c = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ ;  $\eta_4$  – передаточное отношение звеньев сосредоточения масс в передаче движения от углового рычага к ремизке;  $j$  – мнимая единица.

Используя полученную математическую модель МРД ткацкой машины СТБ, был проведен числовой эксперимент для частот вращения главного вала в диапазоне (300 – 600) мин<sup>-1</sup>, в результате которого получены сведения о резонансных частотах механизма в целом, распределении комплексных сил и скоростей по отдельным звеньям и группам звеньев, что позволяет получить качественную картину влияния параметров звеньев механизма на динамику МРД.

## К ПРОБЛЕМЕ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИВОДА ПЕТЛОБРАЗУЮЩИХ ОРГАНОВ ВЯЗАЛЬНО-ПРОШИВНЫХ И ОСНОВВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН

*И.И. Вульфсон, А.В. Орестова, М.И. Преображенская*  
Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна

Петлеобразующие органы вязально-прошивных и основвязальных трикотажных машин подвержены интенсивным динамическим нагрузкам, которые существенно проявляются на производительности, надежности и других важных эксплуатационных характеристиках этих машин. Большая зона технологической обработки предопределяет конструктивные особенности привода петлеобразующих органов. Типовая конструкция привода обычно представляет собой длинный главный вал, на котором установлены входные звенья четырех групп механизмов: игольницы, платин, ушковых гребенок и движков. Каждая из этих групп образует с главным валом колебательную систему кольцевой структуры [1], поскольку исполнительный орган приводится в движение несколькими цикловыми механизмами, работающими в параллельной схеме.

Даже с учетом возможности современной вычислительной техники динамический анализ, а в особенно рациональный динамический синтез данного класса приводов, является далеко не тривиальной задачей, что обусловлено несколькими причинами.

Во-первых, каждая из перечисленных подсистем включает нелинейный оператор, соответствующий нелинейной функции положения механизма. При линейаризации функции положения в окрестности программного движения параметры системы оказы-