УДК 677.054.823.7

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗЕВООБРАЗОВАТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА МЕТАЛЛОТКАЦКОГО СТАНКА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА

DYNAMIC MODELS OF SHEDDING MECHANISM IN METAL-WEAVING MACHINE AND DETERMINATION OF OSCILLATORY PROCESS PARAMETERS

Д.А. ПИРОГОВ, В.А. СУРОВ, Р.В. ШЛЯПУГИН, С.В. СЕЛЕЗНЕВ
D.A. PIROGOV, V.A. SUROV, R.V. SHLYAPUGIN, S.V. SELEZNEV

(Ивановский государственный политехнический университет. Текстильный институт)
(Ivanovo State Politechnical University. Textile Institute)
E-mail: pirogov81@mail.ru

В работе предложена динамическая модель зевообразовательного механизма металлоткацкого станка. Модель учитывает упругие, кинематические, силовые и конструктивные характеристики объекта исследования. Определены собственные частоты и формы колебаний ремизной рамы.

In this paper a dynamics model is proposed of the shedding mechanism of a metal weaving machine. In this model elastic, kinematic, force and structural characteristics of the object under study have been taken into account. Natural frequencies and mode shapes of the heddle frame have been determined.

Ключевые слова: динамическая модель, зевообразовательный механизм, ремизная рама.

Keywords: dynamic model, shedding mechanism, heddle frame.

Исполнительным звеном зевообразовательного механизма является ремизная рама. Колебательные процессы, возникающие при работе в этом звене требуют определения и анализа, поскольку могут вызвать дополнительные негативные процессы, отрицательно влияющие на технологический процесс металлоткачества.

В настоящей работе поставлена задача создания динамической модели ремизной рамы зевообразовательного механизма и определения собственных частот и форм ее колебаний.

Динамическая модель ремизной рамы (рис. 1) представляет собой стержень с распределенными параметрами: интенсивностью распределенной массы нижней планки μ, жесткостью EJ, длиной ℓ. Стержень сопряжен в местах левой и правой проушин ремизной рамы с упругими опорами, движущимися по определенному закону.

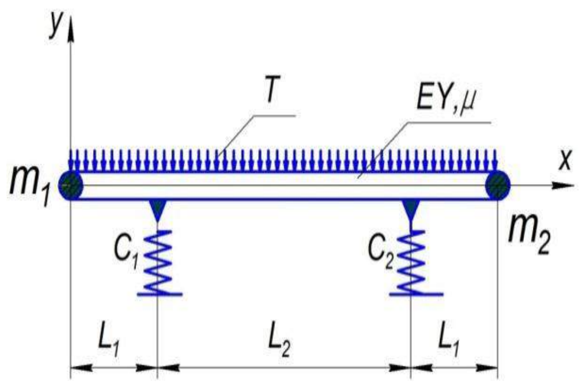

Рис. 1

Коэффициенты жесткости опор c_1 и c_2 получены приведением податливостей рычажных систем согласно [1] и представлены в виде уравнений:

$$c_i = \frac{1}{e_j}, \tag{1}$$

$$e_j = \sum_{i=1}^{n} e_{ш_i} + \sum_{i=1}^{k} e_{p_i}, \tag{2}$$

где e_{pi} – податливость i-го рычага рычажной системы зевообразовательного механизма; $e_{шi}$ – податливость i-го шарнира рычажной системы зевообразовательного механизма.

На концах стержня расположены две сосредоточенные массы m_1 и m_2, которые представляют инерционные характеристики верхней планки и двух боковин ремизной рамы.

Натяжение нитей основы T, действующее на ремизную раму, учитывается в виде коэффициента пропорциональности между натяжением нитей основы и деформацией упругой системы заправки станка $K_п$. Аналог в литературе [2] имеет название – коэффициент податливости основания или коэффициент постели. Этот коэффициент представляет собой реакцию основания на единицу площади при прогибе, равном единице.

В нашем случае считаем, что сила натяжения нитей основы распределена по верхней плоскости нижней планки:

$$K_П = kb, \tag{3}$$

$$k = \frac{\left(\dfrac{T}{d\ell}\right)}{\ell}, \tag{4}$$

где $K_п$ – коэффициент пропорциональности, Н/м^2; k – коэффициент постели, Н/м^3; T – распределенная сила натяжения нитей основы, Н/м; dℓ – деформация упругой системы заправки станка вследствие зевообразования, м; ℓ – длина нижней планки, м; b – ширина нижней планки, м.

Уравнение свободных изгибных колебаний стержней в такой постановке задачи принимает вид:

$$EY\frac{d^4y}{dx^4} + \mu\frac{d^2y}{dt^2} + K_п y = 0, \tag{5}$$

а частное решение этого уравнения находим в виде

$$y = X(x)T(t), \tag{6}$$

где $X_i(x)$ – функция формы, зависящая только от x; $T_i(t)$ –функция времени, зависящая только от t.

Подставив выражение (6) в (5), получим уравнение, определяющее собственные формы колебаний системы:

$$y^{IV}(x) - k^4X(x) = 0, \tag{7}$$

где $k^4 = \dfrac{\mu\rho^2 - K_Д}{EY}$; p_i – собственные частоты изгибных колебаний.

Решение уравнения (7) ищем в виде:

$$X(x) = A_iS + B_iT + C_iU + D_iV, \tag{8}$$

где S, T, U, V – функции А.Н.Крылова [4].

Определение неизвестных A_i, B_i, C_i, D_i уравнения (7) требует рассмотрения граничных условий и сопряжений участков, которые для рассматриваемой динамической модели имеют вид:

$$
\begin{cases}
EYX''_i(x_1 = 0) = 0, \\
EYX'''_i(x_1 = 0) - m\ddot{y} = 0, \\
X_i(x_1 = \ell_1) = X_i(x_2 = 0), \\
X'_i(x_1 = \ell_1) = X'_i(x_2 = 0), \\
EYX''_i(x_1 = \ell_1) = EYX''_i(x_2 = 0) = 0, \\
EYX'''_i(x_1 = \ell_1) = EYX'''_i(x_2 = 0) + c_1 X_i(x_2 = 0), \\
X_i(x_2 = \ell_2) = X_i(x_3 = 0), \\
X'_i(x_2 = \ell_2) = X'_i(x_3 = 0), \\
EYX''_i(x_2 = \ell_2) = EYX''_i(x_3 = 0) = 0, \\
EYX'''_i(x_2 = \ell_2) = EYX'''_i(x_3 = 0) + c_2 X_i(x_3 = 0), \\
EYX'''_i(x_3 = \ell_3) = +m\ddot{y} = 0, \\
EYX''_i(x_3 = \ell_3) = 0.
\end{cases} \tag{9}
$$

Подставляя в систему (9) решение в форме (8), получим систему однородных уравнений относительно неизвестных A_i, B_i, C_i, D_i, которая имеет отличные от нуля решения в том случае, если равен нулю определитель Δ_i, составленный из коэффициентов при этих неизвестных. Решая этот определитель на ЭВМ, например, методом последовательных приближений, находим частоты p_i собственных изгибных колебаний системы.

Формы собственных колебаний определяются отношением амплитуд колебаний различных сечений. Для определения формы положим в решении (8) $A_i = 1$.

Принимая во внимание остальные уравнения этой системы, получим:

$$
B_i = \frac{\Delta_{B_i}}{\Delta_i}, \quad C_i = \frac{\Delta_{C_i}}{\Delta_i}, \quad D_i = \frac{\Delta_{D_i}}{\Delta_i}, \tag{10}
$$

где ΔB_i, ΔC_i, ΔD_i – определители, составленные из коэффициентов при неизвестных B_i, C_i, D_i.

Поскольку частоты ρ_i определены, то определяются и коэффициенты B_i, C_i, D_i (при $A_i = 1$), то есть формы упругих колебаний согласно уравнению. (8).

По изложенной методике проведены расчеты собственных частот и форм изгибных колебаний ремизной рамы металлоткацкого станка СТМ-4-130. Исходные значения параметров динамической модели приведены в табл.1.

Таблица 1

c_1, Н/м	c_2, Н/м	EY Нм^2	μ, кг/м	$K_п$, Н/м^2	m_1, кг	m_2, кг	L_1, м	L_2, м
$1{,}1 \cdot 10^{10}$	$0{,}7 \cdot 10^{10}$	$4{,}2 \cdot 10^4$	5	$6{,}2 \cdot 10^3$	6,3	6,3	0,203	0,974

Расчет осуществляли на ЭВМ с помощью разработанной на языке Visual basic программы «Balka», а также в модуле расчета балочных конструкций APM Beam, системы инженерного анализа APM Winmachine [5].

В табл.2 и на рис.2 приведены результаты расчетов собственных частот и форм собственных колебаний системы для пяти первых частей.

Таблица 2

Номер собственной частоты, рад/с	Расчет в программе «Balka»	Расчет в APM Beam	Расчет в программе «Balka»с учетом коэффициента $K_п$
p_1	483,9	484,8	484,2
p_2	827,2	828,0	827,2
p_3	2002,4	2018,5	2002,7
p_4	5158,3	5210,1	5158,4
p_5	10175,6	10282,3	10175,7

Как показывают результаты расчетов (табл. 2), учет действия натяжения нитей основы не оказывает существенного влияния на собственные параметры системы, так как различие в значениях собственных частот не превышает 0,05%. Поскольку отличие величины частот несущественно, то влияние этого фактора на собственные формы системы (рис. 2) будет минимальным. Это объясняется тем, что конструкции ремизных рам подбираются под соответствующий ассортимент вырабатываемой сетки, то есть так, чтобы под действием натяжения нитей основы деформации рамы были бы минимальны.

Сравнивая значения определенных собственных частот с частотой возбуждения – частотой вращения кулачкового вала зевообразовательного механизма (n=24 об/мин), можно констатировать, что колебательный процесс протекает в дорезонансном режиме.

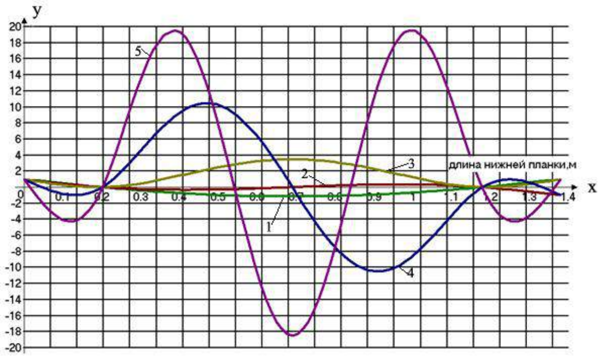

Рис. 2

Решение задачи с помощью APM Beam показывает, что разработанная методика позволяет определить значения собственных частот и форм колебаний с достаточной для практики точностью и подтверждает адекватность определенных значений искомых величин.

В соответствии с предложенной классификацией [5] созданная динамическая модель и разработанная методика позволяют рассмотреть задачу о собственных колебаниях ремизных рам широкого спектра кулачково-рычажных зевообразовательных механизмов.

В Ы В О Д Ы

1. Разработана динамическая модель зевообразовательного механизма металлоткацкого станка СТМ-4-130, определены ее упругие, инерционные и силовые характеристики.

2. Предложена и решена математическая модель задачи о собственных колебаниях системы. Определены собственные частоты и формы колебаний.

3. Установлено, что колебательный процесс протекает в дорезонансном режиме.

4. Установлено, что натяжение нитей основы в данном случае не оказывает существенного влияния на собственные параметры системы.

5. Разработанная методика позволяет рассмотреть задачу о собственных колебаниях зевообразовательных механизмов разнообразных ткацких станков, так как предложенная динамическая модель позволяет учесть любую конструкцию ремизной рамы и кулачково-рычажный привод различной структуры.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Вульфсон И.И.* Динамические расчеты цикловых механизмов.– Л.: Машиностроение, 1976.

2. *Тимошенко С.П.* Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967.

3. Вибрация в технике: Справочник. В 6 томах. – Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978.

4. CAD/CAE-система APM WinMachine. Рабочая документация. APM Beam – модуль расчета и проектирования балочных элементов конструкций [электронный ресурс] Режим доступа: http://www.apm.ru/rus/support/documentation/ свободный. – Загл. с экрана (16.04.2013г.) - Научно-технический центр «АПМ», офис 6, Октябрьский бульвар, д.14, г. Королев, Московская область, 141070, 2013.

5. *Макаров В.А., Хозина Е.Н., Гаврилов А.Н.* Классификация зевообразовательных механизмов по структурным звеньям // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2012, № 2. С.120…125.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила .13.01.14