

УДК 677.052.3

**ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ
МЕХАНИЗМА ВЫПУСКНЫХ ВАЛОВ
ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПРЯДИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

**FORCED OSCILLATION
OF THE DRAWING-OFF ROLLER MECHANISM
OF THE PNEUMO-MECHANICAL SPINNING MACHINE**

Т.М. КОКИНА

T.M. KOKINA

(Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университета)

(Naberezhnye Chelny Institute (branch) of Kazan Federal University)

E-mail: dtp777@mail.ru

В статье разработаны методы определения амплитуд вынужденных крутильных колебаний механизма выпускных валов на базе модели с распределенными параметрами. Выявлены искажение идеальной функции углового перемещения выпускного вала и дополнительная неравномерность его вращения. Предложены мероприятия по снижению колебаний рабочего органа и, как следствие, неровноты пряжи, полученной пневмомеханическим способом прядения.

In the article the determination methods of the forced oscillation of the drawing-off roller mechanism on the basis of the pattern with the distributed parameters are worked out. The distortion of the ideal function of the angular displacement of the drawing-off roller and the additional irregularity of its rotation are revealed. The measures of the decrease of the working part oscillation and the unevenness of yarn, obtained by a pneumo-mechanical spinning method, are proposed.

Ключевые слова: пневмопрядильная машина, механизм выпускных валов, вынужденные колебания.

Keywords: pneumo spinning frame, mechanism torsional oscillation, forced oscillation.

Искажения идеальных кинематических функций механизмов прядильных машин приводят к неровноте выпускаемого продукта [1...3]. Исследование точности воспроизведения движения рабочего вала выпускных валов пневмомеханической прядильной машины дает гарантию правильности процесса прядения.

Исследование проведено на основе выбранной модели с распределенными параметрами. Для перехода к моделям первого уровня используется аппарат квазинормальных координат. При этом производится учет внешних возмущений.

Локальная модель представляется в виде одномассовой системы с переменными параметрами (3), описываемой дифференциальным уравнением:

$$\dot{\eta} = 2n_r \dot{\eta}_r + p_r^2 \eta_r = \frac{F_r(\tau, t)}{J_r(\tau)}, \quad (1)$$

где τ – медленно изменяющийся параметр.

Для определения коэффициента рассеяния необходимо выполнить учет диссипативных факторов, который осуществляется членом, содержащим коэффициент n_r , определяемый отношением:

$$n_r \approx \frac{\psi_r p_r}{4\pi}$$

где ψ_r – приведенный к форме r коэффициент рассеяния.

На основании (3) для данной динамической модели (рис. 1) он определяется выражением:

$$\psi_r = \frac{C_1 l_1 \psi_1 + C_2 l_2 \psi_2 + G \Pi_4^2 S_r \psi_3}{C_1 l_1 + C_2 l_2 + G \Pi_4^2 S_r}, \quad (2)$$

где

$$S_r = 0,5\theta_r(1 + \operatorname{tg}^2 \theta_r) + 0,5 \sin 2\theta_r (\operatorname{tg}^2 \theta_r - 1) - \operatorname{tg} \theta_r (1 - \cos 2\theta_r).$$

Моменты сопротивления по местам машины, каждый из которых с учетом потерь

на трение, определится:

$$M_i = F_i d_b, \quad (3)$$

где F_i – результирующая сила натяжения нити; d_b – диаметр вала.

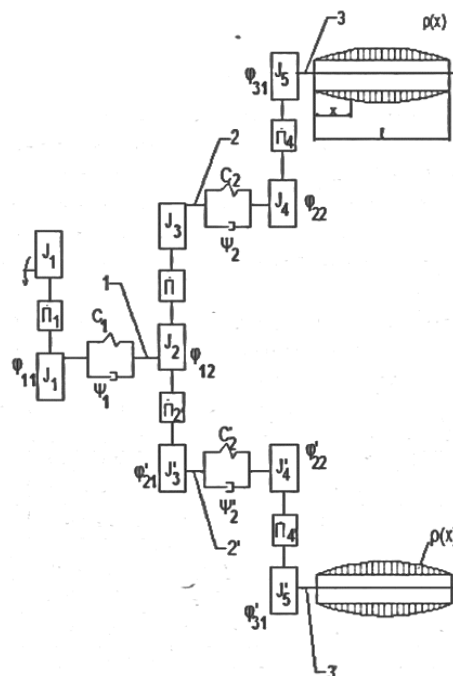


Рис. 1

При этом, исходя из схемы распределения усилий, натяжение нити, определится результирующей силой $F_1 = F_{1i} - F_{2i}$, F_{1i} , принятой равной 70% от разрывного усилия нити, таким образом, $M_i = 1,7 \text{ Н}$.

$$M_{Ti} = N_i \left(f + \mu \frac{d_{ц}}{2} \right) \frac{d_b}{2}.$$

Подставляя данные, при усиллии сжатия пружины $N_i = 19,6 \text{ Н}$, коэффициенте трения в цапфе роликоопоры $f = 0,002$, коэффициенте трения качения ролика 2 по валу 1 $\mu = 0,007$ и диаметре цапфы $d_{ц} = 16 \text{ мм}$, момент сопротивления определится: $M_{Ti} = 13,75 \cdot 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент сопротивления опор качения вала 1, распределенный на единицу длины вала, запишется:

$$m_0 = 10\mu \frac{d_k}{2l} \sum_{i=1}^{100} N_i + \sum_{i=1}^{100} \frac{M_i}{l}.$$

После подстановки в уравнение значения диаметра дорожек качения подшипников $d_k=28$ мм и остальных значений, которые указаны выше, величина $m_0 = 2,67 \cdot 10$ Н.

$$F_r(\tau, t) = m_0 \int_0^\ell \ddot{\tilde{X}}_r(x) dx + \sum_{i=1}^K M_i \ddot{\tilde{X}}_r(x) - \rho \ddot{\phi}_{31} \int_0^\ell \tilde{X}_r(x) dx - J_5 \ddot{\phi}_{31} \tilde{X}_r(0) - J_4 \ddot{\phi}_{22} \alpha_{14r} - J. \quad (4)$$

Взяты с обратным знаком слагаемые выражения (4) представляют моменты инерционных сил в переносном движении. По данным расчетов коэффициенты форм α_r незначительны, что делает правомерным пренебрежение моментами силы инерции промежуточных элементов.

$$\int_0^\ell \tilde{X}_r(x) dx = \frac{R}{p_r} \left[\sin\left(\frac{p_r \ell}{R}\right) - \text{tg} \frac{p_r \ell}{R} \left(\frac{\cos(p_r \ell)}{R} - 1 \right) \right] = \frac{R}{p_r} \text{tg} \frac{p_r \ell}{R}, \quad (5)$$

$$\int_0^\ell \tilde{X}_r^2(x) dx = \frac{R}{2p_r} \left[\left(1 + \text{tg}^2 \frac{p_r \ell}{R} \right) \frac{p_r \ell}{R} + \frac{0,5 \left(1 - \text{tg}^2 \frac{p_r \ell}{R} \right) \sin(2p_r \ell)}{R} + \left(1 - \frac{\cos(2p_r \ell)}{R} \right) \right].$$

Знаменатель правой части выражения (1) определится выражением:

$$J_r = \int_0^\ell \rho \tilde{X}_r^2(x) dx + \sum_{j=1}^n J_j X_r^2(x),$$

где j – число элементов; J_j – сосредоточенные моменты инерции масс. Для нашей модели знаменатель переписывается:

$$J_r(\tau) = \rho \int_0^\ell \tilde{X}_r^2(x) dx - J_5 \tilde{X}_r(0) - J_4 \alpha_{14r}. \quad (6)$$

В выражении (4) угловое ускорение $\ddot{\phi}_{31}$ определяется двойным дифференцированием по времени угла поворота ϕ_{31} диска J_5 и главного вала, который изменяется по гармоническому закону:

$$\phi_{31} = \phi_{22} + \frac{2\delta\phi_\Sigma}{d_\phi U} \sin \omega t + \frac{2\delta\phi_f}{d_\phi U} \sin(Z\omega t + \gamma), \quad (7)$$

Для выявления характера возмущений колебаний выпускного вала опишем правую часть уравнения (1) равенством:

Значения m_0 и M_i определены выше, K в нашем случае равно восьмидесяти и ста для одной стороны машины.

Определенные интегралы, взятые для функции \tilde{X}_r , запишутся так:

$$\ddot{\phi}_{31} = -\frac{2\omega^2 \delta\phi_\Sigma}{d_\phi U} - \frac{2\delta\phi_f Z^2 \omega^2}{d_\phi U} \sin(Z\omega t + \gamma). \quad (8)$$

В выражениях (7) и (8) U – передаточное число; d_ϕ – диаметр делительной окружности зубчатого колеса с моментом инерции J_5 . С учетом выражений (7) и (8) правая часть уравнения (8) преобразуется к виду:

$$\frac{F(\tau, t)}{J(\tau)} = A - B[K_1 \sin \omega t + K_2 \sin(Z\omega t + \gamma)] \quad (9)$$

при значениях A и B , равных:

$$A = \frac{m_0 \int_0^\ell \tilde{X}_r(x) dx + \sum_{i=1}^K M_i \tilde{X}_r(x)}{\rho \int_0^\ell \tilde{X}_r^2(x) dx - J_5 \tilde{X}_r(0)}, \quad (10)$$

$$B = \frac{\rho \int_0^\ell \tilde{X}_r(x) dx + J_5 \tilde{X}_r(0)}{\rho \int_0^\ell \tilde{X}_r^2(x) dx - J_5 \tilde{X}_r^2(0)}. \quad (11)$$

Для определения угловых перемещений выпускного вала решение уравнения (1) представится в виде известной суммы:

$$\eta_{r0} = e^{n_r} (C_1 \cos P_r t + C_2 \sin P_r t), \quad (12)$$

где $P_r = \sqrt{p_r^2 - n_r^2}$.

С достаточной для практических расчетов точностью $P_r = p_r$, а C_1 и C_2 можно определить из начальных условий.

Частное решение, описывающее вынужденные колебания системы, найдем в виде:

$$\eta_i = a + b \sin \omega t + c \cos \omega t + d \sin Z \omega t - h \cos Z \omega t. \quad (13)$$

Взяв первую и вторую производные по времени $\dot{\eta}_i$ и подставив в уравнение (1) с учетом (9), приравниваем коэффициенты при одинаковых членах, после чего определяются искомые значения d , a , b , c и h :

$$a = \frac{A}{p_r^2}, \quad (14)$$

$$b = -\frac{BK_1(p_r^2 - \omega^2)}{(p_r^2 - \omega^2)^2 + 4n_r^2\omega^2}, \quad c = \frac{2n_r BK_1}{(p_r^2 - \omega^2)^2 + 4n_r^2\omega^2}, \quad (15)$$

$$h = \frac{2n_r Z \omega BK_1}{(p_r^2 - Z^2 \omega^2)^2 + 4n_r^2 Z^2 \omega^2}, \quad d = -\frac{BK_2(p_r^2 - Z^2 \omega^2)}{(p_r^2 - Z^2 \omega^2)^2 + 4n_r^2 Z^2 \omega^2} \quad (16)$$

при $K_1 = \frac{2\omega^2 \delta \varphi_\Sigma}{d_\rho U}$, $K_2 = \frac{2\omega^2 Z^2 \delta \varphi_f}{d_\rho U}$, $\delta \varphi_\Sigma = 11698$ мкм, $\delta \varphi_f = 20$ мкм.

Подставляя выражения (14) и (15) с учетом выражения (16) в уравнение (13), при начальных условиях $t=0$, $\eta_r = 0$, $\dot{\eta}_r = 0$ и

$\dot{\eta}_r = 0$ определяем значения C_1 и C_2 :

$$C_1 = \frac{a + c + h}{e^{n_r}}, \quad C_2 = \frac{\omega(b + Zd)}{e^{n_r} p_r}. \quad (17)$$

Решение уравнения (1) запишется:

$$\eta_r(t) = a + b \sin \omega t + c \cos \omega t + d \sin Z \omega t + h \cos Z \omega t - (a + c + h) \cos p_r t - \frac{\omega(b + Zd)}{p_r t} \sin p_r t. \quad (18)$$

Т а б л и ц а 1

Собственная частота P_k , с						$\sum R \tilde{X}_r \cdot 10^6$, рад	
		413,38	945,50	1130,41	1984,54	сеч. $x = 0$	сеч. $x = 0,7\ell$
A	сеч. $x = 0$	-35,29	-2,257	97,202	90,75	-	-
	сеч. $x = 0,7\ell$	-36,63	-0,670	64,44	58,29	-	-
B		0,1025	-1,96	1,0230	0,05228	-	-
a, 10^6		-206,0	-2,50	76,0	23,7	-108,8	-
		-213,0	-0,7	50,0	15,2	-	4061,4
C, 10^6		0,070	1,11	0,040	0,016	-0,984	0,146
d, 10^6		-136,0	4053,7	2278,5	237,24	4011,9	19935,6
h, 10^6		-0,04	-6,36	0,83	0,415	33,88	15,45
c ₁ e ^{n_r} , 10^6		-206,0	2,75	75,21	2,787	-	-
		-213,0	4,55	49,21	1,937	-	-
c ₂ e ^{n_r} , 10^6		-567,0	7422,0	3492,0	211,1	-	-

Угловые перемещения вала определяются суммой:

$$q = \sum_{r=1}^{\infty} X_r(x) \eta_r(t). \quad (19)$$

Подставляя исходные данные в выражения (14), (15) и (16), с учетом \tilde{X}_r определяются значения амплитуд крутильных колебаний угловых перемещений выпускных валов, которые для машины ППМ 160 (БД-200) представлены в табл. 1.

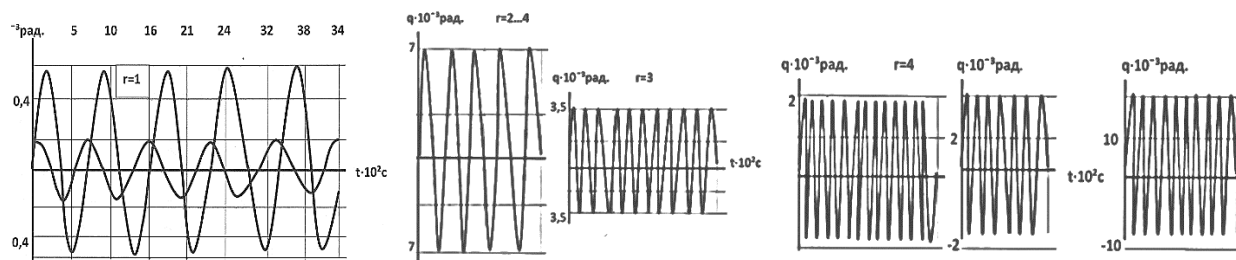


Рис. 2

Результаты расчетов угловых перемещений выпускных валов позволили провести расчет максимального угла закручивания выпускного вала, который составляет в сечении $x=0$ величину $1,2^\circ$, а в сечении $x=0,7l - 2,9^\circ$.

ВЫВОДЫ

1. При исследовании вынужденных колебаний выпускных валов выведена зависимость амплитуд угловых перемещений $q(x,t)$ от времени t и длины вала x . Зависимость $q(x,t)$ представляет собой сумму гармонических составляющих.

2. Угловые перемещения выпускных валов $q(x,t)$ по времени имеют гармонические составляющие с частотами, равными частоте вращения выпускного вала (низкочастотные составляющие) и с частотами, равными собственным p_r и зубцовой f_z частотам (так называемые высокочастотные составляющие угловых перемещений по названию сменных шестерен). Высокочастотные составляющие примерно на два порядка преобладают перед низкочастотными.

3. При исследовании уровня колебаний выпускных валов отмечается: на четвертой собственной частоте $p_4 = 1984,54 \text{ c}^{-1}$ возмо-

жен режим работы, близкий к резонансному, ввиду близости этой частоты к возможной зубцовой частоте. При расчетах величин амплитуд высокочастотных составляющих крутильных колебаний (на второй и третьей собственных частотах p_2 и p_3) выявлено существенное влияние расположенного близко к рабочим органам момента инерции зубчатого колеса J_5 , входящего в выражение для определения величины V . Это влияние играет роль при небольших значениях определенных интегралов функций \tilde{X}_r и \tilde{X}_r^2 , то есть при незначительном изменении форм колебаний по длине вала.

Несмотря на благоприятные с точки зрения собственных форм режимы работы, величины угловых перемещений на второй собственной частоте превышают остальные из-за возможного неправильного выбора параметров механизма выпускных валов.

4. Максимально возможный угол закручивания выпускного вала для исследуемой модели составляют величины для различных сечений вала от $1,2$ до $2,9^\circ$ для пневмомеханических машин марки ППМ 160 (БД-200) на машинах, имеющих некоторый износ шестерен.

5. Крутильные колебания выпускных валов создают искажение идеальной функции углового перемещения вала $\varphi(t)$ и вызывают дополнительную неравномерность вращения выпускных валов на величину до 1%.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Белов М.Ф. Влияние крутильных колебаний цилиндров вытяжных приборов на неровноту продуктов прядения // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1974, №1. С.43...45.

2. Коритыцкий Я.И. Колебания в текстильных машинах. – М.: Машиностроение, 1973.

3. Вульфсон И.И. Динамика цикловых машин. – СПб.: Политехника, 2013.

REFERENCES

1. Belov M.F. Vliyanie krutil'nykh kolebaniy tsilindrov vytyazhnykh priborov na nerovnotu produktov pryadeniya // Izv. vuzov. Tekhnologiya tekstil'noy promyshlennosti. – 1974, №1. S.43...45.

2. Koritysskiy Ya.I. Kolebaniya v tekstil'nykh mashinakh. – M.: Mashinostroenie, 1973.

3. Vul'fson I.I. Dinamika tsiklovykh mashin. – SPb.: Politekhnik, 2013.

Рекомендована кафедрой механики и конструирования. Поступила 25.11.16.