

УДК 677.021

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
ПИТАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА  
УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ  
МОДИФИЦИРОВАННОГО ЛЬНЯНОГО ВОЛОКНА**

*Р.В. КОРАБЕЛЬНИКОВ, А.Р. КОРАБЕЛЬНИКОВ, А.В. ШИРЯЕВ*

(Костромской государственной технологической университет)

При обеспечении бесперебойной работы новой установки для получения короткоштапельного волокна из отходов льна большое значение имеет определение основных параметров питающей системы с учетом динамических условий.

Система питающий вал – волокно – подпружиненный колосник (рычаг) в процессе работы должна удовлетворять следующим требованиям:

- колебания колосника под действием вращающегося питающего вала не должны приводить к нарушению условий зажатия волокна;

- колебания колосника не должны приводить к резкому увеличению давления на волокно и его повреждению.

Для выполнения перечисленных требований в первую очередь необходимо составить динамическую и математическую модели системы, провести анализ влияния конструктивных параметров системы (жесткости прижимных пружин, частоты возмущений со стороны питающего вала) на амплитуду колебаний рычагов (колосников).

На рис. 1-а показана расчетная схема, а на рис. 1-б – динамическая модель изучаемой системы, где 1 – питающий вал; 2 – слой волокна, составленный из отрезков ленты; 3 – двуплечий рычаг (колосник); 4 – пружина; 5 – лоток;  $c_n$  – коэффициент жесткости прижимной пружины;  $a$ ,  $b$  – плечи рычага.

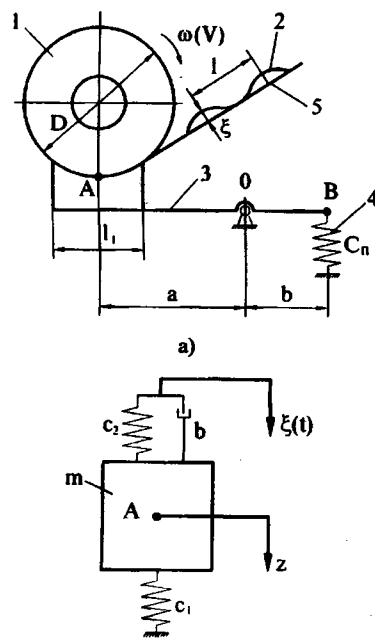


Рис. 1

Поскольку перемещения прижимного рычага (колосника) небольшие, то динамическую модель можно принять в виде приведенной к т. А массы  $m$ , взаимодействующей с питающим валом через волокно (жесткость  $c_2$  и коэффициент демпфирования  $b$ ), с одной стороны, и со станиной через приведенную жесткость  $c_1$  прижимной пружины – с другой;  $z$  – координата движения приведенной массы.

В качестве возмущения в динамической модели принято кинематическое возмущение по гармоническому закону:

$$\xi = \xi_{\max} \sin pt, \quad (1)$$

где  $\xi_{\max}$  – максимальная амплитуда возмущений;  $p$  – частота возмущений.

Появление кинематического возмущения по такому закону может быть следствием двух причин: биения питающего вала и влияния неровноты слоя волокна, составленного из отрезков ленты.

Возмущение может быть и силовым, например, от силы  $Q(t)$ .

При составлении динамической модели приняты следующие допущения: силами трения в опорах рычага пренебрегаем; коэффициенты жесткости  $c_1$ ,  $c_2$  и демпфирования принимаем постоянными.

Составим дифференциальные уравнения движения приведенной массы:

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + (c_1 + c_2)z = c_2 \xi_{\max} \sin pt. \quad (2)$$

$$z = e^{-nt} (A_1 \cos \omega_0^* t + A_2 \sin \omega_0^* t) + B \sin(pt - \varepsilon), \quad (7)$$

где  $\omega_0^* = \sqrt{\omega_0^2 - n^2}$  – частота затухающих колебаний;  $B$  – амплитуда вынужденных колебаний:

$$B = \frac{h}{\sqrt{(\omega_0^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}; \quad (8)$$

$\varepsilon$  – сдвиг фаз;

Преобразуем (2):

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \omega_0^2 z = h \sin pt, \quad (3)$$

$$\text{где } h = \frac{c_2 \xi_{\max}}{m}; \quad (4)$$

$$n = \frac{b}{2m} \text{ – коэффициент затухания}; \quad (5)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}} \text{ – круговая частота}. \quad (6)$$

Будем считать, что  $\omega_0 > n$  (малое затухание).

Тогда общее решение дифференциального уравнения (3) [2]:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2np}{\omega_0^2 - p^2}; \quad (9)$$

$A_1$  и  $A_2$  – постоянные, определяемые из начальных условий.

При  $t=0$   $z=0$ ;  $\dot{z}=0$ .

В этом случае из (7) получим

$$z = A_1 - B \sin \varepsilon = 0; \quad A_1 = B \sin \varepsilon.$$

Продифференцировав (7) по времени, запишем

$$\dot{z} = e^{-nt} (-\omega_0^* A_1 \sin \omega_0^* t + \omega_0^* A_2 \cos \omega_0^* t) - ne^{-nt} (A_1 \cos \omega_0^* t + A_2 \sin \omega_0^* t) + B p \cos(pt - \varepsilon).$$

С учетом начальных условий имеем

$$\dot{z} = \omega_0^* A_2 - n A_1 + B p \cos \varepsilon = 0,$$

$$A_2 = \frac{B}{\omega_0^*} (n \sin \varepsilon - p \cos \varepsilon).$$

Теперь общее решение уравнения (7) примет вид

$$z = Be^{-nt} [\sin \epsilon \cos \omega_0^* t + \frac{1}{\omega_0^*} (n \sin \epsilon - p \cos \epsilon) \sin \omega_0^* t] + B \sin(pt - \epsilon). \quad (10)$$

Здесь первый член описывает затухающие колебания, а второй – вынужденные.

Если не учитывать демпфирование (а такой случай может иметь место при возмущениях от биения вала), то  $n=0$ ;  $\epsilon=0$ ;  $\omega_0^*=\omega$  и выражение (10) с учетом (8) упрощается:

$$z = \frac{h}{\omega_0^2 - p^2} \left( -\frac{p}{\omega_0} \sin \omega_0 t + \sin pt \right). \quad (11)$$

Амплитуда вынужденных колебаний

$$B = \frac{h}{\omega_0^2 - p^2} = \frac{c_2 \xi_{\max}}{m(\omega_0^2 - p^2)}. \quad (12)$$

Критическая частота возмущений наступает в случае резонанса:

$$p = \omega_0. \quad (13)$$

Так, например, если причиной возмущения является биение питающего вала, то критическая скорость его вращения

$$p_k = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}}. \quad (14)$$

Если не учитывать свойства сырья, то

$$p_k = \sqrt{\frac{c_1}{m}}. \quad (15)$$

Для уменьшения амплитуды колебаний следует выполнять рекомендацию

$$p \ll \omega_0. \quad (16)$$

Если причиной возмущения является неравномерность подаваемого слоя волокна, рассмотрим следующее.

Уравнение (1) перепишем в виде

$$\xi = \xi_{\max} \sin \frac{\pi v}{\ell} t, \quad (17)$$

где  $\xi_{\max}$  – половина максимальной толщины слоя волокна, составленного из отрезков ленты;  $v$  – скорость вращения питающего вала (будем считать ее равной скорости слоя);  $l$  – длина волны (расстояние между двумя отрезками (кусками) ленты).

Считаем, что  $l > l_1$  (рис.1). Тогда частота возмущений

$$p = \frac{\pi v}{\ell}. \quad (18)$$

Из (18) и (13) определим критическую скорость, при которой наступает резонанс:

$$p_k = \omega_0 = \frac{\pi v_k}{\ell},$$

$$v_k = \frac{\omega_0 \ell}{\pi} = \frac{\ell}{\pi} \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}} = \frac{2\ell}{T}, \quad (19)$$

где  $T$  – период свободных колебаний рычага.

Так, если, например,  $l = 0,06$  м,  $T=0,1$  с, то  $v_k = 1,2$  м/с (реальная скорость составляет 0,1...0,3 м/с).

Зная амплитуду колебаний рычага, найдем, на какую величину дополнительно возрастет нагрузка на волокно:

$$N_q = B c_2 = \frac{c_2^2 \xi_{\max}}{m(\omega_0^2 - p^2)}. \quad (20)$$

Выражение (20) позволяет проанализировать влияние соотношения  $\frac{\omega_0}{p}$  на величину нагрузки на волокно.

Так, если известно допускаемое давление на волокно  $[q]$ , при котором оно не повреждается, то можно определить допустимое увеличение усилия прижатия рычага (колосника):

$$q_{\max} = \frac{4(N_0 + N_q)}{\pi D \ell_2} \leq [q], \quad (21)$$

где  $N_0$  – сила предварительного прижатия рычага к питающему валу;  $D$  – диаметр питающего вала;  $\ell_2$  – длина контакта вала с рычагом по образующей.

Из выражения (21) следует

$$N_q = \frac{\pi D \ell_2 [q]}{4} - N_0. \quad (22)$$

Из (20) и (21) найдем допускаемую амплитуду колебаний рычага:

$$B_q = \frac{1}{c_2} \left( \frac{\pi D \ell_2 [q]}{4} - N_0 \right). \quad (23)$$

Для обеспечения необходимого зажима волокна при колебании рычага должно быть выполнено следующее условие:

$$q_{\min} = \frac{4(N_0 - N_q)}{\pi D \ell_2} \geq \frac{T_p}{d_v \ell_2 k (\mu_1 + \mu_2)}, \quad (24)$$

где  $T_p$  – разрывная нагрузка волокна;  $d_v$  – диаметр волокна;  $k$  – коэффициент, учитывающий отклонение от прямолинейности зажатого волокна;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты трения волокна о поверхность питающего вала и рычага.

Из (24) вычислим минимально допустимую силу прижатия рычага:

$$N_{q\min} = N_0 - \frac{\pi D T_p}{4 d_v k (\mu_1 + \mu_2)}, \quad (25)$$

а максимально допустимая амплитуда колебаний рычага составит

$$B_q^* = \frac{1}{c_1} \left[ N_0 - \frac{\pi D T_p}{4 d_v k (\mu_1 + \mu_2)} \right]. \quad (26)$$

## ВЫВОДЫ

1. Найдена зависимость амплитуды вынужденных колебаний прижимного рычага при подаче волокна в зону его разрыва от упругих параметров прижимной пружины и слоя волокна, частоты возмущения при выполнении условия неповреждения волокна и обеспечения необходимого его зажима.

2. Из определенных величин амплитуды вынужденных колебаний следует выбирать наименьшую по величине и по ней корректировать параметры упругой системы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Патент RU 2167226. Устройство для штапельирования льняного волокна / Корабельников А.Р., Корабельников Р.В., Пашин Е.Л. – 3.04.2000.
2. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1975.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 15.02.02.