

СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ В МЕХАНИЗМЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ТКАНИ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ 697 КЛАССА

Ч.УРАНБИЛГЭЭ, В.А.СУРОВ

(Ивановская государственная текстильная академия)

Высокоскоростные швейные машины являются достаточно мощным источником шума и вибрации. Разработка мер по снижению этого отрицательного эффекта требует соответствующего изучения динамических процессов.

Оценка уровней шума, излучаемого отдельными узлами швейной машины челночного стежка 697 класса, в частности, показала, что в диапазоне октавных полос 500, 1000 и 2000 Гц при частоте вращения главного вала 4250 об/мин повышенный шум создает механизм транспортирования ткани [1].

Данный механизм представляет собой стержневой многосвязный, состоящий из цепи вертикального перемещения (подъема) зубчатой рейки и цепи ее горизонтального перемещения, приводящихся в дви-

жение соответствующими круглыми кулачками. Если пренебречь сопротивлением трения транспортируемой ткани, то при решении задач о собственных колебаниях эти цепи можно считать взаимонезависимыми.

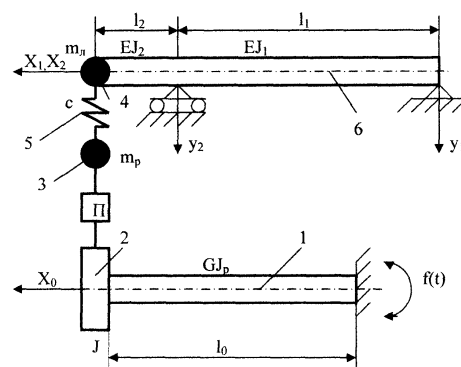


Рис. 1

Динамическая модель цепи подъема зубчатой рейки представлена на рис 1, где 1 – вал цепи подъема длиной l_0 и жесткостью GJ_p , имеющий распределенную массу, приводимый в движение в конечном сечении по кинематическому закону $f(t)$; 2 – диск, расположенный в противоположном конечном сечении и моделирующий инерционные свойства коромысла и камня, J – момент инерции массы коромысла в сборе, приведенный к оси вращения вала; 3 – сосредоточенная масса, моделирующая инерционные свойства вилки-кулисы в сборе, m_p – масса рейки в сборе, приведенная к точке срединного зуба рейки; 4 – сосредоточенная масса m_n , моделирующая инерционные свойства нажимной лапки; 5 – упругая связь с коэффициентом жесткости c , эквивалентным коэффициенту жесткости транспортируемой ткани; 6 – двухпролетная балка с распределенной массой и изгибной жесткостью участков EJ_1, EJ_2 длинами участков l_1, l_2 , моделирующая упругие свойства листовой пружины нажимной лапки. Масса m_p и диск 2 связаны между собой через передаточное устройство, имеющее функцию положения $\Pi = Y_3(\varphi_2)$, Y_3 – линейная координата среднего зуба рейки, φ_2 – угловая координата коромысла.

Данная модель будет справедлива в интервале времени, соответствующем совместной работе зубчатой рейки и нажимной лапки, то есть на фазе транспортирования материала. В остальное время цикла в контексте решаемой задачи лапка неподвижна и модель распадается на две составляющие: балку на трех опорах, моделирующую пружину нажимной лапки, и вал с диском в конечном сечении, соответствующий валу подъема рейки (рис.2), J_{np} – здесь приведенный к оси вала момент инерции масс коромысла с камнем и вилки-кулисы.

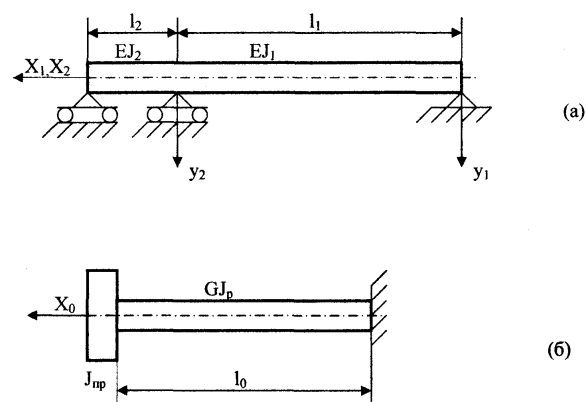


Рис. 2

В соответствии с технической теорией изгиба стержней функции формы пролетов пружины можно представить в виде

$$X_j(x_j) = A_j S(k_j x_j) + B_j T(k_j x_j) + C_j U(k_j x_j) + D_j V(k_j x_j), \quad (1)$$

где $j=1,2$ – номер пролета; S, T, U, V – функции Крылова; x_j – координата сечения, $0 \leq x_1 \leq l_1$, $0 \leq x_2 \leq l_2$; $k_j = \sqrt[4]{\gamma F_j p^2 / EJ_j}$; γ, E – плотность и модуль упругости материала пружины; F_j – площадь поперечного сечения; J_j – момент инерции поперечного сечения; p – собственная круговая частота изгибных колебаний пружины; A, B, C, D – постоянные коэффициенты.

Граничные условия и условия сопряжения для схемы рис. 2-а имеют вид:

$$\begin{aligned} X_1(x_1 = 0) = 0, \quad X_1''(x_1 = 0) = 0, \\ X_1(x_1 = l_1) = 0, \quad X_2(x_2 = 0) = 0, \\ X_1'(x_1 = l_1) = X_2'(x_2 = 0), \\ EJ_1 X_1''(x_1 = l_1) = EJ_2 X_2''(x_2 = 0), \\ X_2(x_2 = l_2) = 0, \quad X_2''(x_2 = l_2) = 0. \end{aligned}$$

Раскрывая эти условия, получим

$$\left. \begin{aligned} B_1 T(k_1 \ell_1) + D_1 V(k_1 \ell_1) &= 0, \\ B_1 k_1 S(k_1 \ell_1) + D_1 k_1 U(k_1 \ell_1) - B_2 k_2 &= 0, \\ B_1 E J_1 k_1^2 V(k_1 \ell_1) + D_1 E J_1 k_1^2 T(k_1 \ell_1) - C_2 E J_2 k_2^2 &= 0, \\ B_2 T(k_2 \ell_2) + C_2 U(k_2 \ell_2) + D_2 V(k_2 \ell_2) &= 0, \\ B_2 V(k_2 \ell_2) + C_2 S(k_2 \ell_2) + D_2 T(k_2 \ell_2) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Частотное уравнение получим, приравняв нулю определитель, составленный из коэффициентов при неизвестных B_1, D_1, B_2, C_2, D_2 .

В результате решения частотного уравнения будем иметь: $f_1=318$ Гц, $f_2=1044$ Гц, $f_3 = 2020$ Гц, $f_4 = 2616$ Гц, $f_5 = 4050$ Гц, $f_6 = 6023$ Гц, $f_7 = 7102$ Гц.

Для схемы рис. 2-б согласно технической теории кручения стержней уравнение форм имеет вид

$$X_0(x) = A_0 \sin \frac{px}{a} + B_0 \cos \frac{px}{a}, \quad (3)$$

где $a = \sqrt{G/\gamma}$; γ, G – плотность и модуль сдвига материала вала; A_0, B_0 – постоянные коэффициенты; p – круговая частота свободных колебаний вала.

Граничные условия: $X_0(x_0 = 0) = 0$, $GJ_p X_0'(x_0 = \ell) = Jp^2 X_0(x_0 = \ell)$.

Частотное уравнение

$$\frac{p\ell_0}{a} \operatorname{tg} \frac{p\ell_0}{a} = \frac{J_p \gamma \ell_0}{J_{np}}, \quad (4)$$

$$GJ_p X_0'(x_0 = \ell_0) T(t) = Jp^2 X_0(x_0 = \ell_0) T(t) + M, \quad (5)$$

где M – момент сил сопротивления со стороны устройства нажимной лапки; $T(t)$ – функция времени.

Обозначим через P приведенную к срединному зубу рейки силу, движущую лапку. Очевидно:

$$P = M / \Pi', \quad (6)$$

где J_p – полярный момент инерции поперечного сечения вала.

В результате расчета получим $f_1 = 938$ Гц, $f_2 = 4387$ Гц, $f_3 = 8877$ Гц.

Идентичную рис. 2-б модель имеет вал цепи горизонтального перемещения рейки. Собственные частоты крутильных колебаний этого вала равны $f_1 = 624$ Гц, $f_2 = 5931$ Гц, $f_3 = 11894$ Гц.

Для модели рис. 1 справедливы уравнения форм (1) и (3). Аналогичны предыдущим схемам условия в сечениях: $x_0 = 0$; $x_1 = 0$; $x_1 = \ell_1$, $x_2 = 0$, откуда и имеем $B_0=0$, $A_1=0$, $C_1=0$, $A_2=0$, и остаются первые четыре условия системы (2).

В конечном сечении вала $x_0 = \ell_0$ будем иметь

с другой стороны, согласно принятой модели

$$P = m_p \ddot{y}_3 + c(y_3 - y_2(x_2 = \ell_2)), \quad (7)$$

где y_3, y_2 – перемещение звена 3 (рейка) при колебаниях и лапки соответственно.

Поскольку речь идет о малых колебаниях, можно принять

$$y_3 = \psi_2 \Pi', \quad \dot{y}_3 = \dot{\psi}_2 \Pi', \quad (8)$$

где ψ_2 – угловое перемещение коромысла.

С учетом (6)...(8) условие (5) примет вид

$$\begin{aligned} & [(c - m_p p^2)(\Pi')^2 + J p^2] X_0(x_0 = \ell_0) - \\ & - G J_p X_0'(x_0 = \ell_0) - c X_2(x_2 = \ell_2) = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

Условия в сечении $x_2 = \ell_2$:

$$X_2''(x_2 = \ell_2) = 0, \quad (10)$$

$$E J_2 X_2'''(x_2 = \ell_2) = c [X_2(x_2 = \ell_2) - \Pi' X_0(x_0 = \ell_0)] - m_p p^2 X_2(x_2 = \ell_2). \quad (11)$$

Подставляя в обозначенные условия выражения соответствующих функций

форм, получим

$$\left. \begin{aligned} & B_1 T(k_1 \ell_1) + D_1 V(k_1 \ell_1) = 0, \\ & B_1 k_1 S(k_1 \ell_1) + D_1 k_1 U(k_1 \ell_1) - B_2 k_2 = 0, \\ & B_1 E J_1 k_1^2 V(k_1 \ell_1) + D_1 E J_1 k_1^2 T(k_1 \ell_1) - C_2 E J_2 k_2^2 = 0, \\ & B_2 T(k_2 \ell_2) + C_2 S(k_2 \ell_2) + D_2 V(k_2 \ell_2) = 0, \\ & A_0 \left(-J p^2 \sin \frac{p \ell_0}{a} - G J_p \frac{p}{a} \cos \frac{p \ell_0}{a} + (\Pi')^2 \sin \frac{p \ell_0}{a} (m_p p^2 - c) \right) + \\ & + c \Pi' (B_2 T(k_2 \ell_2) + C_2 U(k_2 \ell_2) + D_2 V(k_2 \ell_2)) = 0, \\ & (c - m_p p^2) (B_2 T(k_2 \ell_2) + C_2 U(k_2 \ell_2) + D_2 V(k_2 \ell_2)) - c \Pi' A_0 \sin \frac{p \ell_0}{a} + \\ & + E J_2 k_2^3 B_2 U(k_2 \ell_2) + E J_2 k_2^3 C_2 V(k_2 \ell_2) + E J_2 k_2^3 D_2 S(k_2 \ell_2) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Аналогично изложенному выше частотное уравнение получим, приравняв нулю определитель из коэффициентов при неизвестных $A_0, B_1, D_1, B_2, C_2, D_2$.

В результате расчетов при $c = 0,2 \cdot 10^5$ н/м [2] имеем: $f_1 = 89$ Гц; $f_2 = 303$ Гц; $f_3 = 1024$ Гц; $f_4 = 2024$ Гц; $f_5 = 2632$ Гц; $f_6 = 4023$ Гц; $f_7 = 6024$ Гц; $f_8 = 7103$ Гц.

Если пренебречь упругими свойствами ткани, то есть предположить, что рейка и лапка перемещаются в вертикальном направлении как единое целое, то получим: $f_1 = 312$ Гц; $f_2 = 1033$ Гц; $f_3 = 2031$ Гц; $f_4 = 2638$ Гц; $f_5 = 4032$ Гц; $f_6 = 6023$ Гц; $f_7 = 7107$ Гц.

Полученные результаты показывают следующее. Цепь горизонтального перемещения зубчатой рейки исследуемой машины может быть излучателем вибрации и шума в октавной полосе 500 Гц, поскольку

при работе машины в этой цепи могут возбуждаться сопровождающие колебания с частотой 624 Гц. Цепь подъема зубчатой рейки может быть активна в октавной полосе 1000 Гц. Наиболее активным источником вибрации и шума в октавных полосах частот 500, 1000 и 2000 Гц может являться листовая пружина силового замыкания нажимной лапки, поскольку именно она определяет наличие в исследуемом механизме четырех собственных частот упругих колебаний в рассматриваемых октавных полосах. Транспортируемая ткань на частотную характеристику механизма в данном диапазоне существенного влияния не оказывает.

ВЫВОДЫ

Предложена методика определения собственных частот упругих колебаний механизма перемещения материала швейных машин конструктивного ряда 97 класса, построенная на базе представления ос-

новых упругих элементов данного механизма в виде элементов с распределенными параметрами.

Показано, что наиболее активным источником вибрации и шума, излучаемых данным механизмом в октавных полосах 500, 1000 и 2000 Гц, является листовая пружина силового замыкания нажимной лапки.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Уранбилгээ Ч.* Исследование акустических характеристик швейной машины 697 класса // Сб. научн. тр.: Совершенствование процессов текстильного производства. – Иваново, 2006. С. 99...101.

2. *Зоря А.В.* Анализ динамики и совершенствование механизмов транспортирования ткани швейных машин: Дис...канд. тех. наук. – Санкт-Петербург, 2004.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила 01.12.06.
