

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОПОР ГЛАВНОГО ВАЛА ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

Шарстнев В.А.; Белова Н.В.

Общая вибрация швейного агрегата существенно зависит от параметров вибрации главного вала. Эта зависимость возникает вследствие динамической связи механизмов и деталей машины. При этом инерционные нагрузки от неуравновешенных масс воздействуют на главный вал, вызывая его колебания.

Экспериментальные исследования позволили установить, что улучшение вибрационных характеристик швейного агрегата может быть достигнуто методом виброизоляции опор его главного вала [1].

Методика расчета параметров виброизоляторов опор главного вала разработана для швейных машин 97-А класса.

Динамическая модель "главный вал - опоры" (см. рис.1) предполагает считать главный вал абсолютно жестким стержнем. Сосредоточенные массы элементов механизмов, находящихся на главном валу, расположены в их центрах масс:

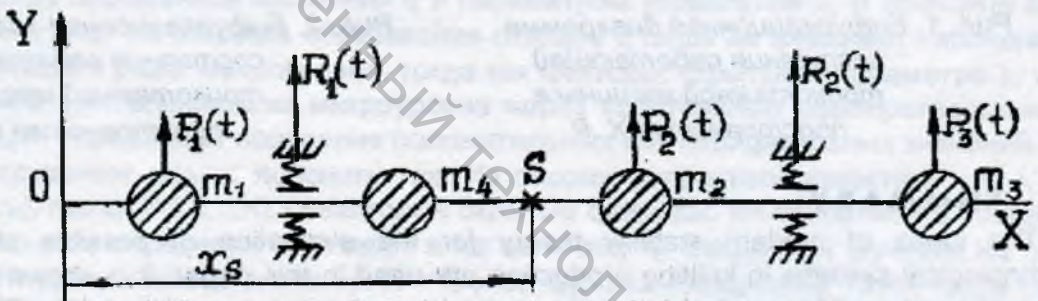


Рис. 1

$m_1$  - масса звеньев механизма иглы;

$m_2$  - масса барабана зубчатой передачи механизма транспортирования материала;

$m_3$  - масса шкива механизма привода;

$m_4$  - приведенная масса главного вала.

На каждую сосредоточенную массу действуют гармонические возмущающие силы, перпендикулярные продольной оси главного вала и лежащие в плоскости XOY;

$P_1(t)$  - силы инерции механизма иглы;

$P_2(t)$  - сила натяжения зубчатого ремня;

$P_3(t)$  - сила натяжения клинового ремня;

$R_1(t)$ ,  $R_2(t)$  - упругие силы виброизолированных опор.

Задача о вынужденных колебаниях главного вала в опорах сводится к задаче о плоских колебаниях абсолютно жесткого стержня массой  $m_4$ , несущего на себе три сосредоточенные массы  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ .

Ввиду сложности решения дифференциального уравнения колебаний данной 4-х массовой системы, используя метод замещающих масс [2], расчет ведется по динамически эквивалентной 3-х массовой системе. Сосредоточенные массы  $m_A$  и  $m_B$  располагаются в опорах,  $m_C$  - в центре массы системы S (рис.2).

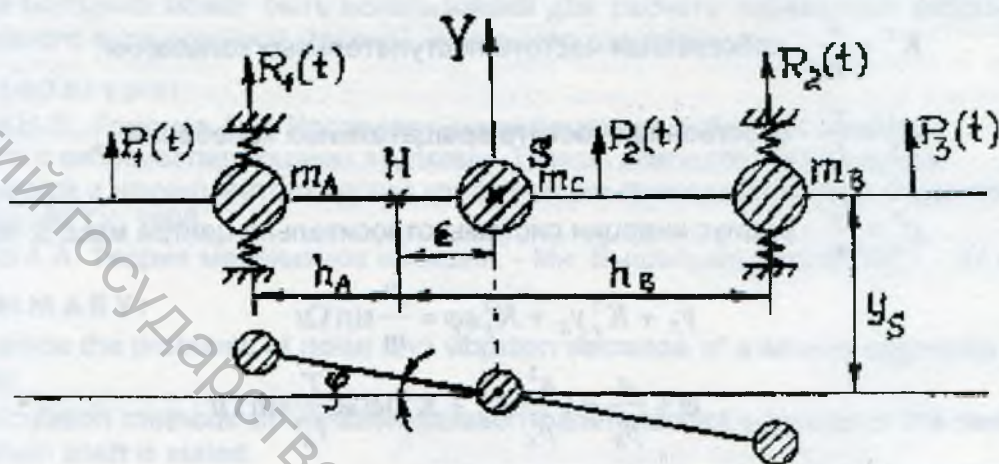


Рис.2

Дифференциальное уравнение колебаний эквивалентной системы "вал - виброизолирующие опоры" имеет вид

$$\begin{cases} my_S + \sum_{i=1}^n R_i \equiv P \sin \Omega t \\ I_S \varphi + \sum_{i=1}^n M_i \equiv T \sin \Omega t \end{cases} \quad (1)$$

где  $y_S$  - вертикальные смещения центра масс S 3-х массовой системы;  
 $\varphi$  - угол поворота главного вала

$$m = \sum_{i=1}^n m_i \text{ масса всей системы;}$$

$R_i$  - упругая восстанавливающая сила, действующая на i-массу

$$\sum_{i=1}^n R_i = c(y_S + \epsilon \varphi) \quad (2)$$

$c$  - суммарная жесткость виброизоляторов

$\epsilon$  - расстояние между центром масс S и центром жесткости системы H;

$M_i$  - момент упругой силы

$$\sum_{i=1}^n M_i = c(y_S + \epsilon \varphi)\epsilon + \gamma \varphi \quad (3)$$

$\gamma$  - крутильная жесткость системы;

$I_S$  - массовый момент инерции сосредоточенных масс относительно оси Y;



$P$  и  $T$  - амплитудное значение главного вектора и главного момента сил  $P_1(t), P_2(t), P_3(t)$ .

$\Omega$  - частота вращения главного вала машины.

Учитывая (2) и (3) дифференциальное уравнение (1) вынужденных колебаний системы имеет вид:

$$\begin{cases} my_s + cy_s + c\varepsilon\varphi = P \sin \Omega t \\ I_s \ddot{\varphi} + c\varepsilon y_s + (c\varepsilon^2 + \gamma)\varphi = T \sin \Omega t \end{cases} \quad (4)$$

Вводя обозначения:

$K_y^2 = \frac{c}{m}$  - собственная частота поступательных колебаний;

$K_\varphi^2 = \frac{\gamma}{I_s}$  - собственная частота вращательных колебаний;

$\rho_s^2 = \frac{I_s}{m}$  - радиус инерции системы относительно центра масс  $S$ , получаем

$$\begin{aligned} y_s + K_y^2 y_s + K_y^2 \varepsilon \varphi &\equiv \frac{P}{m} \sin \Omega t \\ \varphi + \frac{\varepsilon}{\rho_s^2} = \left( \frac{\varepsilon^2}{\rho_s^2} K_y^2 + K_\varphi^2 \right) \varphi &\equiv \frac{T}{I_s} \sin \Omega t \end{aligned} \quad (5)$$

Решение уравнения (5) возможно в виде:

$$\begin{cases} y_s = A_y \sin \omega t \\ \varphi = A_\varphi \sin \omega t \end{cases} \quad (6)$$

После подстановки (6) в (5) в результате преобразований амплитуды поступательных и вращательных колебаний системы определяются формулой:

$$\begin{cases} A_y = \frac{\left( \frac{\varepsilon^2}{\rho_s^2} K_y^2 + K_y^2 - \omega^2 \right) \frac{P}{m} - K_y^2 \varepsilon \frac{T}{I_s}}{\Delta(\omega^2)} \\ A_\varphi = \frac{(K_y^2 - \omega^2) \frac{T}{I_s} - \frac{\varepsilon}{\rho_s^2} K_y^2 \frac{P}{m}}{\Delta(\omega^2)} \end{cases} \quad (7)$$

где

$$\Delta(\omega^2) = (K_y^2 - \omega^2) \left( \frac{\varepsilon^2}{\rho_s^2} K_y^2 + K_\varphi^2 - \omega^2 \right) - K_y^4 \frac{\varepsilon^2}{\rho_s^2} \quad (8)$$

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{(\alpha K_y^2 + K_\varphi^2)}{2} \pm \sqrt{\frac{(\alpha K_y^2 + K_\varphi^2)^2}{4} - K_y^2 K_\varphi^2} \quad (9)$$

$$\alpha = 1 + \frac{\varepsilon^2}{\rho_s^2} \quad (10)$$

Амплитудное смещение центра масс системы:

$$A = A_y + A_\varphi \quad (11)$$

Выбирая параметры виброизоляторов опор системы, определяют значение амплитуды колебаний, которую сопоставляют с допустимой амплитудой. В случае превышения допустимых значений амплитуды необходимо произвести уточненный расчет. Допустимые значения амплитуд колебаний должны обеспечивать нормальный процесс захвата петли-напуска носиком челнока в процессе шитья.

Для швейной машины 97- А класса амплитуда колебаний главного вала не должна превышать 0,01 мм.

Расчеты показали, что нормальные условия шитья будут обеспечиваться при жесткости виброизоляторов опор главного вала не менее  $120 \cdot 10^4$  н/м.

Данная методика может быть использована для расчета параметров виброизоляции главного вала швейной машины, имеющего две опоры.

#### **Литература:**

1. Белова Н.В., Гомонов А.П. Исследование параметров вибрации швейного агрегата с виброизолирующими втулками. Тезисы докладов XXVII научно-технической и научно-методической конференции преподавателей и студентов. - Витебск.: ВГТУ, 1995.
2. Машков А.А. Теория механизмов и машин. - Мн: Вышэйшая школа, 1971. - 47 с.

#### **SUMMARY:**

In the article the problems of noise and vibration decrease of a sewing aggregate are considered.

The calculation methods of vibration isolation parameters of supports of the sewing machine main shaft is stated.

The calculation data are confirmed experimentally.