

2. Коган, А.Г. Новое в технике прядильного производства: учебное пособие / А.Г. Коган, Д.Б.Рыклин, С.С.Медвецкий. – Витебск: УО «ВГТУ», 2005. – 195 с.

#### SUMMARY

The article is devoted to creating an assortment of open-end yarns 20-80 tex. Depending on input parameters and the raw materials, it is possible to manufacture the different kinds of yarns: high-tenacity, metallized, flame-resistant, twisted and other.

УДК 687.053.12

### РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ МЕХАНИЗМА НИТЕПРЯГИВАТЕЛЯ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

**С.Ю. Краснер, Б.С. Сункуев, Н.В. Белова**

Механизм нитепротягивателя швейной машины (рис.1) является одним из главных источников колебаний корпуса швейной машины [1]. Реакцию  $R_C$  в шарнире С механизма представим в виде векторной суммы проекций  $R_{xc}$ ,  $R_{yc}$  на оси X и Y. Если ось шарнира С закреплена в корпусе, то  $R_{xc}$ ,  $R_{yc}$  полностью передаются на корпус, вызывая его колебания.

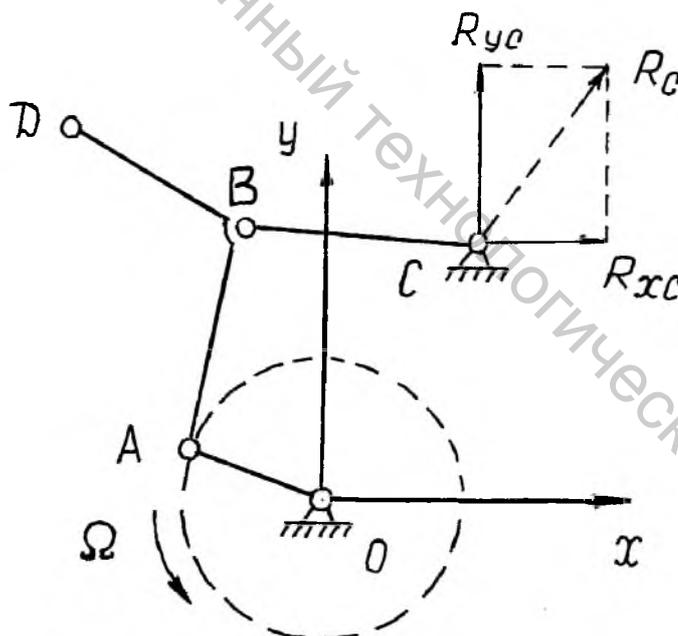


Рисунок 1 - Схема механизма нитепротягивателя

Силы, передаваемые на корпус, можно существенно уменьшить, если шарнирную ось С закрепить в промежуточной детали 1 (рис.2), а саму деталь 1 закрепить на упругом основании в виде Г-образной пластинчатой пружины. На рис. 2 точка S – центр массы детали 1.

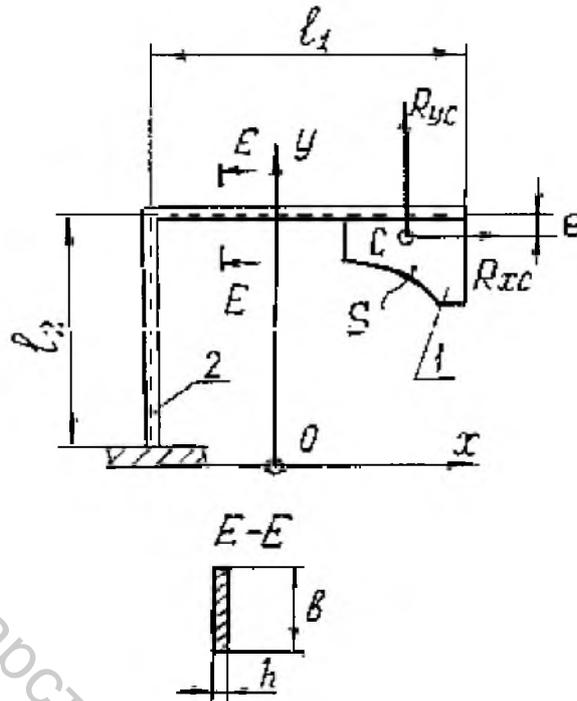


Рисунок 2 - схема виброизолирующей опоры

Под действием силы  $R_c$  деталь 1 совершает колебательное движение. Представим его как сумму колебательных поступательных движений вдоль осей  $X$  и  $Y$  под действием возмущающих сил  $R_{xc}$ ,  $R_{yc}$  и пренебрежем вращательным движением детали 1.

При исследовании колебаний детали 1 следует учесть влияние кинематически связанных с ней звеньев механизма нитепритягивателя.

Обозначим через  $m_{npx_1}$  и  $m_{npy_1}$  - приведенные к детали 1 массы звеньев механизма нитепритягивателя при ее движении вдоль осей  $X$  и  $Y$ . Тогда в уравнениях движения детали 1 с массой  $m_1$  следует учитывать приведенные массы:

$$m_{npx} = m_{npx_1} + m_1 \quad (1)$$

$$m_{npy} = m_{npy_1} + m_1 \quad (2)$$

С учетом этого уравнения упругих колебаний детали 1 вдоль осей  $X$  и  $Y$  имеют вид:

$$m_{npx} \frac{d^2 x}{dt^2} + k_x \cdot x = R_{xc}, \quad (3)$$

$$m_{npy} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_y \cdot y = R_{yc}, \quad (4)$$

где -  $k_x, k_y$  коэффициенты жесткости упругого основания по осям  $X$  и  $Y$ .

Коэффициенты  $k_x, k_y$  можно определить из соотношений:

$$k_x = \frac{1}{\delta_{11x}}, \quad (5)$$

$$k_y = \frac{1}{\delta_{11y}}, \quad (6)$$

где  $\delta_{11x}$ ,  $\delta_{11y}$  перемещения массы  $m_1$  под действием единичной силы, приложенной в точке С, в направлении действия, соответственно,  $R_{xc}$ ,  $R_{yc}$ , определяемые по методу Верещагина[2]:

$$\delta_{11x} = \frac{l_1 e^2 + \frac{l_1^3}{3} + \frac{(l_2 - e)^3}{3}}{EI}, \quad (7)$$

$$\delta_{11y} = \frac{\frac{l_1^3}{3} + l_1^2 l_2}{EI}, \quad (8)$$

где:  $E$  – модуль упругости материала пластинчатой Г-образной пружины,

$I$  – момент инерции сечения пластинчатой пружины,  $I = \frac{bh^3}{12}$ .

Расчетами на ЭВМ для швейной машины 31-го ряда Оршанского завода «Легмаш» определены проекции  $R_{xc}$ ,  $R_{yc}$  и установлено, что в первом приближении эти проекции могут быть представлены в виде:

$$R_{xc} = R_{xo} \cdot \sin \Omega t,$$

$$R_{yc} = R_{yo} \cdot \sin(\sin \Omega t + \alpha) - R_o,$$

где:  $\Omega$  - угловая скорость ведущего звена механизма,  $\Omega = 471 \text{ рад/с}$ ;

$\alpha = 4,71 \text{ рад}$ ;  $R_{xo} = 130 \text{ Н}$ ,  $R_{yo} = 53,5 \text{ Н}$ ,  $R_o = 28 \text{ Н}$ .

В общем случае величины  $m_{npx_1}$  и  $m_{npy_1}$  в (1) и (2) являются переменными, однако при достаточно большой массе  $m_1$  детали 1 доля  $m_{npx_1}$  и  $m_{npy_1}$  в (1) и (2) мала и можно полагать  $m_{npx_1}$  и  $m_{npy_1}$  приближенно постоянными.

С учетом этого, разделив члены уравнений (3) и (4) на  $m_{npx_1}$ ,  $m_{npy_1}$  и обозначив:

$$\frac{k_x}{m_{npx}} = \omega_{ox}^2, \quad (9)$$

$$\frac{k_y}{m_{npy}} = \omega_{oy}^2, \quad (10)$$

$$\frac{R_{xo}}{m_{npx}} = q_x,$$

$$\frac{R_{yo}}{m_{np}} = q_y,$$

$$\frac{R_o}{m_{np}} = q_o,$$

получим:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_{ox}^2 x = q_x \sin \Omega t,$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \omega_{oy}^2 y = q_y \sin(\Omega t + \alpha) - q_o$$

В [3] показано, что для колебаний массы, закрепленной на упругом основании, описываемых уравнением вида (3), (4) силы  $R_x$ ,  $R_y$ , передаваемые на неподвижное основание, определяются из равенств:

$$R_x = \beta_x R_{xc},$$

$$R_y = \beta_y R_{yc},$$

где  $\beta_x$ ,  $\beta_y$  - динамические коэффициенты возрастания амплитуд, определяемые из равенств:

$$\beta_x = \frac{1}{\frac{\Omega^2}{\omega_{ox}^2} - 1}, \quad (11)$$

$$\beta_y = \frac{1}{\frac{\Omega^2}{\omega_{oy}^2} - 1} \quad (12)$$

Рассмотрим расчет параметров виброизолирующей опоры для швейной машины 31-го ряда Оршанского завода «Легмаш».

Из конструктивных соображений принимаем (см. рис. 2):  $l_1 = 78$  мм,

$l_2 = 28$  мм,  $m_{np} = 0,6$  кг. Предварительным расчетом по формулам (5)-(8) определяем  $h = 4$  мм. Выполняем упругое основание из двух слоев стальных пластин толщиной  $h = 2$  мм. После изготовления Г-образной пружины и установки ее на корпус машины посредством эксперимента уточняем значения  $k_x$ ,  $k_y$ :

$$k_x = 30 \frac{H}{мм}, \quad k_y = 20 \frac{H}{мм}. \quad \text{Из (9), (10) определим } \omega_{ox} = 227,3 \frac{рад}{с};$$

$\omega_{oy} = 187,1 \frac{рад}{с}$ ; а из (11), (12) -  $\beta_x$  и  $\beta_y$ :  $\beta_x = 0,3$ ;  $\beta_y = 0,16$ . При этом статическое перемещение массы 1 под действием амплитудных значений  $R_{xo}$ ,  $R_{yc}$  составляет:

$$A_{cmx} = \frac{R_{xo}}{k_x} = \frac{130H}{30H/мм} = 4,33 мм;$$

$$A_{cmy} = \frac{R_{yo} + R_o}{k_y} = \frac{53,5 + 28}{20} = 4,075 \text{ мм}.$$

Амплитуда колебаний массы  $m_1$  в направлениях осей X и Y составляет:

$$A_x = \beta_x \cdot A_{cmx} = 0,3 \cdot 4,33 \text{ мм} = 1,3 \text{ мм};$$

$$A_y = \beta_y \cdot A_{cmy} = 0,16 \cdot 4,075 \text{ мм} = 0,65 \text{ мм}.$$

Как показали исследования, полученные значения амплитуды колебаний не оказывают существенного влияния на длину подаваемой нитепритягивателем нитки.

Для оценки эффективности предлагаемых мероприятий упругая опора была установлена на швейной машине 31-го ряда и проведены экспериментальные исследования виброскорости в характерных точках 1...6 корпуса (рис. 3) швейной машины при частоте вращения главного вала  $\Omega = 471 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ .

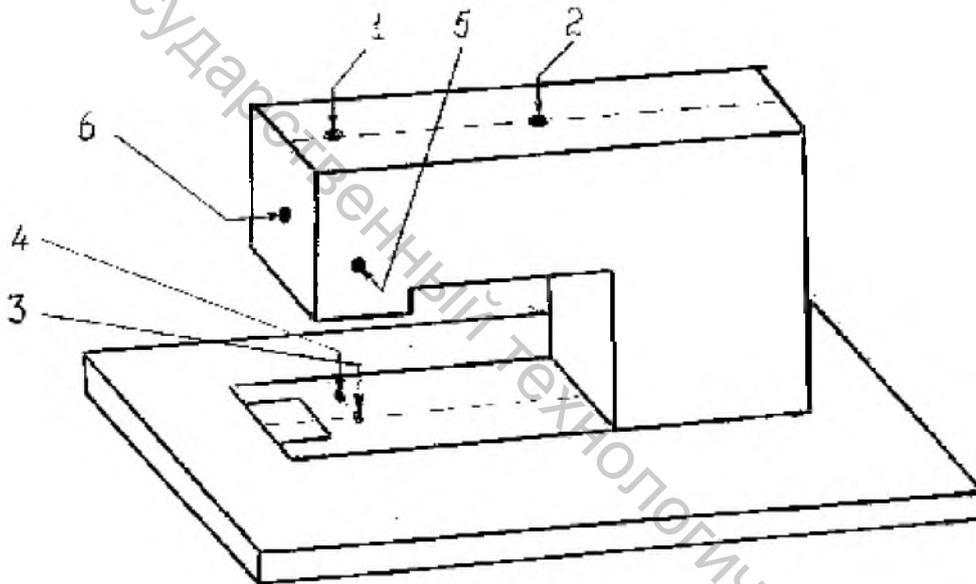


Рисунок 3- Точки замеров виброскорости корпуса швейной машины

Измерения виброскорости производились прибором ВШВ-003-М2. В качестве преобразователя механических колебаний в электрические сигналы использовался вибропреобразователь ДНЗ-М1.

Результаты измерений до установки упругой опоры сведены в таблицу 1, а после установки – в таблицу 2.

Таблица 1

№ п.п.	Виброскорость, дБ							
	Среднегеометрические частоты октавных полос (до установки виброизолятора)							
	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
1	50	67,9	87,3	71	61,3	62,3	60	58
2	45,3	64,3	79,3	64	58	53	55	53
3	46,6	66,3	83,6	70	60	60	52	51,3
4	44	64	85,6	70,6	61	60,3	57	54
5	52	65,3	85,3	69	68	70	70	70
6	50	60	79,6	68	59,3	56	60	60

Таблица 2

№ п.п.	Виброскорость, дБ							
	Среднегеометрические частоты октавных полос (после установки виброизолятора)							
	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
1	42	60	76	69	58	60	57	54
2	38	59	72	62	52	52	53	51
3	42	62	76	69	60	60	52	50
4	34	60	74	69	58	58	56	52
5	46	60	70	70	66	58	57	57
6	45	58	68	66	54	54	58	56

Из сравнительного анализа данных таблиц 1, 2 следует, что в результате установки упругой опоры имеет место значительное снижение уровня виброскорости во всех точках.

Наибольшее снижение виброскорости, на 15,3 дБ, получено в точке 6 при частоте 31,5 Гц, наименьшее, на 7,3 дБ,- в точке 2 при частоте 16Гц.

Таким образом, установка опорного шарнира нитепритягивателя на упругую опору дает значительное снижение виброактивности корпуса швейной машины, недостижимое посредством известных методов. Так, например, уравниванием механизмов швейной машины[4] получено снижение виброскорости на 4,8 дБ.

#### Список использованных источников

1. Вальщиков Н.М., Зайцев Б.А., Вальщиков Ю.Н. Расчет и проектирование машин швейного производства. - Л.: Машиностроение, 1973.-344 с.
2. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов. Учебник для вузов.-9-е изд., перераб.- М.: Наука,1986.- 512с.
3. Архипов Н.Н., Карпачев, П.С., Майзель М.М., Плевако Н.А. Основы конструирования и расчета машин и аппаратов легкой промышленности.- М.: Машгиз, 1963.-599 с.
4. Сункуев Б.С., Радкевич А.В., Цветков Ю.М. Уравнивание механизмов швейных машин, Вестник Витебского государственного технологического университета, Республика Беларусь.- Витебск : Витебск, 1995.- 98с.

#### SUMMARY

The article describes methods of calculation of constructive parameters of thread take-up vibro-resistant support. The constructive scheme of vibro-resistant support is shown. The results of development of sewing machine vibration speed are given, which after application of developed construction of vibro resistant support show significant decrease of vibration activity of sewing machine head frame, unattainable by current methods.

УДК 677.21:021.164

### РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ХЛОПКОХИМИЧЕСКОЙ ПРЯЖИ МАЛОЙ ЛИНЕЙНОЙ ПЛОТНОСТИ

**С.С. Медвецкий, О.М. Катович**

На кафедре «Прядение натуральных и химических волокон» разработана технология получения комбинированной пряжи малой линейной плотности с использованием хлопковой волокнистой мычки и комплексных химических нитей.