

Для обеспечения устойчивой работы приводного механизма параметры целевой функции должны удовлетворять условию:

$$M_d - M_n \geq 0, \quad (5)$$

где M_d – максимальный движущий момент ротора шагового двигателя,

M_n – приведенный к валу шагового двигателя момент нагрузки.

Момент нагрузки выразится следующим образом:

$$M_n = I_{пр} \cdot \epsilon + M_{спр}, \quad (6)$$

где $I_{пр}$ – приведенный к валу шагового двигателя момент инерции звеньев механизма,

$M_{спр}$ – приведенный к валу шагового двигателя момент сил сопротивления

$$I_{пр} = \sum (I_i / U_{i1}^2) + \sum (m_i / U_{i1}^2), \quad (7)$$

где I_i – моменты инерции вращающихся звеньев,

m_i – массы звеньев, движущихся поступательно,

U_{i1} – передаточные числа от шагового двигателя к вращающимся звеньям,

U_{i1} – передаточные числа от шагового двигателя к звеньям, движущимся поступательно.

При минимизации целевой функции (1) использовался метод Монте-Карло.

При оптимальных значениях φ , ω , ϵ на опытным образце швейного короткошовного полуавтомата с фиксированным передаточным отношением привода (154 рад/м по каждой их координат) максимальная производительность составит до 2000 стежков в минуту при длине стежка 1 мм.

Литература

1. Сункуев Б.С., Кузнецова Т.В. Повышение производительности швейных полуавтоматов с микропроцессорным управлением. // Вестнике ВГТУ-99, Витебск: ВГТУ, 1999 - с.60-64.
2. Беликов С.А., Сункуев Б.С., Исследование динамики привода координатного устройства швейного полуавтомата с МПУ, Тезисы докладов XXIX научно-технической конференции преподавателей и студентов ВГТУ, Витебск, 1996, с.39.
3. Дусматов Х.С., Сункуев Б.С. Радченко Э.В., Экспериментальное исследование механических характеристик шагового электродвигателя // Сб. научных трудов ВГТУ ч.1/ВГТУ – Витебск, 1995, с. 127 – 129.

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ МЕХАНИЗМА НИТЕПРЯГИВАТЕЛЯ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ 31 КЛАССА

С.Ю. Краснер

Научные руководители - Б.С. Сункуев,

Н.В. Белова

УО «Витебский государственный технологический университет»

В швейном агрегате одним из основных источников колебаний головки машины являются силы инерции механизма нитепротягивателя, которые через опорный шарнир передаются корпусным деталям.

Динамический анализ механизма нитепротягивателя и расчёт на ЭВМ выявил максимальные значения реакций возмущающих сил по осям X , Y , которые при угловой скорости главного вала $\Omega=471$ рад/с составляют, соответственно, 134 н и 77 н.

С целью снижения вибраций разработана конструкция виброизолятора.

Виброизолятор представляет собой массу $m_{пр}$, закреплённую на пластинчатой пружине, имеющей Г-образную конфигурацию. Пружина крепится к корпусу рукава машины. В отверстие дополнительной массы устанавливается опорная ось коромысла нитепротягивателя.

Уравнение движения для колеблющейся массы имеет вид:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{1}{\delta} y = F_0 \sin \Omega t \text{ или } \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{1}{m\delta} y = \frac{F_0}{m} \sin \Omega t$$

Данное уравнение есть уравнение незатухающих вынужденных колебаний при силе упругого сопротивления, определяющейся податливостью амортизатора $k = \frac{1}{\delta}$. При этом масса, имею-

щая частоту свободных колебаний $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1}{m\delta}}$, совершает незатухающие колебания с частотой возмущающей силы Ω и амплитудой A :

$$A = \left| \frac{q}{\omega_0^2 - \Omega^2} \right| = P_0 \delta \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}} \right| = P_0 \delta \beta, \text{ где } \beta = \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}} \right|$$

Здесь β - динамический коэффициент амплитуды, а $P_0 \delta$ представляет собой осадку амортизатора, вызываемую действием статической силы P_0 . Следовательно, максимальное усилие R , с которым амортизатор действует на свое основание, отвечает полученному значению амплитуды:

$$R = \frac{A}{\delta} = P_0 \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}} \right| = P_0 \beta$$

Таким образом, в зависимости от значения динамического коэффициента амплитуды амортизатор передает действующую на него возмущающую силу с увеличением или уменьшением. Усилие увеличивается при условии:

$$\beta = \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}} \right| > 1$$

Усилие, передаваемое упругой прокладкой на основание, меньше амплитудного значения возбуждающей силы, когда

$$\left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}} \right| < 1 \text{ или } \left| 1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2} \right| > 1,$$

что возможно лишь когда $\frac{\Omega^2}{\omega_0^2} > 2$ или $\omega_0 < \frac{\Omega}{\sqrt{2}} = 0,71\Omega$, или $\Omega > 1,41\omega_0$.

т.е. в сверхкритической области, за зоной резонанса.

При $\omega_0 \ll \Omega$ коэффициент β очень мал (когда $\frac{\Omega}{\omega_0} \rightarrow \infty$, то $\beta \rightarrow 0$), т.е. амортизатор

передает на основание усилие гораздо меньшее, чем максимальная возбуждающая сила.

Коэффициент жесткости упругой опоры определяется формулой:

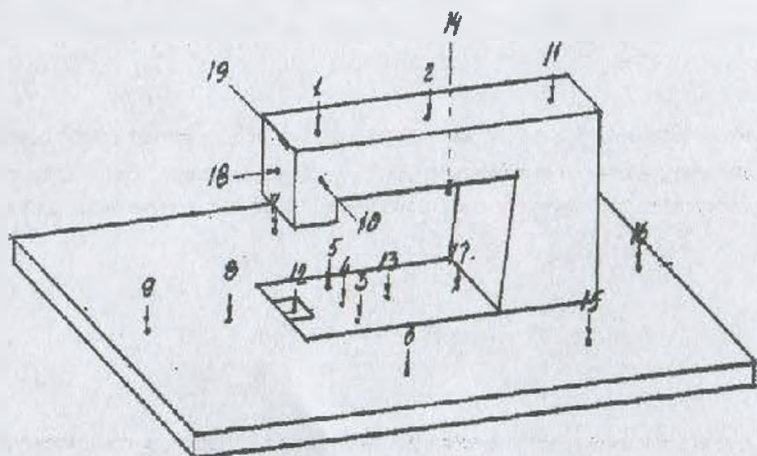
$$K_{x,y} = \frac{\Omega^2}{1 + \frac{1}{\beta}} m_{лр}$$

где β - динамический коэффициент амплитуды колебаний,

Момент инерции пружины относительно осей x, y :

$$I_x = \frac{K_x}{E} \left[l_1 e^2 + \frac{e^3}{3} + \frac{(l_2 - e)^3}{3} \right], \quad I_y = \frac{K_y}{E} \left[\frac{l_1^3}{3} + l_1^2 l_2 \right]$$

где E- модуль упругости материала пружины ;
 l_1, l_2 – геометрические параметры пружины ;
 e – эксцентриситет относительно оси коромысла нитепротягивателя.



По теоретическим данным было произведено изготовление экспериментальной установки. Проведена серия замеров виброскорости и виброускорений в 19 точках швейного агрегата.

При частоте возмущающей силы $\Omega = 471$ рад/с, приведённой массе $m_{пр} = 0,6$ кг и рассчитанным параметром пружины предлагаемая конструкция виброизолятора позволит уменьшить первичные нагрузки, возникающие в механизме нитепротягивателя и передаваемые на корпус машины, в 5 раз. Наибольшее снижение виброскорости наблюдалось в точках 1,10,18 на 6,9,4 дБ соответственно. Уменьшения виброускорения составило в этих точках 6.9.3 дБ. Снижение вибрационных параметров в рабочей зоне- на 1-2 дБ.

Литература

1. Краснер С.Ю. и др. Виброизоляция механизма нитепротягивателя швейной машины 31 класса / Краснер С.Ю., Сункуев Б.С., Белова Н.В.//Тез.докл. XXXV науч.-техн. конф. препод. и студ. / УО «ВГТУ»; Гл.ред. С.М.Литовский. –Витебск, 2002. –С.41.

**РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ СРАБАТЫВАНИЯ МЕХАНИЗМА
 ОСВОБОЖДЕНИЯ ФИКСАТОРА МНОГОИГОЛЬНОГО
 ВЫШИВАЛЬНОГО ПОЛУАВТОМАТА**

Ю.В. Новиков

Научный руководитель - Б.С. Сункуев

УО «Витебский государственный технологический университет»

Период срабатывания механизма, оказывает влияние на выбор оптимальных кинематических параметров механизма позиционирования игольницы