

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОПОР ГЛАВНОГО ВАЛА ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

Инж. Белова Н. В.; д. т. н., проф. Сункуев Б. С.;
к. т. н., доц. Шарстнев В. Л. (ВГТУ)

В процессе работы швейной машины из-за неуравновешенности отдельных деталей и механизмов (иглы, механизма продвижения материала) возникают инерционные нагрузки, воздействующие на главный вал, вызывая его колебания. Вследствие динамической связи всех деталей машины, вибрация передается на корпус, складываясь в общую вибрацию швейного агрегата. Общая вибрация существенно ускоряет износ деталей, ухудшает условия работы оператора.

Одним из способов снижения виброактивности главного вала швейной машины является виброизоляция его опор [1].

Экспериментально установлено, что спектр вибрационных характеристик швейного агрегата зависит от конструктивных параметров виброизоляторов опор главного вала.

Для расчета вынужденных колебаний вала с виброизолированными опорами была разработана динамическая модель "главный вал - опоры".

Задача о вынужденных колебаниях вала в виброизолирующих опорах может быть сведена к задаче о плоских колебаниях абсолютно жесткого стержня, несущего на себе сосредоточенные массы, при внешних возмущающих нагрузках периодического действия [2]. В динамической модели виброизолирующие опоры заменяются пружинами с эквивалентными жесткостями. Сложные колебания вала сводятся к плоскому перемещению y_s его центра масс S и вращательному движению вокруг точки S , т. е. повороту на угол φ (рис. 1).

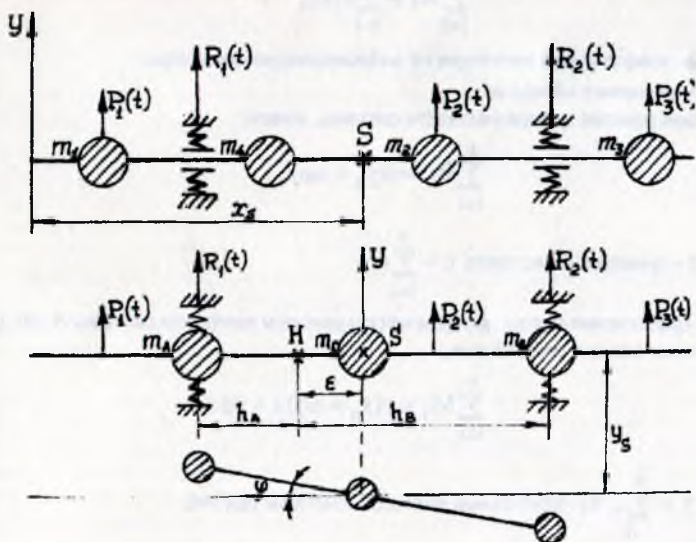


Рис. 1. Динамическая модель расчета виброизоляции опор главного вала

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

$$\begin{cases} my_s'' + \sum_{i=1}^n R_i = P \sin \Omega t \\ I_s \varphi'' + \sum_{i=1}^n M_i = T \sin \Omega t \end{cases}$$

где $m = \sum_{i=1}^3 m_i$ - масса всей системы точечных масс, расположенных на

главном валу;

R_i - упругая восстанавливающая сила виброизолирующих опор, действующая на i массу;

P и T - амплитудное значение главного вектора и главного момента внешних возмущающих сил: инерционных нагрузок от механизма иглы, механизма продвижения материала и ременной передачи;

Ω - частота вращения главного вала машины;

I_s - массовый момент инерции сосредоточенных масс относительно оси, проходящей через центр масс S и перпендикулярный плоскости колебаний;

M_i - момент упругих сил R_i относительно оси, проходящей через центр масс системы - точку S и перпендикулярный плоскости системы;

y_s - координата центра масс системы.

Упругая восстанавливающая сила R_i определяется по формуле:

$$\sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n c_i y_i,$$

где c_i - коэффициент жесткости i -й виброизолирующей опоры;

y_i - смещение i -й массы.

Используя понятие центра жесткости системы, имеем:

$$\sum_{i=1}^n R_i = c(y_s + \varepsilon\varphi),$$

где c - суммарная жесткость $c = \sum_{i=1}^n c_i$;

ε - расстояние между центром масс и центром жесткости системы H (см. рис. 1).

Аналогично момент упругой силы

$$\sum_{i=1}^n M_i = c(x_s + \varepsilon\varphi)\varepsilon + \gamma\varphi,$$

где $\gamma = \sum_{i=1}^n c_i h_i$ - крутильная жесткость системы при $\varepsilon=0$.

Тогда дифференциальное уравнение вынужденных колебаний приведенной системы "вал - виброизолирующие опоры" имеет вид:

$$\begin{cases} my_s'' + cy_s + c\epsilon\varphi = P \sin \Omega t \\ I_s\varphi'' + c\epsilon y_s + (c\epsilon^2 + \gamma)\varphi = T \sin \Omega t \end{cases}$$

Решение данной системы на ЭВМ проводилось на основании базовой модели швейной машины 97-А класса.

Определение максимальных значений инерционных сил $P_1(t)$ и $P_2(t)$, действующих на главный вал машины в процессе шитья, проводилось на основании динамического анализа механизмов иглы и перемещения материала.

Экспериментально определялись нагрузки от привода и значения жесткости виброизоляторов.

Расчеты показали, что отклонение главного вала при использовании в конструкции виброизолирующих опор монолитных резин не превышают 0,000126-0,0016 мм.

Полученные результаты были использованы при разработке комбинированных (металл - резина) виброизоляторов.

Исследования подтвердили целесообразность использования металло-резиновых конструкций виброизоляторов опор главного вала. В реальных условиях для швейной машины 97-А класса их применение позволяет снизить параметры вибраций на 30-40 % в различных точках корпуса швейного агрегата.

Литература:

1. Архипов Н.Н., Карпачев П.С., Майзель М.М. Основы конструирования и расчета типовых машин и аппаратов легкой промышленности. - М.: Машгиз, 1963
2. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. - М.: Машгиз, 1961