

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ ДЛЯ СТАНКОВ

### DESIGN OF TUNED MASS DAMPER FOR WEAVING MACHINES

В.А. СМИРНОВ  
V.A. SMIRNOV

(Научно-исследовательский институт строительной физики  
Российской академии архитектуры и строительных наук)  
(Research Institute of Building Physics  
of Russian Academy of Architecture and Construction Sciences)  
E-mail: belohvost@list.ru

*В работе рассматривается методика расчета и оценки эффективности динамического гасителя ткацкого станка. Приводится последовательность расчета и определяется величина относительной массы и настройки гасителя. Определяются амплитуды вынужденных колебаний защищаемого объекта, результаты расчета сравниваются с результатами численного анализа, проведенного в ПК Femap.*

*The article explains the design procedure and efficiency estimation methodology for weaving machine tuned mass damper. The calculation algorithm is presented and both relative mass and tuning factor are calculated. The amplitudes of forced oscillations for isolated machine are calculated and results compared to dynamic analysis results, performed in FEM package PLM Femap.*

**Ключевые слова:** виброизоляция, динамический гаситель, МКЭ, Femap.

**Keywords:** vibration isolation, tuned mass damper, FEM, Femap.

Задача виброизоляции оборудования ткацких фабрик становится все более актуальной в связи с переоборудованием и реконструкцией существующих предприятий, а также появлением большого числа частных мини-фабрик [1], [2]. Размещение существующего или нового оборудования в таком случае зачастую производится не только в подвальных или на первых этажах зданий, но и на более высоких этажах, что приводит к появлению нежелательных резонансных колебаний сооружения от работы ткацкого оборудования. При неучете динамических явлений или некачественном монтаже оборудования указанное воздействие может повлиять на прочностные характеристики сооружения, привести к повышенным уровням шума и вибрации.

На рис. 1 представлена осциллограмма вертикального усилия, передаваемого станком АТ-120-6 на основание [4].

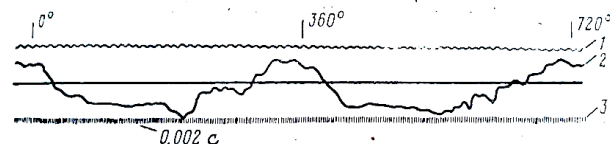


Рис. 1

Приведенная на рис. 1 осциллограмма (1 – отметка угла поворота главного вала; 2 – процесс; 3 – временная шкала) показывает, что амплитудное значение силы, передаваемой станком на основание, составляет 1000 Н. Изменение момента относительно оси УУ за время одного оборота главного вала соответствует характеру изменения горизонтальной нагрузки в направлении движения батана [3]. Моменты относительно горизонтальных осей возбуждают вертикальные колебания здания, амплитуды которых зачастую превышают требования санитарных норм. Кроме того, как показывают результаты замеров

[3], горизонтальная составляющая нагрузки, например, для станков АТ-120-6, оказывается выше вертикальной, и период колебаний, определяемый реализуемым технологическим процессом производства изделия, может зачастую совпадать с собственными периодами колебания сооружения. Также при работе станков в режимах пуска-остановки и простоя возбуждаются значительные импульсные нагрузки.

Наиболее эффективным методом снижения вибрации, передаваемой на несущие конструкции зданий, является виброизоляция источника колебаний, то есть самого ткацкого станка. Одним из эффективных средств борьбы с вибрацией ткацкого оборудования является метод динамического виброгашения, который заключается в присоединении к объекту виброзащиты динамических гасителей колебаний (ДГК). ДГК называют устройство, в котором возникает сила инерции, уменьшающая уровень колебаний защищаемой конструкции. Методы расчета и проектирования различных типов динамических гасителей подробно рассматриваются в монографиях [5], [6].

Рассмотрим далее задачу о гашении вертикальных колебаний микрочелночного станка СТБ-2-250. Основная частота его работы составляет 12,4 Гц, при этом максимальная величина вертикальной нагрузки составит 4000 Н [3], масса станка 3500 кг. Расчетная схема станка ( $M$ ,  $K$ ,  $x(t)$  – масса, жесткость пружины и закон колебаний;  $q(t)$  – вынуждающая нагрузка) с установленным на нем гасителем ( $m$ ,  $k$ ,  $y(t)$ ) представлена на рис. 2. Под пружинной  $K$  на рис. 2 подразумевается установка станка на виброизоляторы, либо податливость плиты перекрытия.

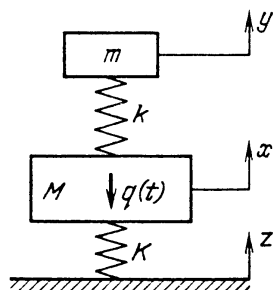


Рис. 2

В соответствии с [5] введем в рассмотрение следующие величины:  $\omega_0 = \sqrt{K/M}$ ,

$f_0 = \sqrt{k/m}$  – круговые частоты колебаний конструкции без гасителя и гасителя при  $x=0$ .

Параметры  $v = m/M$ ,  $f^2 = f_0^2/\omega_0^2$  – относительная масса и настройка гасителя. Действующая на массу гармоническая сила представляется в комплексной форме  $q(t) = Qe^{ip_0t}$ , где  $Q$  и  $p_0$  определяются в соответствии с параметрами работы станка. Эффективность виброгашения является максимальной при выполнении условия  $f = p$ , где  $p = p_0/\omega_0$ . Однако стоит отметить, что частота  $p_0$  является нестабильной, как видно по ее реализациям на рис. 1, так как зависит от нагрузки, текущего этапа технологического процесса (простой батана), нагрузки на валу, которая имеет случайный разброс. В связи с этим, как отмечается в [4], [5], точная настройка гасителя на частоту возмущающей силы оказывается невозможной и следует выбирать параметры гасителя из условия оптимального виброгашения защищаемой системы в заданном частотном диапазоне  $[p_1, p_2]$ .

Установим критерий качества, например, допускаемый уровень виброскорости  $V = 10$  мм/с – рекомендуемое предельное значение колебаний перекрытий для промышленных зданий в соответствии с ГОСТ Р 52892–2007. Тогда относительную массу и настройку гасителя можно найти, приравняв к допускаемому значению  $V$  критерий качества на границах частотного диапазона. В соответствии с [4] вычислим значения коэффициентов:

$$\beta = \pm p^{\alpha_1 + \alpha_2} / V, \quad \varphi_{1,2} = 1/(\beta + p_{1,2}^2 - 1), \quad (1)$$

где  $\alpha_1 = 2$  – показатель степенной зависимости амплитуды от частоты при инерционных воздействиях, возникающих при вращении неуравновешенной массы с эксцентриситетом;  $\alpha_2 = 1$  – множитель, соответствующий критерию скорости  $V$ .

Тогда относительная масса и настройка гасителя определяются в соответствии с выражением:

$$v = \frac{p_2^2 - p_1^2}{p_1^2 p_2^2 (\varphi_2 - \varphi_1)}, \quad f^2 = \frac{p_1^2 p_2^2 (\varphi_2 - \varphi_1)}{(p_2^2 \varphi_2 - p_1^2 \varphi_1)}. \quad (2)$$

Если учесть, что основная частота станка может изменяться в пределах  $\pm 0,1$  Гц, тогда удастся вычислить параметры гасителя. Рассмотрим два варианта установки станка. В первом примем, что станок опирается на прямоугольное перекрытие размерами в плане  $6 \times 12$  м, выполненное из ребристых железобетонных плит. Групповую установку станков в данном случае не рассматриваем. Второй вариант заключается в установке станка на упругих опорах с собственной частотой 10 Гц (например, "Isotop" или ОВ-30), при этом податливость плиты перекрытия мы не рассматриваем.

Проводя вычисления по формулам (1) и (2) для первого варианта установки, получаем следующие параметры гасителя:

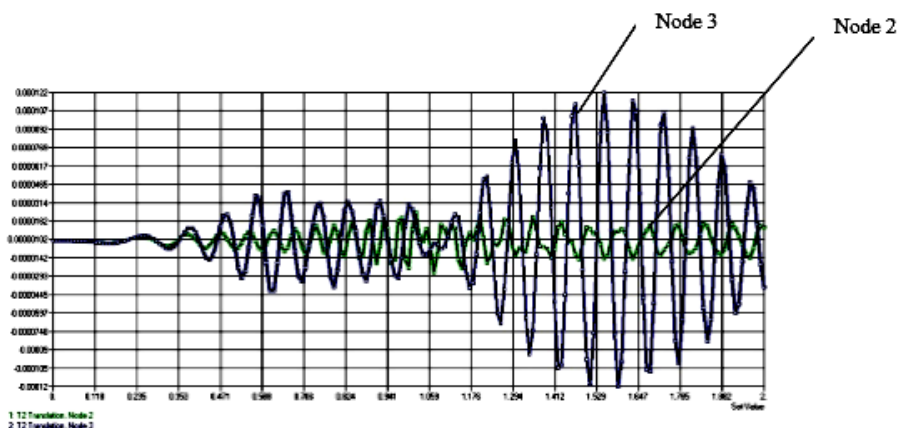
$$v = 0,24; f = 0,245. \quad (3)$$

Тогда масса гасителя составит  $m=840$  кг, а жесткость упругого элемента  $k = 5,049 \cdot 10^6$  Н/м. Резонансная частота та-

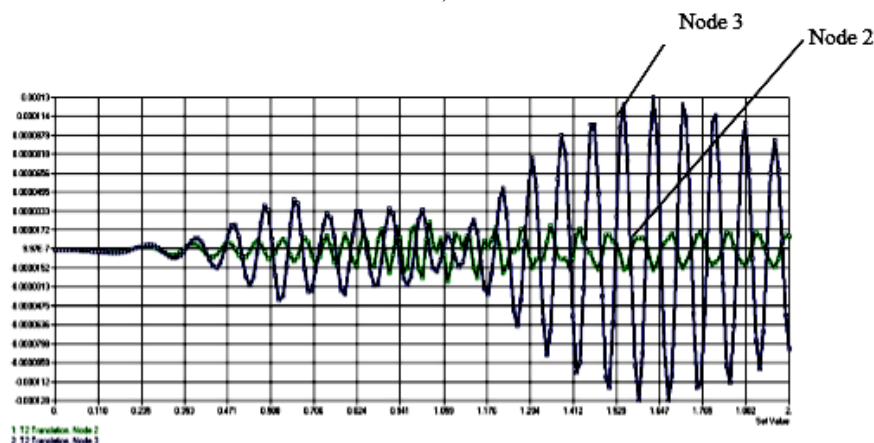
кого гасителя составит 12,336 Гц, а перемещения станка при колебаниях не превысят 7,48 мкм.

Для второго варианта установки получаем:  $v = 0,036$ ;  $f = 1,241$ ,  $m = 125,2$  кг,  $k=7,619 \cdot 10^5$  Н/м, резонансная частота такого гасителя – 12,414 Гц, перемещения станка при колебаниях не превышают 18 мкм.

Проверку представленных решений проведем, выполнив поверочный численный расчет в программном комплексе PLM Femap для двух случаев опирания станка. Зная габариты, массу, а также моменты инерции станка СТБ-2-250 [3], построим численную модель динамической системы, учитывающей массово-инерционные и жесткостные параметры станка, плиты перекрытия и динамического гасителя. Результаты проведенного динамического анализа представлены на рис. 3-а и б для вариантов опирания 1 и 2 соответственно.



а)



б)

Рис. 3

Кривая Node 2 на графиках рис. 3-а и б соответствует колебаниям станка, а Node 3 – колебаниям гасителя. Анализ результатов проведенного численного расчета показывает, что динамический гаситель эффективно снижает амплитуды колебаний станка не только в стационарных режимах, но и при пуске-остановке. Амплитуды вынужденных колебаний станка при опирании по вариантам 1 и 2 составили не более 14 и 17 мкм соответственно.

## ВЫВОДЫ

По результатам выполненной работы можно заключить, что динамический гаситель эффективно снижает амплитуды резонансных колебаний станка при его стабильной работе на фиксированной частоте. Проведенный численный анализ подтверждает расчетные предпосылки. Оптимизация динамического гасителя при полигармоническом возмущении приводит к необходимости использования вязких или гистерезисных демпферов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кочетов О.С., Сажин Б.С. Расчет систем виброизоляции для ткацких станков // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2000, №5.

2. Узакова Л.П., Файзиев С.Х. Применение вибродемпфирующих материалов для уменьшения вибрации и шума в швейной промышленности // Молодой ученый. – 2015, №9. С. 325...327.

3. Вибрация и шум в текстильной и легкой промышленности / Под ред. проф. Коритыцкого Я.И. – М.: Легкая индустрия, 1974.

4. Корнев Б.Г., Резников Л.М. Динамические гасители колебаний. – Гл. ред. ф-м. лит-ры, Изд-во: Наука, 1988.

5. Дукарт А.В., Олейник А.И. Динамические гасители колебаний конструкций. – М.: Изд-во: "АСВ", 2015.

## REFERENCES

1. Kochetov O.S., Sazhin B.S. Raschet sistem vibroizoljicii dlja tkackih stankov // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2000, №5.

2. Uzakova L.P., Fajziev S.H. Primenenie vibrodempfirujushhih materialov dlja umen'shenija vibracii i shuma v shvejnoj promyshlennosti // Molodoj uchenyj. – 2015, №9. S. 325...327.

3. Vibracija i shum v tekstil'noj i legkoj promyshlennosti / Pod red. prof. Koritysskogo Ja.I. – M.: Legkaja industrija, 1974.

4. Korenev B.G., Reznikov L.M. Dinamicheskie gasiteli kolebanij. – Gl. red. f-m. lit-ry, Izd-vo: Nauka, 1988.

5. Dukart A.V., Olejnik A.I. Dinamicheskie gasiteli kolebanij konstrukcij. – M.: Izd-vo: "ASV", 2015.

Рекомендована Ученым советом НИИСФ РААСН. Поступила 15.05.16.