

УДК 677.054.838.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ И ШУМА РЕМИЗНОЙ РАМЫ МЕТАЛЛОТКАЦКОГО СТАНКА

¹Пирогов Д.А., ¹Шляпугин Р.В., ²Эльнашар Е.А.

¹ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет» (ИВГПУ),
Иваново, e-mail: pirogov81@mail.ru;

²Университет г. Кафрэльшеих, e-mail: Smartex@kfs.edu.eg

Наиболее распространенные ткацкие станки для выработки тканой металлической сетки имеют заправочную ширину 100 см. При проектировании металлотацких станков с широкой заправочной линией возникает необходимость исследования уровня вибрации и шума, создаваемого ремизной рамой, являющейся одним из основных источников возникновения этих явлений станка в целом. Вибрации, возникающие в процессе работы в этом звене, могут значительно влиять на протекание технологического процесса, а шум оказывает негативное действие на обслуживающий персонал. Авторами разработана методика и проведено исследование вибрации и шума ремизной рамы металлотацкого станка. Определены спектры мощности звуко- и виброизлучения для ремизной рамы металлотацкого станка. Проведено сравнение полученных значений с допустимыми нормами на технологическом производстве.

Ключевые слова: шум, вибрация, инженерная акустика, зверообразовательный механизм, металлотацкий станок

RESEARCH OF VIBRATION AND NOISE OF A HEDDLE FRAME OF THE METAL-LOOM MACHINE

¹Pirogov D.A., ¹Shlyapugin R.V., ²Elnashar E.A.

¹Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Ivanovo State Polytechnic University» (IVSPU), Ivanovo, e-mail: pirogov81@mail.ru;

²Kaferelsheikh University, e-mail: Smartex@kfs.edu.eg

The most common weaving looms for the production of woven metal mesh have a filling width of 100 cm. When designing metal loom machines with a wide filling line, it becomes necessary to study the level of vibration and noise created by the frame, which is one of the main sources of these phenomena of the machine as a whole. Vibrations occurring during the work in this link can significantly influence the course of the technological process, and the noise has a negative effect on the operating personnel. In this work, a technique has been developed and a study of vibration and noise of the frame of a metal-loom machine has been carried out. The spectra of the power of sound and vibration for the metal frame of the metal-loom machine are determined. The obtained values are compared with the permissible standards for technological production.

Keywords: noise, vibration, engineering acoustics, shedding mechanism, metal-loom machine

В отечественной литературе, посвященной вибрации и шуму машин и производств текстильной промышленности, основное внимание уделяется хлопчатобумажным [1], льняным и др. Динамическим расчетам механизмов прядильных, ткацких, трепальных и др. машин посвящено множество научных трудов различных авторов.

Вместе с тем внимание исследователей к изучению оборудования и технологий металлотацкачества продолжает оставаться недостаточным. По нашим сведениям за период с 1970 по 1996 гг. во всем мире (исключая Российскую Федерацию) было опубликовано всего лишь 18 работ, затрагивающих металлотацкачество и производство трикотажа из металлической проволоки. Из них пять публикаций в Германии, четыре – в США, по три – во Франции и в Англии, по одной – в Бельгии, Индии, Чехии. Десять – являются патентами. Имеется также чуть более 30 публикаций по металлическим

и металлизированным волокнам и мононитям [2]. А работ, посвященных исследованию вибрационных и шумовых характеристик металлотацкого производства, не встретилось ни одной.

Наиболее распространенные ткацкие станки для выработки тканой металлической сетки имеют заправочную ширину 100 см. При проектировании металлотацких станков с широкой заправочной линией возникает необходимость исследования уровня вибрации и шума, создаваемого ремизной рамой, являющейся одним из основных источников возникновения этих явлений станка в целом. Вибрации, возникающие в процессе работы в этом звене, могут значительно влиять на протекание технологического процесса, а шум оказывает негативное действие на обслуживающий персонал.

Важнейшей характеристикой колебательного процесса (шума, вибрации) является его частотный спектр. Разложение

сложного колебательного процесса на простейшие составляющие называют частотным анализом процесса, а величину, указывающую на характер распределения параметров по частотному диапазону, – его частотным спектром. Как правило, машины имеют смешанный спектр, состоящий из непрерывной части, внутри которой располагаются достаточно четко выраженные гармоники. Непрерывный спектр обуславливается различными случайными и неустановившимися процессами, а дискретный – постоянно действующими причинами (силами), например возникновение вибрации с определенным частотным спектром может быть вызвано инерционными силами [1].

В работах [3, 4] решены предшествующие задачи необходимые для достижения цели данного исследования – исследование вибрации и шума ремизной рамы металлообрабатывающего станка СТМ-4-130. В работе [3] для изучения работы механизма с учетом колебательных явлений разработаны динамические модели, в соответствии с которыми предложены и решены математические модели задач о собственных крутильных колебаниях валов, произведены расчеты собственных частот по указанным моделям, установлено, что механизм привода челноков работает вне зоны

резонанса, определяемой паспортными режимами эксплуатации станка. В работе [4] для определения упругих деформаций ремизной рамы предложены динамические модели различного типа, решена задача о вынужденных колебаниях ремизной рамы, расчет выполнен двумя методами, которые дают близкие по значению результаты, что говорит об адекватности предложенных моделей.

В результате [4] определена зависимость (1) значения упругих деформаций, для разработанной модели ремизной рамы (рис. 1) в различных сечениях в зависимости от закона движения, упруго-инерционных характеристик рамы, технологических параметров и времени.

На рис. 1 приняты следующие обозначения:
 c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости;
 T – натяжение нитей основы;
 m_1 и m_2 – сосредоточенные массы;
 K_n – коэффициент пропорциональности между натяжением нитей основы, деформацией нижней планки и перемещением ремизной рамы;
 μ – интенсивность распределенной массы системы;
 $f(t)$ – закон движения ремизной рамы;
 l – длина нижней планки ремизной рамы;
 EY – жесткость нижней планки на изгиб.

$$y(x,t) = \sum_i X_i(x) \cdot \frac{-\int_0^l X_i(x) dx}{p_i \int_0^l X_i^2(x) dx} \cdot \left(K_n \int_0^t y_0(\tau) \sin p_i(t - \tau) d\tau + \mu \int_0^t \ddot{y}_0(\tau) \sin p_i(t - \tau) d\tau \right), \quad (1)$$

где p_i – собственные частоты системы;
 $X_i(x)$ – собственные формы системы;
 i – индекс собственной частоты (формы) системы;
 $y_0(t)$ – кинематическое перемещение рамки на рассматриваемой фазе движения;
 $\ddot{y}_0(t)$ – возмущающая функция (аналог линейного ускорения точек крепления упругих связей) на рассматриваемой фазе движения.

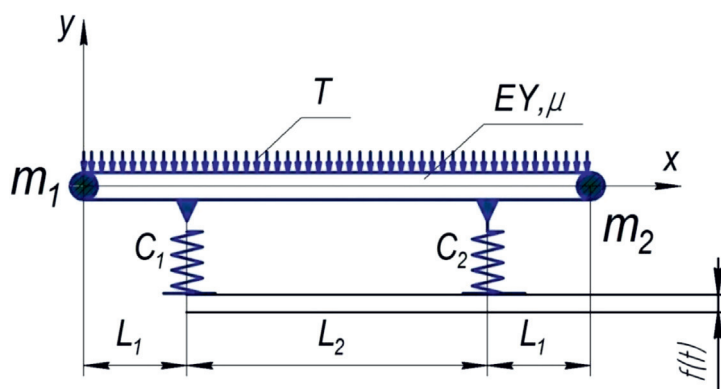


Рис. 1. Динамическая модель ремизной рамы

Параметры вибрации и шума зависят как от мощности самого источника и расстояния до него, так и от акустических свойств окружающего пространства. Поэтому основными характеристиками излучаемого механизмом шума являются мощность и виброскорость, характеризующие общую энергию излучения механизма.

Мощность излучаемого колеблющимся телом (или участком тела) шума зависит от формы колебаний, геометрии тела и пропорциональна квадрату средней виброскорости на поверхности излучателя.

$$W = \sum_i R_i v_i^2. \quad (2)$$

Размерный коэффициент пропорциональности R между звуковой мощностью и квадратом амплитуды виброскорости на поверхности излучателя называется акустическим сопротивлением излучателя.

$$v = \dot{y}(x, t) = \sum_i X_i(x) \cdot \frac{-\int_0^l X_i(x) dx}{\int_0^l X_i^2(x) dx} \cdot \left(\frac{K_n}{\mu} \int_0^t y_0(\tau) \cos p_i(t - \tau) d\tau + \int_0^t \dot{y}_0(\tau) \cos p_i(t - \tau) d\tau \right), \quad (5)$$

а действующее (среднее) значение виброскорости зависимостью

$$v_{cp} = \sqrt{\frac{\int_0^T v^2 \cdot dt}{T}}, \quad (6)$$

так как эта величина есть среднеквадратическое мгновенных значений скорости V за время усреднения T .

Принимая для нашего случая в качестве модели излучателя точечный источник, необходимо определить среднюю скорость по поверхности планки. Для этого вычислим выражение

$$\bar{v}_{cp} = \sqrt{\frac{\int_0^l v_{cp}^2 \cdot dx}{l}}. \quad (7)$$

Уровни интенсивности звука и вибрации можно определить через величины W и v следующими зависимостями:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0}, \quad (8)$$

$$L_v = 20 \lg \frac{\bar{v}_{cp}}{v_0}, \quad (9)$$

где W_0 , v_0 – значения нулевых порогов интенсивностей звуковой мощности и виброскорости соответственно [5].

По результатам исследований, указанных в работе [1], основными типами излучателей в ткацком станке являются точечные излучатели (монополи), акустическое сопротивление которых можно определить как

$$R = \frac{\rho \cdot p^2 \cdot S^2}{8\pi \cdot c}. \quad (3)$$

Тогда мощность излучения определится как

$$W = \frac{\rho \cdot p^2 \cdot S^2}{8\pi \cdot c} \cdot v^2, \quad (4)$$

где ρ – плотность среды, кг/м³;
 p – собственная частота колебаний;
 S_n – площадь поверхности излучения планки, м²;
 c – скорость звука в среде, м/с;
 v – виброскорость, м/с;

В нашем случае значение виброскорости можно получить, вычислив производную по времени от выражения (1)

Производим расчеты, принимая в качестве исходных данных следующие значения физических величин: $\rho = 1,2$ кг/м³, $S = 0,0138$ м², $c = 340$ м/с, $T = 0,21$ с, $W_0 = 10^{-12}$ Вт, $v_0 = 5 \cdot 10^{-6}$ см/с.

Результаты расчетов по приведенной выше методике сведены в таблице.

На рис. 2 приведены зависимости среднего значения виброскорости на поверхности планки от собственных частот модели

Зависимости интенсивностей вибрации и шума от собственных частот системы изображены на рис. 3.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы. Пиковые значения вибрации и шума ремизной рамы приходятся на октавные полосы со среднегеометрическими частотами в 63, 250 Гц, возбуждаемые на первой и третьей собственных частотах.

Сравнивая (условно) с допустимой нормой уровней шума в производственных помещениях [1] для октавной полосы 63 Гц – 99 Дб, для октавной полосы 250 Гц – 86 Дб. Таким образом, можно сказать, что уровень шума во всех октавных полосах лежит в допустимых пределах.

Вибрация относится к факторам, обладающим высокой биологической активностью. Выраженность ответных реакций обуславливается главным образом силой воздействия и биомеханическими свойствами человеческого тела как сложной колебательной системы [6].

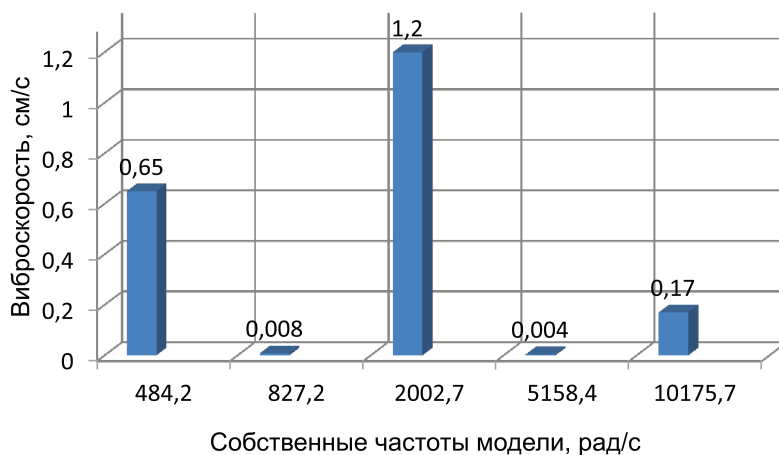


Рис. 2. Значения среднего значения виброскорости на поверхности планки в зависимости от собственных частот модели

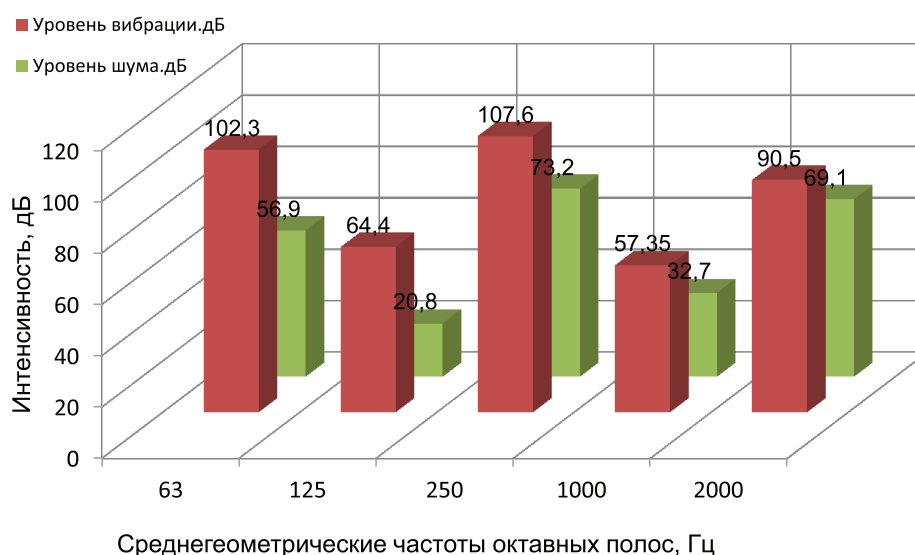


Рис. 3. Значения интенсивностей вибрации и звуковой мощности в октавных полосах

Результаты расчетов интенсивностей звуковой мощности и вибрации

Октавная полоса, Гц	Собственная частота, p_i рад/с – Гц	V_{cp} , см/с	$L_{v,3}$ дБ	W , Вт	$L_{w,3}$ дБ
63	P_{1^3} 484,2 – 77,01	0,65	102,3	$1,76 \cdot 10^{-7}$	56,9
125	P_{2^3} 827,2 – 131,65	0,008	64,4	$1,15 \cdot 10^{-10}$	20,8
250	P_{3^3} 2002,7 318,69	1,2	107,6	$1,52 \cdot 10^{-5}$	73,2
500	–	–	–	–	–
1000	P_{4^3} 5158,4 – 820,97	0,004	57,4	$9,50 \cdot 10^{-10}$	32,7
2000	P_{5^3} 10175,7 – 1619	0,17	90,5	$7,13 \cdot 10^{-6}$	69,1

Параметры колебательного процесса в зоне взаимодействия и его время являются определяющими параметрами, влияющими на развитие болезней, связанных с вибрацией. Ключевыми факторами при этом являются частоты, формы и амплитуды колебаний, направление действия вибрационных сил, упругих свойств тканей, наличие резонансных явлений и многих других условий.

По характеру воздействия различают общую и локальную вибрации. При общей вибрации происходит сотрясение всего организма. При локальной вибрации происходит сотрясение отдельных частей тела, например кистей рук. Наиболее опасным является первый тип [7].

В нашем случае колебания, возбуждаемые по третьей форме, превышают допустимые пределы по значениям виброскорости и уровню интенсивности общей вибрации (для октавной полосы 63 Гц – 0,2 см/с и 92 дБ)[1]. Уровни и виброскорости локальной вибрации лежат в допустимых пределах (для октавной полосы 63 Гц – 1,4 см/с и 109 дБ, для октавной полосы 250 Гц – 1,4 см/с и 109 дБ) [5].

Выводы

1. Разработана методика теоретического анализа звуко- и виброактивности механизма ткацкого станка.

2. Получены спектры мощности звуко- и виброизлучения для ремизной рамы металлотакацкого станка. Установлено, что максимальные уровни шума и вибраций лежат в пределах октавных полос со среднегеометрическими частотами 63, 250, 2000 Гц.

3. Установлено, что определенные уровни шума во всех октавных полосах лежат в допустимых пределах.

4. Вибрации, возбуждаемые колебаниями по первой и третьей формам, превышают допустимые пределы по значениям виброскорости и уровню интенсивности как общей, так и локальной вибраций.

Список литературы

1. Коритынский Я.И. Вибрация и шум в текстильной и легкой промышленности [Текст] / Я.И. Коритынский. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 328 с.

2. Смирнов А.Н. Исследования технологии и оборудования в металлотакачестве [Текст] / А.Н. Смирнов, А.А. Тувин, И.С. Баталин, Гао Бинь // Вестник Ивановской государственной текстильной академии. – 2001. – № 1. – С. 122–124.

3. Пирогов Д.А. Динамическая модель зверообразовательного механизма металлотакацкого станка и определение собственных параметров колебательного процесса [Текст] / Д.А. Пирогов, В.А. Сувор, Р.В. Шляпугин, С.В. Селезнев // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2014. – № 2. – С. 113–116.

4. Пирогов Д.А. Исследование вынужденных колебаний ремизной рамы металлотакацкого станка [электронный ресурс] / Д.А. Пирогов, Р.В. Шляпугин, С.В. Селезнев // МИКМУС-2014: труды XXVI Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов. – М: Изд-во ИМАШ РАН, 2014. – С. 316–322. Режим доступа: https://elibrary.ru/download/elibrary_23168026_70980660.pdf (дата обращения: 27.07.2017).

5. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом [текст]: Учебник / Н.И. Иванов. – М.: Логос, 2008. – 422 с.

6. Лабораторный практикум по дисциплине «Безопасность жизнедеятельности» для студентов всех специальностей [текст]: учебное пособие / Ю.А. Амелькович, Ю.В. Анищенко, А.Н. Вторушина и др. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010. – 236 с.

7. Колосов Ю.В. Защита от вибраций и шума на производстве [Текст]: Учебное пособие / Ю.В. Колосов, В.В. Барановский. – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2011. – 38 с.