

## ЛИТЕРАТУРА

1. Марочник сталей и сплавов /В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др.; под общ. ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. Для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд. перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
3. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность машин: Справочник /И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд. Перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
5. ИСО 965–1: 1998, ИСО 965–3:1998. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором. 7 с.
6. ИСО 68–1–98 Резьба метрическая профиль. 4 с.
7. ИСО 4032–86 Гайки шестигранные с диаметром резьбы свыше 48 мм. Класс точности В. Технические условия. 8 с.

**УДК 621.01:531.3**

**Т.М.КАДИЛЬНИКОВА, докт. техн. наук, А.М.КРИВОРУЧКО, канд. техн. наук,  
Н.А.СИЛИНА, магистр, С.В.КАДИЛЬНИКОВ, студент.**

*Національна металургічна академія України*

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОЛОСНИКОВЫХ СТРУННЫХ ГРОХОТОВ**

**Актуальность проблемы.** В последние годы для выполнения технологических операций дезинтеграции насыпных материалов в качестве оборудования используют колосниковые струнные грохоты. По сравнению с традиционным оборудованием, эти грохоты позволяют существенно снизить энергетические потери для целого ряда технологических процессов, обеспечивая при этом должное качество продукта и требуемую производительность.

При эксплуатации колосниковых струнных грохотов было экспериментально установлено, что за счет наложения вибрации на рабочий орган возможно увеличение производительности оборудования, а также переход системы на такие режимы работы, которые

бы позволяли избежать явления резонанса, что могло бы отрицательным образом сказаться на прочностные свойства и надежность оборудования. При этом важно контролировать порядок чередования собственных форм колебаний при монотонном увеличении частоты и иметь возможность при необходимости изменять этот порядок.

**Анализ публикаций.** Развитие этой проблемы нашло отражение в рамках теории пространственных стержней, активно разрабатываемой в настоящее время отечественными и зарубежными учеными [1, 2, 3, 4]. Проведенные исследования позволяют решать основные вопросы теории колебаний, устойчивости и прочности стержневых систем. Несмотря на большое количество научных трудов по теории колебаний эквивалентного бруса, далеко не все вопросы расчета струн являются до конца исследованными. Анализ выполненных по этой тематике работ показал, что в настоящее время методики расчета, пригодные для практического применения при расчетах рабочих органов колосниковых струнных грохотов отсутствуют.

**Формирование цели и задач.** Таким образом, задачи создания комплексных методик расчета и проектирования рабочих органов колосниковых струнных грохотов с целью улучшения их потребительских особенностей и качеств технологического процесса, разработки принципиально новых конструкций, которые отвечают современному мировому уровню, являются актуальными.

Целью данной работы является создание комплексной методики анализа статических и динамических параметров рабочих органов колосниковых струнных грохотов на основе эквивалентного бруса в сочетании с возможностями программного обеспечения.

**Основная часть.** Колосники являются рабочими органами грохота, функции которых состоят в распределении просеивающего материала на крупную фракцию (размер частиц превышает номинальный период между струнами) и мелкую фракцию (частицы свободно проходят между струнами и составляют так называемый отсев).

Для предотвращения залипания струн колосников просеивающим материалом их устанавливают в грохоте под определенным углом таким образом, чтобы касательная к концу струны образовывала с горизонтальной осью угол не менее  $35^\circ$ . Дополнительно с той же целью на колосник накладывается вибрация от эксцентрикового вибратора, установленного на оси асинхронного электродвигателя, частота вращения которого регулируется с целью получения заданных параметров вибрации с минимальной амплитудой при максимальных силовых характеристиках.

Регулирование параметров вибрации необходимо для обеспечения максимальной точности просеивания. Расчетная погрешность размеров отсеянной фракции составляет удво-

енную амплитуду колебаний струны под действием центробежной силы от вращения эксцентрика вибратора. Увеличение амплитуды приводит к росту количественных характеристик потер просеивающего материала на выходе. Полное отсутствие вибрации приводит к залипанию струн и засорению просеивающего материала.

Концепция эквивалентного бруса предполагает возможность замены струны колосника эквивалентным стержнем, наделенным жесткостными характеристиками, соответствующими характеристикам струны, с возможностью существенно искривляться, растягиваться или сжиматься при деформировании.

При анализе продольных колебаний прямолинейного стержня будем считать, что поперечные сечения стержня остаются плоскими, и частицы стержня не совершают поперечные движения и перемещаются только в продольном направлении.

Пусть  $S$  - продольное перемещение текущего сечения стержня при колебаниях, зависящее от местоположения сечения (координаты  $x$ ) и от времени  $t$ . Таким образом,  $s = s(x, t)$  - функция двух переменных. Перемещение бесконечно близкого сечения равно  $s + \frac{ds}{dx} dx$ , и, следовательно, абсолютное удлинение бесконечно малого элемента  $dx$  равно  $\frac{ds}{dx} dx$ , а относительное удлинение -  $\varepsilon = \frac{ds}{dx}$ .

Соответственно продольная сила в сечении с координатой  $x$  может быть записана в виде:

$$N = EF \cdot \frac{ds}{dx}, \quad (1)$$

де  $EF$  - жесткость стержня при растяжении – сжатии.

Сила  $N = N(x, t)$  также является функцией тех же двух аргументов – координаты  $x$  и времени  $t$ .

Рассмотрим элемент стержня, расположенный между двумя бесконечно близкими сечениями. К левой грани элемента приложена сила  $N$ , а к правой грани – сила  $N + \frac{\partial N}{\partial x} \cdot dx$ .

Пусть  $\rho$  - плотность материала стержня. Тогда масса рассматриваемого элемента составляет  $\rho \cdot F \cdot dx$ . Поэтому уравнение движения рассматриваемого элемента стержня принимает вид:

$$-N + \left( N + \frac{\partial N}{\partial x} \cdot dx \right) = \rho \cdot F \cdot dx \cdot \frac{\partial^2 s}{\partial t^2}$$

или

$$\frac{\partial N}{\partial x} = \rho \cdot F \cdot \frac{\partial^2 s}{\partial t^2}. \quad (2)$$

Учитывая (1), и предполагая  $F = const$  (постоянство сечения), из (2) получаем:

$$a^2 \cdot \frac{\partial^2 s}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 s}{\partial t^2}, \quad (3)$$

где  $a^2 = \frac{F}{\rho}$ .

Решение уравнения (3) будем искать в виде:

$$s = X(x) \cdot T(t), \quad (4)$$

т.е. в предположении, что перемещение  $s$  можно представить в виде произведения двух функций, одна из которых зависит только от переменной  $x$ , а вторая – только переменной  $t$ .

Подставляя (4) в (3), получаем:

$$a^2 \cdot X'' = X \cdot T'', \quad (5)$$

где

$$X'' = \frac{\partial^2 s}{\partial x^2}; \quad T'' = \frac{\partial^2 T}{\partial t^2}.$$

Разделяя переменные в (5), получаем:

$$\frac{a^2 X''}{X} = \frac{T''}{T}.$$

Введем обозначения:

$$\frac{a^2 X''}{X} = -p^2, \quad \frac{T''}{T} = -p^2.$$

Отсюда можно получить следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} T'' + p^2 T = 0; \\ X'' + \frac{p^2}{a^2} \cdot X = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Уравнения, входящие в систему (6), представляют собой однородные дифференциальные уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами, решения которых представим в виде:

$$\begin{aligned} T &= A \sin pt + B \cos pt; \\ X &= C \sin \frac{p}{a} t + D \cos \frac{p}{a} t. \end{aligned}$$

Для определения постоянных  $A, B, C, D$  необходимо ввести в рассмотрение все начальные и граничные условия. Для определения частоты  $p$  достаточно указать граничные условия.

Число частот  $p_1, p_2, \dots$  бесконечно. Каждому значению  $p_i$  соответствуют свои функции  $T_i$  и  $X_i$ , поэтому решение (4) является частным, а полное решение может быть получено суперпозицией всех частных решений в виде:

$$s = \sum_{i=1}^n X_i(x) \cdot T_i(t). \quad (7)$$

Функции  $X_i(x)$  называются фундаментальными решениями или нормальными формами колебаний, не зависящими как от начальных условий, так и от собственных частот  $p_i$ . Эти решения удовлетворяют условию ортогональности, которое при  $F = const$  имеет вид:

$$\int_0^l X_n(x) \cdot X_m(x) dx = 0, m \neq n,$$

где  $l$ - длина стержня.

Порядок составления частотного уравнения состоит в следующем: граничные условия записываются в развернутой форму, что приводит к системе двух однородных уравнений относительно  $C$  и  $D$ .

Рассмотри четыре важнейших случая граничных условий.

**I. Закрепленный конец стержня.** В концевом сечении в любой момент времени должно  $s = 0$ . Это возможно, если в этом сечении  $X = 0$ .

**II. Свободный конец стержня.** В концевом сечении в любой момент времени продольная сила  $N$  равна нулю. Поэтому, учитывая выражение (1), имеем:

$$N = EF \cdot \frac{ds}{dx} = EF \cdot X' \cdot T = 0,$$

что возможно, если в концевом сечении  $X' = 0$ .

**III. Упруго закрепленный конец стержня.** При смещении  $s$  возникает упругая реакция опоры

$$-c \cdot s = -c \cdot X \cdot T,$$

где  $c$  - коэффициент жесткости стержня. Поэтому, согласно (1), в концевом сечении получаем:

$$N = EF \cdot X' \cdot T = -c \cdot s. \quad (8)$$

**IV. На конце стержня имеется сосредоточенная масса  $M$ .** Развиваемая этой массой сила инерции равна:

$$-M \cdot \frac{\partial^2 s}{\partial t^2} = -M \cdot X \cdot T''.$$

Так как  $T'' = -p^2 T$ , то сила инерции равна  $M \cdot p^2 \cdot X \cdot T$ . Эта сила равна продольной силе  $N = EF \cdot X' \cdot T$  в том же сечении. Следовательно, в рассматриваемом сечении  $M \cdot p^2 \cdot X = EF \cdot X'$ .

Как правило, при установке колосников в рабочем органе, торцы стержней упруго закрепляются, таким образом имеет место задача (7) с граничными условиями (8), т.е. ис-

следуется статический процесс. Решение задачи проводится методом дискретного продолжения по параметру. Решение задачи на каждом шаге осуществляется по схеме «предиктор-корректор». На этапе «предиктор» предсказывается начальное приближение, а на этапе «корректор» проводится итерационное уточнение неизвестных компонентов. Для уточнения решения используется метод деформированного многогранника (метод Нельдера-Мида). При расчете собственных частот и форм предполагается, что предварительно деформированный стержень совершает малые колебания относительно достигнутого положения равновесия.

Анализируя результаты расчетов для различных частот вращения эксцентрика (табл. 1-4), можно определить, что амплитуда колебаний теоретической струны изменяется циклически и на промежутке измерений имеет несколько пиков и минимумов значений. То же самое характерно для изменения диаметра теоретической струны. Это позволяет выявить частоты, при которых амплитуда колебаний будет минимальной, что позволит получать максимально точные параметры просеивания при достаточных величинах силовых параметров вибрации.

Как видно из таблицы 1, минимальная амплитуда колебаний струны  $\varnothing 3$  мм наблюдается при частотах 20,4; 27,5; 40,8; 54,7 Гц. Наименьшая амплитуда 1,7 мкм наблюдается при частоте 40,8 Гц. Из таблицы 2 вытекает, что минимальная амплитуда наблюдается при частотах 27,8; 33,5; 41,8; 60,4 Гц. Наименьшая амплитуда 0,14 мкм наблюдается при частоте 41,8 Гц. Именно эти частоты могут быть рекомендованными для налаживания режима работы вибратора колосникового грохота: 41,2 Гц для струн  $\varnothing 3$  мм; 41,8 Гц для струн  $\varnothing 1,5$  мм.

Важнейшим составным элементом анализа результатов расчета для различных частот вращения эксцентрика колосникового грохота является оценка их достоверности, которую можно осуществить только с помощью экспериментальных данных. Вид экспериментальной установки по исследованию динамических характеристик струн колосников представлен на рис. 1.

Вибратор экспериментальной установки состоит из асинхронного электродвигателя, установленного на специально изготовленной раме, которая, в свою очередь, крепится винтом М14 к резиново-металлическому амортизатору 20-1001020-А, закрепленному на самодельной подставке штатными шпильками с гайками М8. На валу двигателя винтом М4 в фаске вала закреплен металлический эксцентрик, который имеет форму параллелограмма, с отверстием  $\varnothing 5$  мм под вал электродвигателя и отверстием с резьбой М4 под винт крепления эксцентрика на валу. Исследуемый отрезок стальной струны зажимается с по-

мощью винта М14 между рамкой и амортизатором напротив того же винта. Для обеспечения равномерности зажима с противоположной стороны винта под рамку подкладывается отрезок такой же струны.

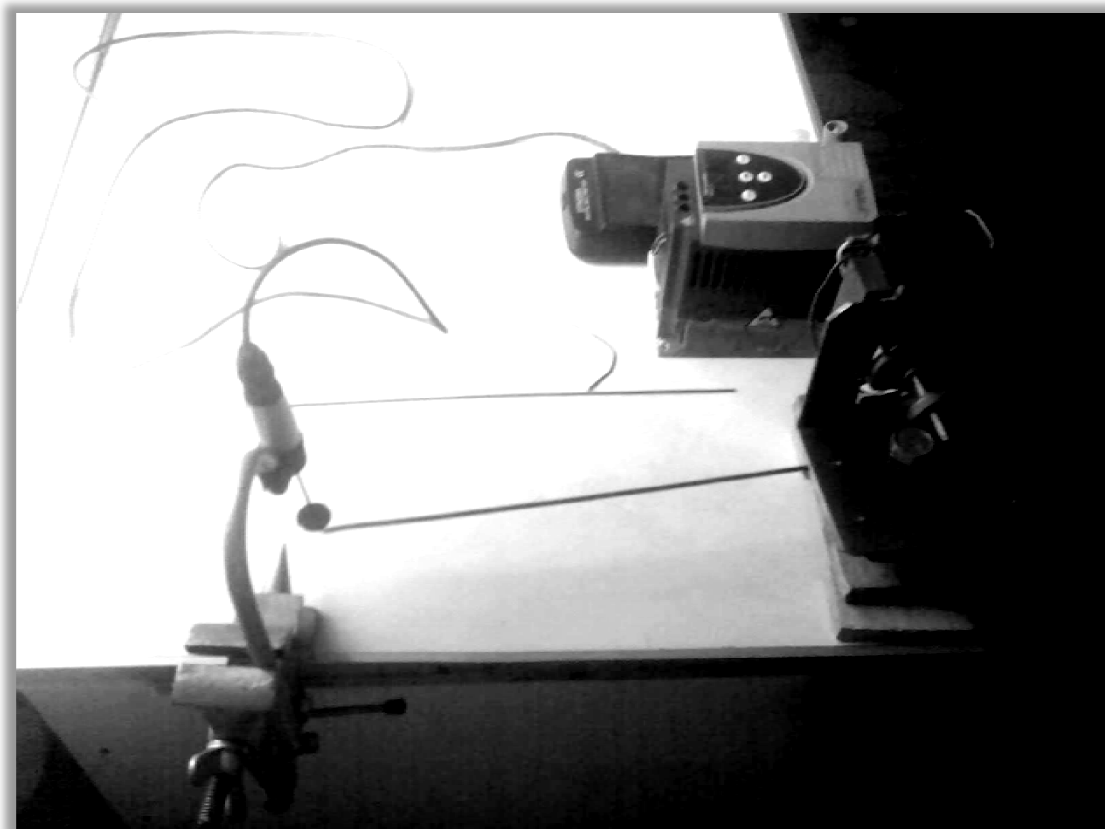


Рис.1. Экспериментальная установка для анализа динамических характеристик струны.

Положение эксцентрика на валу электродвигателя регулируется таким образом, чтобы он находился просто над зажатой струной. При закреплении исследуемая струна располагается в плоскости вращения эксцентрика для обеспечения точности эксперимента: вибрация струны должна происходить строго в вертикальной плоскости.

Вся конструкция с помощью струбцин крепится к столу. Здесь же, снова с помощью струбцины, крепится кронштейн для удержания регистрирующего и измерительного датчиков. Крепление обязательно, так как под влиянием вибрации все незакрепленные предметы на столе начинают передвигаться в произвольном направлении.

Обязательным условием эксперимента является воспроизведение колебаний струны в широком диапазоне частот вращения эксцентрика. Для регулирования частоты вращения электродвигателя применяется метод изменения частоты питания тока в диапазоне от нуля до 80 Гц. Для преобразования частоты тока в экспериментальной установке применяется серийный преобразователь частоты тока *Altivar 11* модели *ATV11HU09M2E* мощности

0,27 кВт. Для измерения амплитуды колебаний струны применяется промышленное приспособление ИНК-2.4К – комбинированный измеритель напряжений арматуры и виброметр.

Для регистрации вибраций применяется вибродатчик-пьезоакселерометр РА 023 со щупом. На щуп насаживается пластмассовая шайба для того, чтобы игольчатый конец не соскакивал с цилиндрической поверхности струны. Пьезоэлектрический элемент датчика фиксирует индуктивные сигналы, возникающие при перемещении относительно него металлического стержня щупа под действием вибраций струны; встроенный интегральный усилитель увеличивает амплитуду сигнала до определенной величины и передает ее на измерительное устройство установки. Результат выводится в виде числовых характеристик на редкокристаллический дисплей приспособления ИНК-2.4К.

Во время эксперимента находим частоты, при которых амплитуда колебаний струны Ø3 мм будет минимальной. Затем выявляем частоты, при которых амплитуда колебаний этой же струны будет принимать максимальные значения. Повторяем эксперимент для струны Ø1,5 мм. С помощью расчетной модели определяем те же параметры теоретически. Полученные таким образом данные заносим в таблицы 1-4 и сравниваем экспериментальные и теоретические результаты.

Таблица 1.

Параметры точек минимума колебаний струны Ø3 мм.

№ п/п	Частота, Гц			Амплитуда, мм		
	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность
1	20,4	20	0,4(2%)	0,052	0,05	0
2	27,5	27-28	0	0,028	0,03	0,002(6,7%)
3	40,8	41	0,2(0,5%)	0,215	0,21	0,005(2,4%)
4	54,7	55	0,3(0,5%)	0,089	0,09	0,001(1,1%)

Таблица 2.

Параметры точек максимума колебаний струны Ø3 мм.

№ п/п	Частота, Гц			Амплитуда, мм		
	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность
1	18	17,5	0,5(2,86%)	1,35	1,32	0,03(2,3%)
2	24,7	25	0,3(1,2%)	3	3,04	0,04(1,3%)
3	52	52	0	8,6	8,47	0,13(1,5%)
4	65	65	0	25	24,2	0,8(3,3%)



Таблица 3.

Параметры точек минимума колебаний струны Ø1,5 мм.

№ п/п	Частота, Гц			Амплитуда, мм		
	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность
1	27,8	27,4	0,4(1,5%)	0,01	0,01	0
2	33,5	33,5	0	0,01	0,01	0
3	41,8	41,8	0	0,03	0,03	0
4	60,4	61,2	1(1,7%)	0,18	0,19	0,01(5,3%)

Таблица 4.

Параметры точек максимума колебаний струны Ø1,5 мм.

№ п/п	Частота, Гц			Амплитуда, мм		
	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность	Теоретическая	Экспериментальная	Погрешность
1	24,5	23,8	0,7(3,1%)	0,105	0,11	0,005(4,5%)
2	44,5	44,8	0,5(1,1%)	0,24	0,25	0,01(4%)
3	52	51,6	0,4(0,8%)	1,16	1,14	0,02(1,8%)
4	74,5	72,5	2(2,8%)	4,92	4,98	0,06(1,2%)

**Выводы.** Как видно из полученных результатов, погрешность расчета практически не превышает 4%, что укладывается в границы допустимой погрешности измерительного приспособления (5%), что свидетельствует о достаточной пригодности примененной расчетной формы для предварительной теоретической оценки вибрационных процессов в струнных колосниковых грохотах или других моделях, которые можно аппроксимировать как консольные балки.

Полученные результаты теоретически разработанной методики, подкрепленные практическими экспериментальными результатами, пригодны для предварительной настройки рабочих органов колосниковых грохотов на определенные характеристики вибрации, а также контрольного стенда для проверки качества вновь изготовленных колосниковых струн.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Коллинз Дж. Повреждения материалов в конструкциях. Анализ, предсказания, предотвращение.- М.: Мир, 1984.-624 с.
2. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем.-М.: Машиностроение, 1970.-736 с.
3. Халфман Р.Л. Динамика.- М.: Наука, 1972.-568 с.
4. Пестунов В.М. Модульная технология и оборудование/ Технология машиностроения.- 2001.- №6.- С.4-13.