

УДК [622.74:621.928-752:621.6.04].001.6

**П.Е. Филимонов** (канд. техн. наук)

ПАО «Шахта им. А.Ф. Засядько», г. Донецк,

**В.Л. Морус** (канд. техн. наук), Институт геотехнической механики им. Н.С.Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск

## ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕДЕНИЯ ГИБКОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С СЫПУЧЕЙ НАГРУЗКОЙ

*Разработана математическая модель движения взаимодействующей системы «изгибаемый элемент – технологическая нагрузка» при кинематическом возбуждении. Проведены экспериментальные исследования поведения гибкой поверхности при взаимодействии с сыпучей нагрузкой. Получены осциллограммы кинематических параметров движения двух точек рабочего элемента гибкой поверхности, а также их частотные характеристики.*

**Ключевые слова:** математическая модель, экспериментальные исследования, гибкая поверхность, сыпучая нагрузка, кинематические параметры движения

### *Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.*

Интенсификация процессов мелкого и тонкого грохочения по крупности связана в первую очередь с созданием эффективных просеивающих поверхностей, обеспечивающих высокие технологические показатели разделения материалов при достаточном сроке службы самих поверхностей. Этим требованиям удовлетворяют созданные в последние годы в ИГТМ НАН Украины динамически активные ленточные сита, изготавливаемые из эластомеров и обладающие в сравнении с существующими конструкциями повышенной износостойкостью и самоочисткой от застрявших «трубных зерен». Последнее свойство является следствием повышенной подвижности элементов гибкой просеивающей поверхности.

В связи с этим исследования, направленные на создание грохотов для классификации с циркуляционным движением материала и осуществляющих выделение подрешетных фракций из пульпы (суспензии) при ее тонкослоевом гидродинамическом течении по наклонной поверхности является актуальной научно-прикладной проблемой имеющее важное значение для повышения эффективности процессов грохочения сыпучих материалов.

**Анализ исследований и публикаций.** Попытки теоретического описания сыпучей среды, контактирующей с вибрирующей поверхностью, сводились в основном к приспособлению хорошо разработанной теории идеализированной материальной частицы [1]. Модель наиболее проста в математическом отношении, после введения поправок типа интегрального коэффициента сопротивлений хорошо зарекомендовала себя при описании процесса виброперемещения технологической нагрузки ТН, поскольку дает достоверные оценки средней скорости перемещения.

Подход, основанный на представлении нагрузки многомассовой упруго-вязко-пластичной моделью с использованием реологических тел Фойхта и Максвелла, развивается в [2, 3]. Однако, наличие большого числа реологических параметров модели, требующих своей идентификации по экспериментальным данным, существенно затрудняют использование такой модели на практике.

Изложенные в [4] получили применение в задачах динамики вибрационных технологических машин виброреологические наследственного типа модели ТН, основанные на интегро-операторных соотношениях Вольтерра. Использование в этих моделях для ядер релаксации дробно-экспоненциальной функции Ю.Н. Работнова обеспечивает достоверное описание механической реакции ТН в достаточно широком диапазоне изменения свойств последней. Применение таких моделей ТН приводит к нелинейным интегро-дифференциальным уравнениям движения, решение которых представляет определенные трудности. Однако специально разработанный метод [4] сведения последних к соответствующим дифференциальным уравнениям успешно преодолевает эти трудности.

Для описания упругих колебаний и напряженно - деформированного состояния многопролетной гибкой рабочей поверхности вибрационных технологических машин из резины необходима континуальная модель нагрузки, которая описывала бы наиболее существенные с указанных позиций стороны взаимодействия ТН и рабочим органом в интенсивных режимах вибрации. Последнее и составило предмет научных разработок, выполненных в рамках настоящих исследований. Исследования продолжают апробированные на дискретных моделях традиции виброреологического описания процессов ударного взаимодействия.

**Постановка задачи.** Требуется разработать математическую модель движения взаимодействующей системы «изгибаемый элемент -

ТН» при кинематическом возбуждении, провести экспериментальные исследования поведения гибкой поверхности при взаимодействии с сыпучей нагрузкой и определить кинематические параметры движения двух точек рабочего элемента гибкой поверхности, а также их частотные характеристики.

**Изложение материала и результаты.** При описании поведения сыпучей ТН, находящейся не вибрирующей гибкой поверхности, представим ее комбинацией твердого тела, массы  $m_2$  и неударяющих упруго-наследственных связей  $C_t$  равномерно распределенных по линии контакта с поверхностью. На длине контакта связи в разной степени деформированы. Распределенная реакция связей описывается операторным выражением

$$q_t = C_t \times f(\delta) \quad (1)$$

где  $c_t = c_0 (1 - K^*)$  – жесткость распределенных связей (Н/м м);  $c_0$  – мгновенная жесткость связей, соответствующая бесконечно большой скорости деформации;  $1 - K^*$  – функция релаксации, описывающая изменение механической реакции за время контакта слоя со струной;

$$K^* \varphi(t) = \int_{-\infty}^t K(t - \tau) * \varphi(\tau) d\tau.$$

В качестве ядра релаксации использована дробно - экспоненциальная функция Ю.Н. Работнова

$$K(t - \tau) \equiv \Xi_{\alpha}(-\beta, t - \tau) = \chi(t - \tau)^{-\alpha} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t - \tau)^{(1-\alpha)n}}{\Gamma[(n+1)(1-\alpha)]}, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – показатель дробности  $0 \leq \alpha < 1$ ;  $\chi$ ,  $\beta$  – реологические константы;  $\Gamma$  – гамма-функция Эйлера.

Нелинейная деформация слоя ТН задается полиномом вида

$$f(\delta) = \sum_{\nu} a_{\nu} [x_2 - (x_1 + u)]^{\nu}, \quad (\nu = 0, 1, 2) \quad (3)$$

где  $x_1$ ,  $x_2$  – соответственно перемещения центра массы  $m_2$  и концевых опор изгибаемого элемента, абсолютные координаты;  $a_{\nu}$  – коэффициенты полинома, подлежащие идентификации;  $u = u(z)$  – упругие прогибы изгибаемого элемента поверхности, отсчитываемые от его продольной оси в недеформированном состоянии.

Движение взаимодействующей системы «изгибаемый элемент - ТН» при кинематическом возбуждении опорных концов элемента по гармоническому закону с амплитудой  $A_x$  и частотой  $\omega$  описывается следующей системой уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} EIu^{IV} - Nu'' + \mu_1 \ddot{u} + k_1 \dot{u} = -\mu_1 \dot{x}_1 - \mu_1 g + \\ + \Theta(t) c_t \sum_v a_v [x_2 - (x_1 + u)]^v + \Theta(t) \frac{k_2}{EI} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 g - \Theta(t) c_t \int \sum_v a_v [x_2 - (x_1 + u)]^v dz - k_2 l (\dot{x}_2 - \dot{x}_1); \\ x_1 = A \sin \omega t; \end{array} \right. \quad (4)$$

где  $\mu_1$  – равномерно распределенная по длине масса изгибаемого элемента;  $k_1, k_2$  – коэффициенты внутренних вязких сопротивлений соответственно в элементе и слое ТН;  $N$  – продольная сила предварительного натяжения элемента, определяемая величиной относительной деформации, модулем упругости материала, геометрическими размерами поперечного сечения;  $\Theta(t)$  – управляющая функция времени, которая принимает значения 0 или 1 соответственно при полете ТН и в фазе совместного движения с элементом;  $l$  – длина свободного пролета элемента поверхности.

Методом [4] аппроксимации интегральных операторов с ядром Ю.Н. Работнова (2) набором экспонент, система интегро-дифференциальных уравнений (4) сводится к эквивалентной системе дифференциальных уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{u} + [\bar{k}_1 + \Theta(t)\beta_0] \ddot{u} + \Theta(t)\beta_0 \bar{k}_1 \dot{u} - \bar{N} u'' + k_E u^{IV} + \\ + \Theta(t)\beta_0 [k_E u^{IV} - \bar{N} u''] - \Theta(t) k_m \Omega_0^2 \tilde{g}(z, t) = A_x \omega^3 \cos \omega t + \\ + \Theta(t) [(\beta_0 + k_m \bar{k}_2) A_x \omega^2 \sin \omega t - \beta_0 \bar{k}_2 k_m A_x \omega \cos \omega t - \beta_0 g]; \\ \ddot{x}_2 + [\bar{k}_2 + \Theta(t)\beta_0] \ddot{x}_2 + \Theta(t) \bar{k}_2 \beta_0 \dot{x}_2 + \Theta(t) l^{-1} \Omega_0^2 \int_z \tilde{g}(z, t) dz = \\ = -\bar{k}_2 A_x \omega^2 \sin \omega t - \Theta(t) \beta_0 g; \end{array} \right. \quad (5)$$

где введены следующие обозначения

$$\Omega_0^2 = \frac{c_0}{\mu_2}; \quad \bar{k}_1 = \frac{k_1}{\mu_1}; \quad \bar{k}_2 = \frac{k_2}{\mu_2}; \quad \mu_2 = \frac{m_2}{l}; \quad k_m = \frac{\mu_2}{\mu_1}; \quad k_E = \frac{EI}{\mu_1}; \quad \bar{N} = \frac{N}{\mu_1};$$

$$\tilde{g}(z, t) = a_0(\beta_0 - \chi_0) + a_1 [((\dot{x}_2 - \dot{u}) - \dot{x}_1) + (\beta_0 - \chi_0)((x_2 - u) - x_1)] + ; \quad (6)$$

$$+ a_2 ((x_2 - u) - x_1) [2(\dot{x}_2 - \dot{u}) + (\beta_0 - \chi_0)((x_2 - u) - x_1)]$$

Переход к реологическим параметрам экспоненциального ядра  $\beta_0$  и  $\chi_0$  от параметров ядра, Ю.Н. Работнова  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\chi$  осуществляется по [1] исходя из условия совпадения синус- и косинус- преобразований соответствующих ядер при фиксированном значении частоты  $\omega$ , равном собственной частоте ТН  $\Omega_0$ .

Начальные условия системы (5) при  $t = 0$

$$x_2(0) = 0; \dot{x}_2(0) = 0; \ddot{x}_2(0) = -g; u(0, z) = 0; \dot{u}(0, z) = 0; \ddot{u}(0, z) = 0; \quad (7)$$

граничные условия

$$\text{при } z = 0, u(t, 0) = 0; \text{ при } z = l, u(t, l) = 0. \quad (8)$$

Из-за переменности структуры уравнений на различных этапах движения взаимодействующей механической системы "изгибаемый элемент - ТН" система уравнений (5) существенно нелинейна. Моменты времени отрыва  $t_0$  нагрузки и встречи  $t_6$  её с элементом поверхности, ограничивающие отдельные этапы движения механической систем вычисляются из условий

$$t_0 \Rightarrow Q_t / m_2 \leq 0;$$

$$t_6 \Rightarrow \{x_2 - [x_1 + \max(u(z))]\} \leq 0; \quad (9)$$

где  $Q_t / m_2 = \ddot{x}_2 + \bar{k}_2(\dot{x}_2 - \omega A_x \cos \omega t) + g$  – равнодействующая распределенного давления нагрузки. На границах этапов осуществляется припасовывание решений.

Для решения линейной краевой задачи (8) на каждом  $(S + 1)$ -м приближении используется численная процедура метода ортогональной прогонки С.К. Годунова [5]. После получения хорошего приближения по компонентам решения для текущего  $S$ -го шага интегрирования по времени переходят к следующему  $t_{i+1} = t_i + \Delta t$ . Численное решение полной начально-краевой задачи совместно с условиями переключений этапов движения (9) осуществляется с помощью разработанной компьютерной программы.

Для оценки достоверности разработанных моделей, результатов численно-аналитического решения задачи о динамике гибкой поверхности, а также для целей идентификации параметров математических моделей выполнены экспериментальные исследования. Для

осуществления лабораторного эксперимента разработана экспериментальная установка, основу которой составляет механический стенд с жестким кинематическим приводом, который обеспечивает на рабочей поверхности постоянную амплитуду колебаний, независимо от динамических параметров стенда. Механический стенд прошел апробацию в аналогичных вибрационных испытаниях.

На рабочую поверхность механического стенда было установлено приспособление в форме параллелепипеда, днище которого набиралось из конечного числа испытываемых резиновых рабочих элементов. Закрепление рабочих элементов (РЭ) в днище стакана соответствует конструкции, принятой в промышленных условиях для просеивающих поверхностей вибрационных грохотов. В качестве нагрузки использовался щебень средней крупности; специальными мероприятиями был исключен просев последнего через ячейки РЭ.

Измерению подлежали: кинематические параметры движения средней по пролету точки РЭ (перемещения, скорости, ускорения); кинематические параметры движения каркаса, передающего РЭ гармоническое возбуждение; частота возбуждения. Ставилась задача определения собственной частоты колебаний РЭ без нагрузки. Для изучения взаимодействия РЭ с нагрузкой, помимо визуальных наблюдений за поведением слоя нагрузки, предпринята попытка непосредственных измерений кинематики последнего.

Испытания проводились при гармонической вибрации рабочей поверхности стенда на фиксированных частотах и амплитудах. Диапазон варьирования частоты вибрации - от 5 до 15 Гц, определялся возможностями используемого стенда. Шаг изменения частоты около 1 Гц. Амплитуда менялась в пределах от 1 до 6 мм.

В приемный бункер (параллелепипед) загружалась сыпучая нагрузка трех ступеней: I ступень - 9 кг, II ступень - 18 кг, III ступень - 28,8 кг. Для коэффициента объемной массы нагрузки в насыпном состоянии, равного значению  $\gamma = 1700 \text{ кг/м}^3$ , установленного с помощью несложного эксперимента непосредственно для используемого материала, перечисленные ступени нагрузки соответствуют высотам слоя 40, 60 и 125 мм.

Структурная схема экспериментального стенда изображена на рис. 1.

Состав функциональных элементов стенда с характеристикой их технических возможностей производится ниже.

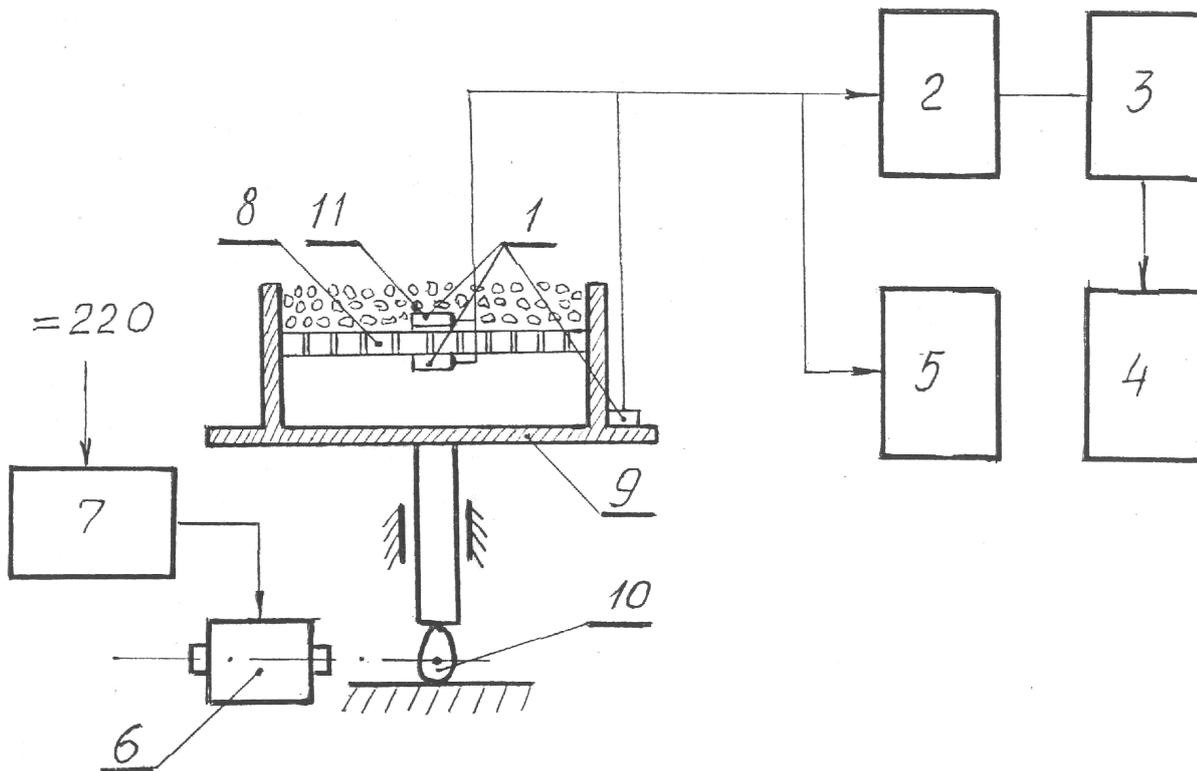


Рис. 1 - Структурная схема экспериментального стенда

1. Пьезоэлектрические датчики типов КД 35 и КВ 10, преобразующие механические колебания в электрические сигналы. Вес датчиков КД35 и КВ 10 равен соответственно 20 и 5 г; коэффициент передачи - от 1 до 5 мВ/м с<sup>-2</sup>, градуировочное значение - от 0,2 до 1 м с<sup>-2</sup> / мВ. Погрешность измерений менее 2 % - при t = +- 40°С и влажности до 80 %,

2. Виброизмеритель 00032 "Роботрон", используется как интегрирующий усилитель электрических сигналов, снимаемых с пьезоэлектрических датчиков, диапазоны измерения совместно с датчиками КД 35 и КВ 10 виброперемещений - от 0,032 до 100 мм, виброскоростей от 0,000032 до 3,2 м с<sup>-1</sup>. Основная погрешность прибора менее 1,5 % при t от -10 до +60°С и влажности до 80%.

3. Записывающее устройство, предназначенное для записи на измерительной информации, представленной в форме электрических сигналов и воспроизведения ее в той же форме. Диапазон записываемых частот от 0 до 40 кГц. Основная погрешность не более 1,5 % в диапазоне рабочих температур от 1 до 40°С.

4. Быстродействующий самописец Н338-6 для выдачи информации о процессах на бумажную ленту. Полоса записываемых частот от 0 до 150 Гц, относительная погрешность прибора 1,5%.

5. Частотомер электронно-счетный вычислительный ЧЗ-64 для автоматического измерения частоты электрических сигналов. Измеряемая частота - от 0,005 до 150 Гц, относительная погрешность измерений менее 1 %.

6. Электродвигатель постоянного тока мощностью 3,8 кВт и числом оборотов 1500 об/мин.

7. Регулятор напряжений РНО - 250 - 10 для изменения постоянного напряжения на электродвигателе с целью регулировки частоты вибрации стенда.

8. Испытываемые резиновые РЭ.

9. Рабочая поверхность стенда – стол.

10. Приводной механизм стенда.

11. Сыпучая нагрузка - щебень.

Для автоматизированной обработки результатов стендовых испытаний на измерительно-вычислительном комплексе ИВК-4 была разработана первая очередь автоматизированной системы динамических испытаний (АСДИ), которая включает пакет прикладных программ (ППП), функционирующий с использованием определенной конфигурации технических средств.

Функциональные характеристики АСДИ включают:

1) настройку системы на конкретный эксперимент;

2) контроль экспериментальных данных на дисплее и алфавитно-цифровом печатающем устройстве (АЦПУ) в дискретной форме (200 точек в десятичном коде) после преобразования их аналогово-цифровым преобразователем (АЦП);

3) упаковку данных на записывающее устройство в виде файлов по 1000 точек, исправление файлов и фильтрация в данных выбросов и шумов;

4) определение статистических характеристик выборок данных из исследуемых процессов по полуразмаху и фазе;

5) оценку параметров спектров исследуемых процессов;

6) представление результатов статистического анализа в табличной форме на АЦПУ;

7) упаковку и хранение исходных данных (файлов) и результатов обработки в базе данных на магнитных носителях.

8) расчет частот колебаний и их характеристики;

Количество каналов, по которым обрабатываются данные, не превышает в АСДИ двенадцати.

В результате проведенного лабораторного эксперимента для фиксированного диапазона частот вибрации получены осциллограммы перемещений и скоростей средней по пролету точки РЭ и смежной с ней точки сыпучей нагрузки. Фрагменты отдельных осциллограмм для точки РЭ приведены на рис. 2 и 3.

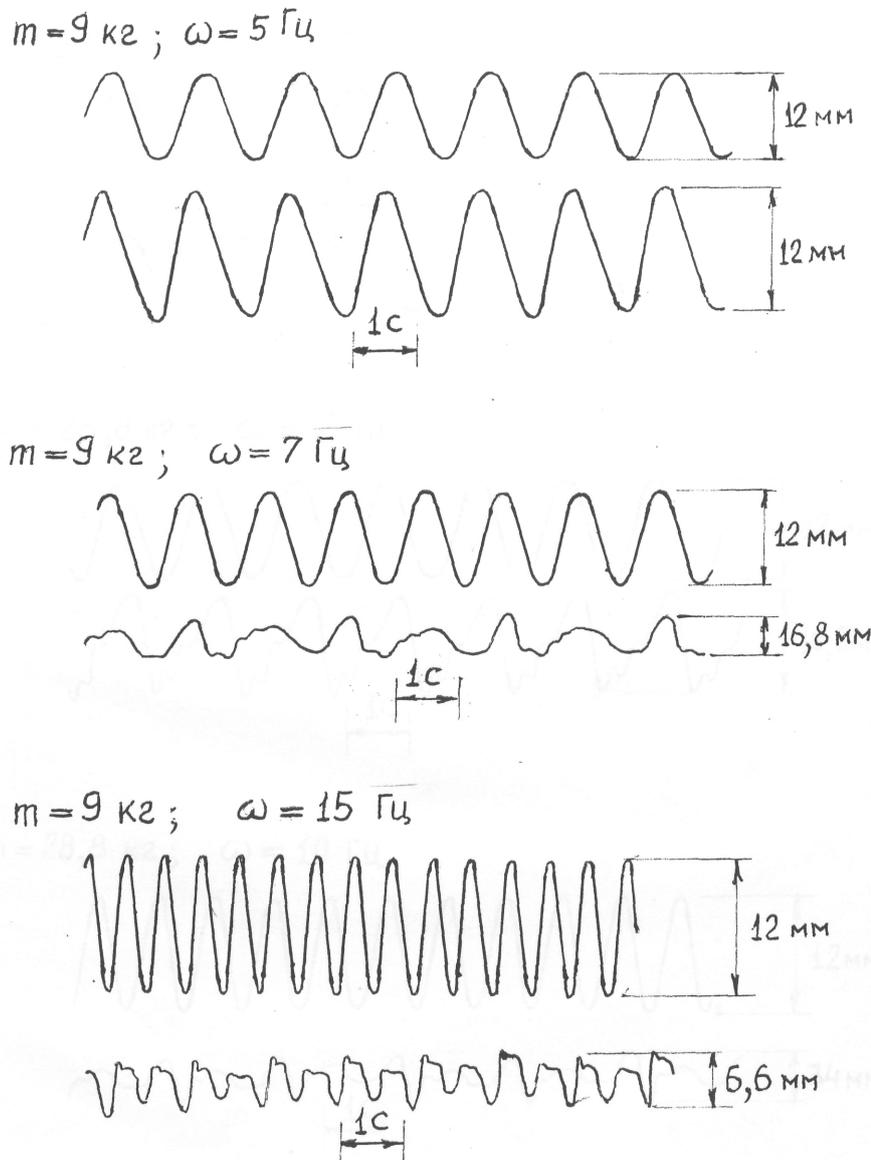


Рис. 2 - Осциллограммы перемещений каркаса и средней точки РЭ при I ступени сыпучей технологической нагрузки

Анализ полученных осциллограмм свидетельствует о существенном взаимодействии РЭ и сыпучей нагрузки и влиянии последней на кинематические параметры движения РЭ. Фактически уровень и характер осциллограмм перемещений РЭ определяется этим взаимодействием.

При начальных значениях частот из заданного диапазона осциллограммы перемещений РЭ повторяют гармонический закон колеба-

ний каркаса, но колебания РЭ происходят с некоторым запаздыванием по фазе. Сыпучая нагрузка перемещается как одно целое с РЭ.

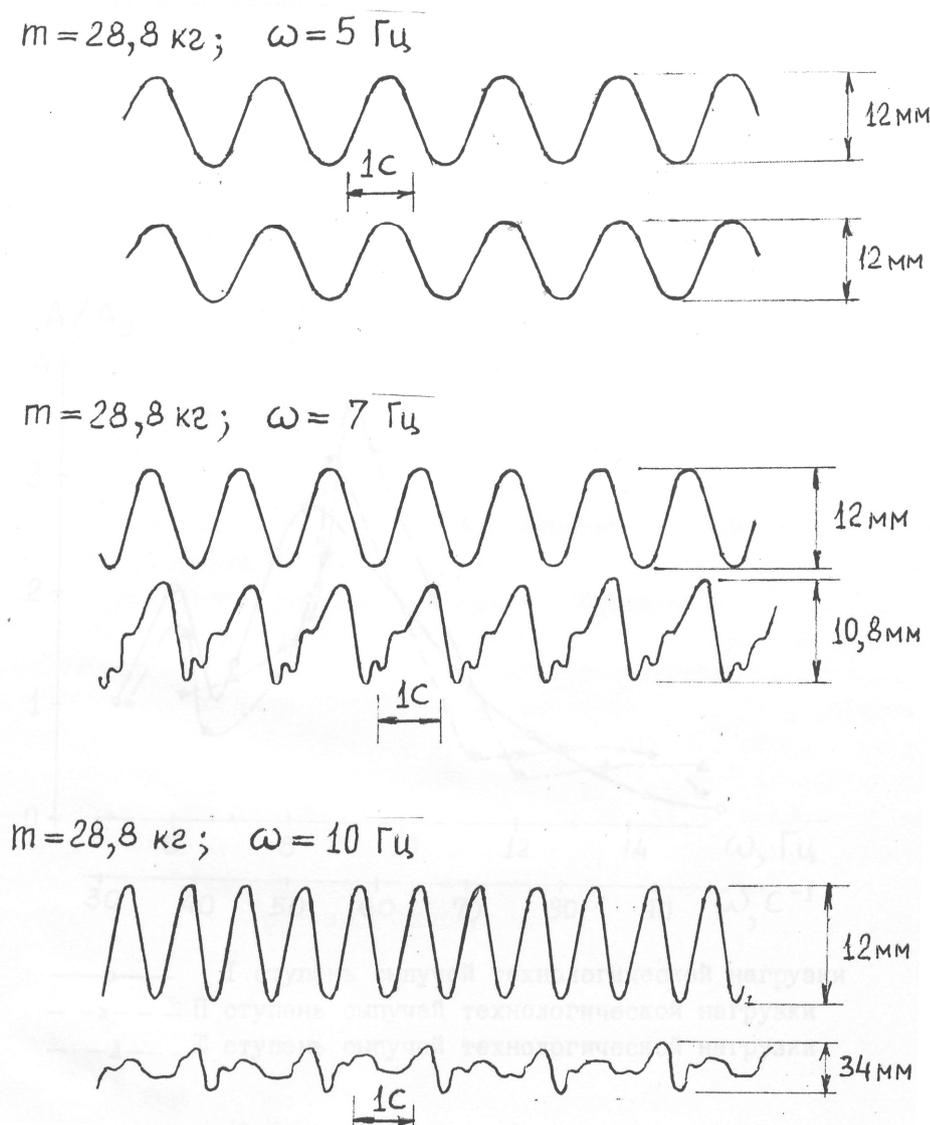


Рис. 3 - Осциллограммы перемещений каркаса и средней точки РЭ при III ступени сыпучей технологической нагрузки.

С увеличением частоты вибрации каркаса осциллограммы перемещений РЭ приобретают характер полигармонических колебаний. Спектральный анализ осциллограмм перемещений РЭ выявил заметное влияние примерно пяти гармоник. Интенсивные режимы, соответствующие значительным ускорениям каркаса ( $\gg g$ ), сопровождаются отрывами-встречами сыпучей нагрузки по всему пролету РЭ.

В этих режимах на осциллограммах перемещений наблюдаются деформации траектории движения РЭ при встрече его с нагрузкой. На приведенных в отчете фрагментах осциллограмм для таких режимов повторяющийся цикл движения РЭ равен двум периодам колебаний каркаса.

Степень деформации траектории зависит от жесткости РЭ и режимов вибрации, которые определяют на траектории движения РЭ точку встречи последнего с нагрузкой. Наиболее неблагоприятной ситуацией является встреча в точке восходящей траектории движения РЭ. В таком варианте встречи при недостаточной жесткости РЭ имеет место существенное изменение (на противоположное направление) траектории движения РЭ. Приведенные на рис. 2 и 3 осциллограммы наглядно иллюстрируют сказанное.

Отрывы нагрузки от поверхности РЭ при интенсивной вибрации каркаса также сопровождаются "дребезгом" осциллограмм перемещений РЭ с частотой собственных колебаний последнего.

Для оценки значений частоты собственных колебаний РЭ без нагрузки выполнен специальный эксперимент. Необходимость проведения его обусловлена большим "разбросом" в величинах модуля упругости резины, от значения которого находится в прямой зависимости частота собственных колебаний. Для испытываемого РЭ последняя соответствует 150 рад/с.

В результате автоматизированной обработки параметров движения РЭ для фиксированных значений частоты, амплитуды вибраций каркаса, уровня нагрузки получены средние статистические значения полуразмаха колебаний точки РЭ, а также их доверительные интервалы для вероятности реализации 95 %.

Для отношения полуразмаха колебаний средней точки РЭ к величине амплитуды вибрации каркаса построены частотные диаграммы, соответствующие трем ступеням нагрузки и амплитуде исходной вибрации 6 мм. Частотные характеристики (ЧХ) колебаний РЭ приведены на рис. 4.

Как следует из приведенного рисунка, ЧХ колебаний РЭ носят характер резонансных кривых и имеет в заданном частотном диапазоне, как правило, два экстремума; с ростом нагрузки экстремумы этих кривых сдвигаются влево по шкале частот.

### ***Выводы и направления дальнейших исследований.***

1. Для описания упругих колебаний гибкой многопролетной поверхности грохочения разработана дискретно-континуальная вибро-реологическая модель слоя технологической нагрузки, математическая модель рабочего элемента поверхности. Разработан способ раскрытия статистической неопределенности для многопролетного рабочего элемента. Разработан метод решения нелинейной начальной краевой задачи, к которой сводится система дифференциальных уравнений движения взаимодействующей механической системы с

распределенными параметрами. Разработан алгоритм и составлена программа расчета упругих колебаний одного пролета рабочего элемента с учетом нагрузки в режимах вибрации с подбрасыванием.

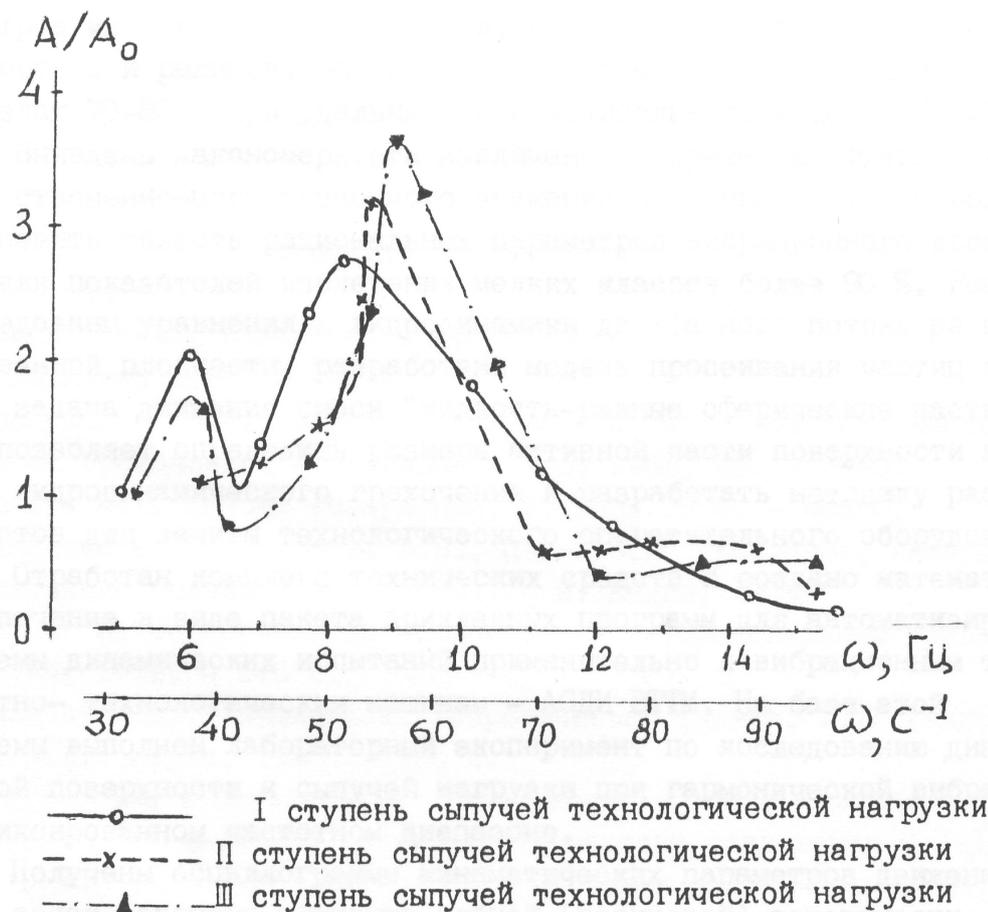


Рис. 4 - Частотные характеристики полуразмаха колебаний средней точки РЭ гибкой вибрирующей поверхности

2. Отработан комплекс технических средств и создано математическое описание в виде пакета прикладных программ для автоматизированной системы динамических испытаний применительно к вибрационным транспортно-технологическим машинам - АСДИ ВТТМ. На базе этой системы выполнен лабораторный эксперимент по исследованию динамики гибкой поверхности и сыпучей нагрузки при гармонической вибрации на фиксированном частотном диапазоне.

3. Получены осциллограммы кинематических параметров движения двух точек рабочего элемента гибкой поверхности, а также их частотные характеристики. Результаты дальнейших исследований будут использованы для идентификации параметров разработанных математических моделей колебаний многопролетной гибкой поверхности взаимодействующей с сыпучей технологической нагрузкой и проведении исследований технологических параметров процесса

тонкослоевого грохочения при вращательном движении цилиндрической просеивающей поверхности и обосновании рациональных технологических и конструктивных параметров грохотов барабанного типа [6, 7].

Список литературы

1. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 256 с.
2. Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования / И.Ф. Гончаревич. – М.: Наука, 1972. – 243 с.
3. Гончаревич И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И.Ф. Гончаревич, К.В. Фролов. – М.: Наука, 1981. – 320 с.
4. Круш И.И. Применение операторов Вольтерра для анализа динамических процессов в неоднородных средах / И.И. Круш // В. кн.: Проблемы вибрационной техники. – К.: Наук. думка, 1970. – С. 168-173.
5. Годунов С.К. О численном решении краевых задач для систем линейных обыкновенных дифференциальных уравнений / С.К. Годунов // Успехи мат. Наук. – 1961. – № 16, Вып. 3. – С. 171-174.
6. Назаренко М.В. Регулирование угла наклона сита инерционного грохота / М.В. Назаренко // Изв. вузов. Горный журнал. – 1997. – № 1-2. – С. 113-117.
7. Берлин А.М. Новая просеивающая поверхность для грохочения рядовых углей повышенной влажности / А.М. Берлин, В.И. Рокач // Уголь Украины. – 1996. – № 12. – С. 29-31.

Стаття надійшла до редакції 26.06.2012

**П.Є. Філімонов, ПАТ «Шахта ім. О.Ф. Засядька», м. Донецьк; В.Л. Морус, інститут геотехнічної механіки ім. М.С.Полякова, м. Дніпропетровськ.**

**Дослідження поведінки гнучкої поверхні при взаємодії із сипучим навантаженням**

*Розроблено математичну модель руху взаємодіючої системи «елемент, що згинається – технологічне навантаження» при кінематичному збудженні. Проведено експериментальні дослідження поведінки гнучкої поверхні при взаємодії із сипучим навантаженням. Отримані осцилограми кінематичних параметрів руху двох точок робочого елемента гнучкої поверхні, а також їхні частотні характеристики.*

**Ключові слова:** математична модель, експериментальні дослідження, гнучка поверхня, сипуче навантаження, кінематичні параметри руху.

**P. Filimonov, «A.F. Zasyadko Mine», Donetsk; V. Morus, Institute of Geotechnical Mechanics, Dnepropetrovsk.**

**A Study of Flexible Surface Behavior in Contact with Loose Loads.**

*The paper presents a mathematical model of the motion of the interacting system "bent element-technological load" in kinematic excitation. An experimental study of flexible surface behavior in contact with loose loads was conducted.*

**Keywords:** mathematical model, experimental research, flexible surface, loose load, kinematic parameters of motion.