

А.В. ГРАБОВСКИЙ, к.т.н., н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
И.А. КИРИЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. каф. метрологии Восточнoукраинского нац. ун-та им. В. Даля, Луганск;
Е.Н. БАРЧАН, к.т.н., гл. констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;
А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., с.н.с., доц. Нац. ун-та гражданской защиты Украины, Харьков;
Т.А. ВАСИЛЬЕВА, м.н.с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

ДИНАМИКА ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК

У роботі міститься опис математичних моделей руху віброударних машин та визначення діючих експлуатаційних навантажень.

Ключові слова: віброударна машина, динаміка, експлуатаційне навантаження, вибивна машина

В работе содержится описание математических моделей движения виброударных машин и определения действующих эксплуатационных нагрузок.

Ключевые слова: виброударная машина, динамика, эксплуатационная нагрузка, вибивная машина

В работе содержится описание математических моделей движения виброударных машин и определения действующих эксплуатационных нагрузок.

Ключевые слова: виброударная машина, динамика, эксплуатационная нагрузка, вибивная машина

Введение. Для определения законов движения виброударной системы «выбивная машин – земляной ком с литой деталью» [1-3] требуется анализ динамических процессов при эксплуатации данных вибромашин. В данной работе формируются уравнения движения таких машин, следуя работам [1-3].

Общие уравнения движения двухмассовой виброударной системы. Рабочий процесс выбивной инерционной решетки применительно к принятой расчетной схеме (рис. 1) [3] происходит следующим образом. Под действием возмущающей силы вибровозбудителя подвижные части решетки (масса m_p) приходят в колебательное движение. При правильно подобранных рабочих параметрах системы за каждый период колебаний $T = 2\pi/\omega$ происходит одно соударение масс m_p и m_z , приводящее к подбрасыванию массы m_z (см. рис. 1). После очередного соударения груз, получивший начальную скорость, направленную вверх, поднимается на некоторую высоту и затем вновь падает на решетку. В координатах y и $\omega \cdot t$ такое движение представляется в виде параболы (кривая Г). Колебания инерционной решетки, если бы она работала вхолостую без груза, представляют собой гармоническое колебательное дви-

© А.В. Грабовский, И.А. Кириченко, Е.Н. Барчан,
 А.Г. Приймаков, Т.А. Васильева, 2013

жение. При наличии груза в моменты соударений под действием кинетической энергии падающего груза происходит нарушение гармонического движения решетки (кривая p).

Расчет рабочих параметров решетки основан на рассмотрении уравнений движения масс m_p и m_z в промежутке между двумя соударениями, причем движение системы предполагается периодическим. Вопрос о границах области существования устойчивых периодических режимов движения рассмотрен ниже.

За начало отсчета времени t примем момент одного соударения масс m_p и m_z (рис. 2). Введем обозначения: y_p, y_z – вертикальные составляющие координат масс m_p и m_z , отсчитываемые от положения статистического равновесия (рассматриваем колебательное движение решетки и движение груза в проекции на вертикальную ось Oy); v_1, v_2 – скорости решетки до и после удара; u_1, u_2 – скорости груза до и после удара;

$$R = v_2 - u_2 / v_1 - u_1 \quad (1)$$

коэффициент восстановления скорости – отношение относительной скорости соударяющихся тел после удара к их относительной скорости до удара.

При периодическом режиме движения системы последовательные соударения решетки и груза происходят через каждый оборот инерционного вала, период колебания системы:

$$T = 2\pi/\omega, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость дебалансного вала вибровозбудителя), и условия на границах интервала между двумя соударениями следующие:

в начале интервала (после удара) –

$$t = 0; \quad y_p = y_z = y_0; \quad \dot{y}_p = v_2; \quad \dot{y}_z = u_2; \quad (3)$$

в конце интервала (до удара) –

$$T = 2\pi/\omega; \quad y_p = y_z = y_0; \quad \dot{y}_p = v_1; \quad \dot{y}_z = u_1. \quad (4)$$

В промежутках между двумя соударениями масса m_z движется по параболическому закону:

$$y_z = y_0 + u_2 t - gt^2/2. \quad (5)$$

Колебательное движение решетки может быть описано линейным диф-

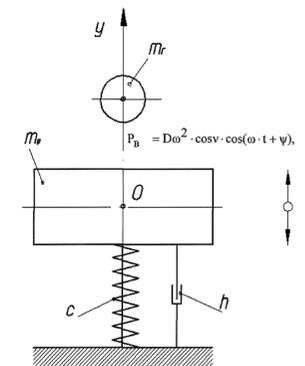


Рисунок 1 – Расчетная схема выбивной инерционной решетки

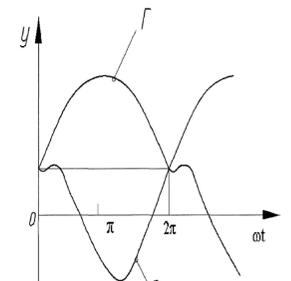


Рисунок 2 – Траектория движения решетки [P] и груза [Г]

ференцированным уравнением второго порядка [5]

$$m_p \cdot \ddot{y}_p + b\dot{y}_p + cy_p = D\omega^2 \cdot \cos v \cdot \cos(\omega c + \psi) - m_p g, \quad (6)$$

где b – коэффициент сопротивления; C – жесткость упругих опор.

Делением уравнения (6) на m_p получим:

$$\ddot{y}_p + 2h\dot{y}_p + \omega_0^2 y_p = p \cdot \cos(\omega c + \psi) - g. \quad (7)$$

Здесь $h = b/2m_p$ – коэффициент демпфирования, $\omega_0 = \sqrt{c/m_p}$ – частота свободных колебаний системы, зависящая от массы решетки и суммарной жесткости упругих опор, $p = (D\omega^2/m_p) \cdot \cos v$ – вертикальная составляющая максимальной амплитуды гармонической возмущающей силы. Скорость груза до и после соударения с решеткой находим, подставляя граничные условия (3) и (4) в (5):

$$u_1 = -\pi g/\omega; \quad u_2 = -u_1 = \pi g/\omega. \quad (8)$$

Скорость решетки до и после соударений выражаем через скорость груза после соударения, используя теорему импульсов из теории удара:

$$v_1 = (1 - R + 2\eta R/1 + R) \cdot u_2; \quad v_2 = (1 - R - 2\eta R/1 + R) \cdot u_2, \quad (9)$$

где $\eta = m_c/m_p$ – коэффициент полезной нагрузки решетки, равный отношению массы груза к массе решетки.

Подставив u_1 и u_2 из (8) в (1), (2), находим угловую скорость вала вибровозбудителя, необходимую для обеспечения технологически требуемой удельной энергии удара e_0 :

$$\omega = \pi \sqrt{2g/e_0}. \quad (10)$$

Следовательно, $u_2 = \sqrt{g/2} \cdot e_0$, и поэтому формулы (9) принимают вид:

$$v_1 = \frac{1 - R + 2\eta R}{1 + R} \cdot \sqrt{\frac{g}{2}} e_0; \quad v_2 = \frac{1 - R - 2\eta R}{1 + R} \cdot \sqrt{\frac{g}{2}} e_0. \quad (11)$$

Зная коэффициент полезной нагрузки решетки η и принимая определенное значение коэффициента восстановления скорости при ударе R , можно по формуле (11) определить нужные значения v_1 и v_2 и, интегрируя уравнение (6), построить траектории колебаний решетки для всех рассматриваемых случаев.

Коэффициент полезной нагрузки $\eta = G'_z/G_p$ по практическим данным принимают в пределах $\eta = 0.3 \div 0.5$. При этом полезную нагрузку G'_z определяют по формуле:

$$G'_z = G_k + (i-1)G_{омл} + \epsilon G_{см} = iG_{омл} + G_{см}(1 + \epsilon). \quad (12)$$

Здесь G_k – вес кома с отливкой (отливками); $G_k = G_{омл} + G_{см}$; $G_{омл}$ – металлоемкость формы; $G_{см}$ – вес смеси в коме; i – число одновременно находящихся на полотне отливок; $\epsilon G_{см}$ – вес остаточной смеси, уже находящейся на полотне к моменту подачи на него очередного кома. Величина ϵ находится по практическим данным в пределах $0.5 - 1$. Величина G'_z не должна превышать грузоподъемность G_z , на которую проектируются решетками, $G'_z < G_z$.

При выборе значений R рекомендуется руководствоваться следующим. Сразу после падения кома на полотно решетки удары рассыпающейся при этом смеси носят почти неупругий характер, и значения R следует принимать близкими к нулю. По мере освобождения отливки от смеси значения R увеличиваются, и можно принимать при выбивке чугуна $R = 0.15 \div 0.25$ и при выбивке стального литья $R = 0.20 \div 0.30$.

Область существования устойчивых режимов работы выбивных инерционных решеток. Исследование устойчивых режимов соударений при наличии подбрасывания груза является весьма сложной задачей. Из-за большого многообразия видов устойчивых режимов вопрос обычно рассматривается не в общем виде, а на отдельных типовых примерах [4-6].

Траектория p и Γ движения решетки и груза при неустойчивом и устойчивом режимах колебаний показаны на рис. 3.

Условия идеально устойчивого движения характеризуются тем, что в начале и в конце каждого периода колебаний граничные условия совершенно идентичны. При этих условиях выполнены компьютерные расчеты [7] по уравнениям (5) и (6) для обычно применяемого в решетках резонансного режима колебаний $\omega/\omega_0 = 4$, построены траектории движения системы решетка – груз и определены области существования устойчивых режимов. Результаты расчета представлены в безразмерной форме в виде номограммы в координатах R, η , по параметру σ_p [8].

Параметр σ_p называется относительным усилием вибровозбудителя и представляет собой отношение максимального значения вертикальной со-

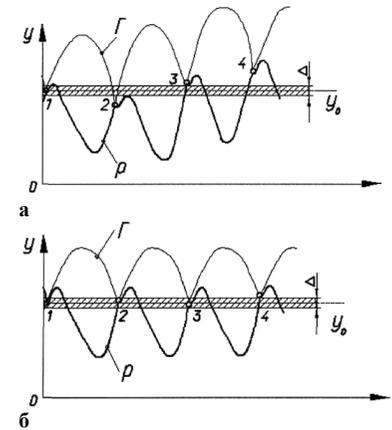


Рисунок 3 – Траектория движения вибродарной системы с подбрасыванием:
а – неустойчивый режим;
б – устойчивый режим

ставляющей $P_{e,\max} = P_{\max} \cdot \cos \nu$ возмущающей силы $P_{\max} = D\omega^2$ вибровозбудителя к весу G_p подвижных частей решетки:

$$\sigma_p = P_{e,\max} / G_p . \quad (13)$$

Как следует из источников [8], $\sigma_p = 1 \div 8$ разделяют поле графика на область устойчивых режимов колебаний (над соответствующей кривой σ_p) и область неустойчивых режимов колебаний (под соответствующей кривой σ_p). Например, если параметры решетки характеризуются значением $\sigma_p = 4.5$ (вертикальная составляющая $P_{e,\max}$ вынуждающей силы вибровозбудителя превышает вес подвижных частей решетки G_p в 4,5 раза, $P_{e,\max} = \sigma_p G_p = 4.5 G_p$), то при коэффициенте восстановления скорости $R = 0.2$ режим работы решетки будет устойчивым, если коэффициент полезной нагрузки $\eta < 1$. Для того чтобы иметь запас устойчивости, лучше работать при меньшей нагрузке решетки (например, точка A , соответствующая $\eta = 0.8$, $R = 0.2$). При больших значениях R запас устойчивости выше, при меньших R – ниже. Для повышения запаса устойчивости следует увеличить возмущающую силу вибровозбудителя.

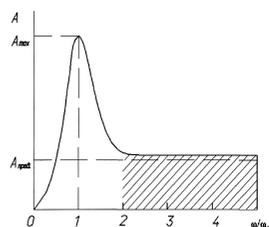


Рисунок 4 – Амплитудно-частотная характеристика выбивных инерционных решеток

Режим возбуждения. Режим работы выбивных инерционных решеток характеризуется амплитудой и частотой колебаний. Вибрационные машины могут работать в дорезонансном, резонансном и зарезонансном режимах возбуждения. Амплитудно-частотная характеристика выбивной решетки описывается уравнением [9, 10] (рис. 4)

$$A = D\omega^2 / m_p \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} ; \quad (14)$$

$$\omega_0 = \sqrt{C/m_p} . \quad (15)$$

Здесь D – дебаланс вибровозбудителя; ω – угловая частота колебаний решетки; m_p – масса подвижных частей решетки; h – коэффициент демпфирования; ω_0 – собственная частота колебаний решетки; C – жесткость упругих опор.

Приближение частоты ω к собственной частоте ω_0 приводит к резкому увеличению амплитуды колебаний решетки. При $\omega \cong \omega_0$ амплитуда A достигает максимального значения A_{\max} . При дальнейшем увеличении ω амплитуда уменьшается, приближаясь при $\omega \rightarrow \infty$ к асимптотическому значению $A_{\text{пред}}$.

Анализ режимов работы выбивных решеток различных типов показывает, что в осуществленных конструкциях имеют место зарезонансные режимы возбуждения, причем значения ω/ω_0 находятся в диапазоне (на $\omega/\omega_0 = 2 \div 5$ рис. 4 область рабочих частот заштрихована).

Для зарезонансных режимов колебаний ($\omega \gg \omega_0$) силы демпфирования на амплитуду колебаний A практически влияния не оказывают, так как $(\omega_0^2 - \omega^2)^2 \gg 4h^2\omega^2$. Поэтому формула (14) принимает вид:

$$A = D\omega^2 / m_p (\omega_0^2 - \omega^2) . \quad (16)$$

По формуле (16) определяют амплитуду колебаний выбивных инерционных решеток, работающих в зарезонансных режимах колебаний. Так как колебания решетки происходят в направлении линии действия силы P , составляющей угол γ с вертикалью, то вертикальная и горизонтальная составляющие амплитуды колебаний: $A_e = A \cos \gamma$; $A_z = A \sin \gamma$. Технологически необходимое значение A_e определяют по формуле:

$$A_e = v_1 / \omega \sin \psi , \quad (17)$$

где v_1 – вертикальная составляющая скорости решетки до удара (см. формулу (11)), а ψ – фаза соударения.

При устойчивых режимах работы решеток $\sin \psi = 0.8 \div 0.9$. Угловую частоту колебаний ω определяют в зависимости от технологически необходимой величины удельной энергии соударения e_0 кома с полотном решетки.

Угловую скорость вала вибровозбудителя инерционной решетки определяют по формуле (10). Подставляя числовые величины в формулу (10), получим $\omega = 70 \div 90$ 1/с, что соответствует частоте вращения дебалансных масс $n = 30\omega / \pi = 700 \div 900$ об./мин.

У большинства действующих выбивных инерционных решеток частота вращения дебалансных валов вибровозбудителя находится в пределах $800 \div 1000$ об./мин. Указанная область рабочих частот обеспечивает технологически необходимую величину удельной энергии соударения e_0 .

Увеличивать частоту вращения валов вибровозбудителя сверх 1000 об./мин. нецелесообразно, так как это почти не дает увеличения амплитуды, но вызывает излишнюю перегрузку подшипников.

Дебаланс вибровозбудителя. Дебалансом вибровозбудителя называется суммарный статический момент неуравновешенных масс вибровозбудителя. Статический момент неуравновешенной массы m_i определяется относительно оси ее вращения и равен произведению массы m_i на расстояние от ее цен-

тра тяжести до оси вращения, называемое эксцентриситетом r_i : $D_i = m_i r_i$.

Дебаланс вибровозбудителя, состоящего из несколько дебалансных масс, равен $D = \sum D_i = \sum m_i r_i$.

Для достижения необходимого значения амплитуды A колебаний решетки требуемый дебаланс вибровозбудителя определяют из формулы (16):

$$D = A \cdot m_p [1 - (\omega_0/\omega)^2]. \quad (18)$$

Здесь m_p – масса подвижных частей решетки; $m_p = G_p / g$ (G_p – вес подвижных частей решетки).

Скорость транспортирования отливок. При определении скорости транспортирования отливок по полотну решетки используют теорию рабочего процесса вибротранспортных машин [5, 9, 11-14]. Определение средней скорости вибрационного транспортирования – одна из основных задач при расчете технологических режимов работы вибрационных транспортирующих машин. Средняя скорость вибрационного транспортирования определяется скоростями транспортируемого груза на отдельных этапах перемещения, а также характером, продолжительностью и порядком чередования этих этапов.

В настоящее время в вибротранспортных машинах реализуются прямолинейные, эллиптические и круговые колебания, которые могут быть гармоническими, бигармоническими и др. Выбивные инерционные решетки обычно работают в режиме прямолинейных гармонических колебаний. На движение по полотну решетки слоя формовочной смеси и отливок заметное влияние оказывают конструктивные и технологические факторы, а также факторы, определяемые режимом возбуждения. К конструктивным факторам относятся угол наклона полотна решетки α , угол установки вибровозбудителя γ_0 , сдвиг по фазе θ дебалансных валов и конструктивные особенности рабочей поверхности полотна решетки (форма колосников, форма и размеры щелей полотна, компоновка секций полотна и др.). К технологическим факторам относятся свойства формовочной смеси, толщина слоя смеси на полотне, конфигурация и размеры отливок и литниковой системы. К факторам, определяемым режимом возбуждения, относятся амплитуда A и угловая частота ω колебаний.

Рассмотрим следующую упрощенную расчетную схему (рис. 5). Вибрирующая плоскость 1 наклонена под углом α к горизонтали и совершает заданное прямолинейное гармоническое колебательное движение в направлении оси $O\eta$ под углом γ к вертикали. В качестве транспортируемого груза принята материальная частица, в которой сосредоточена вся масса груза m_r . Учитываются силы сухого трения при перемещении частицы по вибрирующей поверхности. На рис. 5 ось $O\eta$ показывает направление прямолинейных колебаний полотна, а ось Ot – время. Синусоида представляет собой развертку гармонических колебаний полотна по времени t .

Скорость транспортирования отливок по полотну решетки определяем по формуле [15]:

$$v = A\omega \left(\frac{1-R}{1+R} \pi\Gamma + \frac{2-f_m}{f_m} \pi G \right). \quad (19)$$

Здесь A – амплитуда колебаний решетки; R – коэффициент восстановления скорости; $f_m = 0.4 \div 0.5$ – мгновенный коэффициент трения отливок о полотно решетки; Γ, G – параметры, равные $\Gamma = g \cos \alpha / A_g \omega^2$; $G = g \sin \alpha / A_z \omega^2$, α – угол наклона полотна (положительный – по часовой стрелке); принимают обычно в пределах $0 - 5^\circ$; $A_g = A \cdot \cos \gamma$ и $A_z = A \cdot \sin \gamma$ – вертикальная и горизонтальная составляющие амплитуды колебаний решетки; γ – угол вибрации решетки (относительно вертикальной оси).

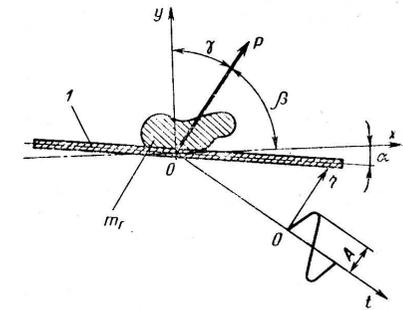


Рисунок 5 – Схема для расчёта скорости транспортирования

Численное моделирование рабочего процесса в выбивных машинах. Как указывалось выше, для описания и расчета рабочего процесса выбивки решетка вместе с полезной нагрузкой представляется двухмассовой виброударной колебательной системой. При проведении исследований принималось упрощенное допущение: реальная нагрузка, состоящая из комьев смеси и отливок и распределенная по полотну решетки представлена точечным грузом массы m , величина которого принимается неизменной, а процесс соударения груза и полотна рассматривается как прямой центральный удар двух тел; ось вибровозбудителя совмещена с центром тяжести подвижных частей решетки [8, 11]. В более поздней работе [16] была предпринята попытка учесть особенности процесса выбивки и конструкции вибровозбудителей и исследовать систему «источник энергии – вибровозбудитель – рабочий орган – технологическая нагрузка» на всех этапах работы: разгон, устанавливающее движение и выбег.

Для численного исследования рабочего режима выбивных инерционных решеток разработан ППП «Стенд».

В другой работе [17] рассмотрена динамика рабочего процесса выбивных инерционных решеток автоматических линий. Для принятой математической модели виброударной одномассовой колебательной системы выполнено компьютерное исследование рабочего процесса выбивки. Получены области существования устойчивых режимов колебаний виброударной системы. Разработана методика расчета мощности привода выбивной решетки с учетом мощности рабочего процесса выбивки, потерь на трение в опорах вибровозбудителя и сил демпфирования.

В работе [18] разработана методика определения параметров работы выбивных решеток в устойчивом режиме. Приведена формула для вычисления

амплитуд колебаний при прохождении решетки через резонанс.

На основе анализа математической модели было проведено исследование режимов движения выбивной транспортирующей решетки с упругой подвеской вибровозбудителя в зависимости от уровня возбуждения и расстояния от центра масс решетки с присоединительной нагрузкой до линии действия возмущающей силы. Показано, что эффект галопирования приводит к ограничению грузоподъемности решетки до величины, равной массе ее подвижных частей, даже при оптимальном выборе параметров [19, 20].

В работах [21-27] предлагается математическая модель машины направленных колебаний с управляемыми вибровозбудителями. В модели исследуются пути рассеяния энергии в установившемся режиме, показывается эффективность виброобработки на переходных режимах, а также производится их оптимизация. В работе разработана и исследована математическая модель машины с управлением возбудителей винтовых колебаний.

В представленной работе автор предлагает следующую математическую модель для вибрационной машины вертикальных направленных колебаний с неуправляемыми динамическими вибровозбудителями:

$$\begin{aligned} \ddot{\xi} + 2\beta\gamma\dot{\xi} + \gamma^2\xi + \varepsilon^2\ddot{\eta} &= f_y(\dot{\varphi}\cos\varphi - \dot{\varphi}^2\sin\varphi); \\ \ddot{\psi} + 2\beta_1\gamma_1\dot{\psi} + \gamma_1^2\psi + v\operatorname{sgn}\dot{\psi} &= -\dot{\xi}; \\ \ddot{\varphi} + \rho^2 f_y \cos\varphi - \delta^2 f_y \dot{\xi} \cos\varphi &= \mu_o - \mu_\omega - \mu_c \cdot f_y. \end{aligned}$$

Здесь ξ , η и φ – обобщенные координаты рабочего органа, обрабатываемой среды и вращения дебалансного вала; γ , β и v – коэффициенты расстройки, вязкого и сухого трения; ε , δ , и ρ – характеризуют геометрию системы; μ_o – характеристика двигателя; μ_c – характеристика сопротивления; f_y – функция управления.

Для того, чтобы повысить эффективность машин за счет увеличения амплитуды ускорений органов машины, автор предлагает управлять жесткостью упругих элементов: $C = m\omega^2 \left(1 \pm \sqrt{(a^2/\sin^2 n\tau) - 4\beta^2/\omega^2} \right)$. Здесь $a = S_o/mA_o$,

S_o и A_o – статический момент дебалансов и амплитуда колебаний в установившемся режиме; ω – угловая частота установившегося режима; плюс перед радикалом соответствует дорезанансному режиму, а минус – зарезанансному режиму работы машины. В качестве другого пути повышения ускорения в переходном режиме автор предлагает управлять частотой ω_1 дебалансного вала по следующей зависимости: $\omega_1 = \omega/\sqrt{\sin n\tau} = k\omega$.

Таким образом, в данных работах основное внимание сосредоточено именно на управлении рабочим процессом вибромашины. В то же время вне поля зрения остались такие существенные факторы, как изменение массы вибрирующего рабочего тела, его жесткостных свойств и пространственного положения.

В работах [28, 29] автор освещает результаты моделирования характера движения отливок по колоснику инерционной выбивной решетки, продолжительность отделения смеси от отливки. Характер движения отливки по колоснику рассматривается при значениях $\mu \rightarrow \infty$ и $\mu \rightarrow 1$, где $\mu = m_k/m_{om}$ – отношение массы колосника решетки к массе отливки.

При исследовании движения отливки ($\mu \rightarrow \infty$) было принято, что поверхность колосника, совершающая гармонические колебания, представляет собой абсолютно жесткую конструкцию, все точки которой перемещаются по одному и тому же закону. В соударениях отливки с колосником решетки при выполнении условия $F = N_1 = 0$ уравнения, описывающие движение отливки, представлены в виде:

$$\begin{cases} \ddot{x} = g \sin \alpha + a\omega^2 \cos \beta \sin \omega t; \\ \ddot{y} = -g \cos \alpha + a^2\omega^2 \sin \beta \sin \omega t. \end{cases}$$

Здесь F – сила трения; N_1 – нормальная реакция; a , ω – соответственно амплитуда и частота колебаний колосника решетки; α – угол между направлением колебаний и плоскостью колосника; β – угол наклона колосника решетки.

Скорости и перемещения отливки при ее относительном полете над поверхностью колосника определяются при интегрировании записанной выше системы уравнений. Отливка имеет контакт с колеблющимися колосниками до тех пор, пока составляющая силы инерции отливки, нормальная к рабочей поверхности, не достигает величины нормальной составляющей силы тяжести отливки: $(G/g) \cdot a\omega^2 \sin \beta \sin \omega t \geq G \cos \alpha$, где G – сила тяжести отливки.

Отрыв отливки от поверхности колеблющегося колосника произойдет при следующем равенстве: $t_0 = (1/\omega) \arcsin((g/a\omega^2)(\cos \alpha/\sin \beta))$. Левая часть этого выражения имеет максимальное значение при $\omega t = \pi/2$, тогда условие отрыва отливки от колосника запишется как $A \geq 1$, где $A = (g/a\omega^2)(\cos \alpha/\sin \beta)$ – безразмерный параметр, называемый режимом работы колосника решетки.

Возможны следующие режимы работы:

- движение без отрыва отливки от колосника – $A < 1$;
- движение с отрывом отливки от колосника – $A > 1$.

Таким образом, значения амплитуды ускорений $a\omega^2$ колосника решетки должны выбираться такими, чтобы отливка постоянно находилась над колеблющимися колосниками и соударялась с ними через равные промежутки времени, соответствующие периоду колебаний. Для устойчивости этих режимов автор рекомендует выполнение следующего условия: $\sqrt{\pi^2 + 1} < A < \sqrt{\pi^2 + 4}$.

Полнота передачи скорости колосником отливке, зависящая от угла наклона колосника к горизонту, угла направлений колебаний, амплитуды и частоты колебаний, должна сочетаться с выбором технологических параметров отделения отработанной формовочной смеси от отливок.

Однако, поскольку в работе внимание было сосредоточено на конкретных вещах: моделирование характера движения отливок по колоснику инерционной выбивной решетки и продолжительность отделения смеси от отливки, автор не рассматривает другие важные аспекты.

В работах [30-32] автор разработал математическую модель питателя-грохота, которая учитывает поведение короба под действием двух разнонаправленных сил вибраторов, которые обеспечивают как направленную возбуждающую силу, так и момент, который появляется при изменении направления силы. Автор также исследует процесс получения пространственных колебаний питателя-грохота от двух разнонаправленных возбуждающих сил, которые приложены в разных точках по ширине рабочего органа и влияют на его длину. Также получены аналитические зависимости для определения параметров виброперемещения материала с учетом особенностей поведения рабочей поверхности в разных точках по длине и ширине грохота.

При составлении динамической расчетной схемы автор принимает следующие допущения: приведенная масса короба грохота m сосредоточена в центре его масс, а центр декартовой системы координат сосредоточен в центре масс короба; двухвальные вибровозбудители имеют кинестатические моменты $m_{01}r$, $m_{02}r$, расположенные на периферии короба, векторы сил при их начальной установке направлены под углом β к оси x ; короб установлен на 4-х эластических опорах; неупругое опирание при колебаниях грохота на первом этапе исследований не учитывается.

На базе этих упрощений автор приводит систему дифференциальных уравнений, описывающих движение системы, которые построены на базе уравнения Лагранжа 2-го рода, которые после преобразований имеют следующий вид: $x = \bar{X} \exp(i\omega t)$, $y = \bar{Y} \exp(i\omega t)$, $z = \bar{Z} \exp(i\omega t)$, $\varphi_x = \bar{\Phi}_x \exp(i\omega t)$, $\varphi_y = \bar{\Phi}_y \exp(i\omega t)$, $\varphi_z = \bar{\Phi}_z \exp(i\omega t)$, где \bar{X} , \bar{Y} , \bar{Z} , $\bar{\Phi}_x$, $\bar{\Phi}_y$, $\bar{\Phi}_z$ – амплитуда перемещений исполнительного органа по соответствующим координатам, и в общем случае эти величины комплексные.

При исследовании параметров виброперемещения материала со сложной траекторией движения рабочей поверхности грохота определено, что величина виброперемещений Γ определяется следующим выражением:

$$\Gamma = \left\{ \left[Y \cos \alpha + X \sin \alpha - \Phi_x 0z + \Phi_z \frac{0z}{\cos \alpha} \right] \omega^2 \right\} / g \cos \alpha,$$

где α – угол наклона рабочей поверхности к горизонту.

Скорость виброперемещений определяется по направлению x и z осей следующими выражениями:

$$V_x = \frac{\omega}{2\pi} \left[X \cos \alpha + \Phi_z 0x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right] \times \left[\sin \psi_0 - \sin \psi_e + \frac{(\psi_e - \psi_0)^2}{2\Gamma} \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\nu_x + \alpha) + (\psi_e - \psi_0) \cos \psi_0 \right];$$

$$V_z = \frac{\omega}{2\pi} (Z + \Phi_y \cdot 0x) \operatorname{sign}(Z) \times \left[\sin \psi_0 - \sin \psi_e + \frac{(\psi_e - \psi_0)^2}{2\Gamma} \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\nu_z + \alpha) + (\psi_e - \psi_0) \cos \psi_0 \right].$$

Здесь ψ_0 и ψ_e – фазовые углы отрыва и встречи материала с рабочей поверхностью, ν_x , ν_z – дополнительные углы, вызванные поворотными колебаниями рабочей поверхности.

Таким образом, анализ параметров виброперемещения материала показывает, что в зависимости от выбора параметров установки направления вектора возбуждающих сил вибровозбудителя можно регулировать скорость и качественные характеристики движения материала по рабочей поверхности грохота.

В работах [33-37] авторы вводят обобщенную математическую модель общего вида, которая учитывает особенности технологических процессов, выполняемых на вибрационных машинах; изменение массы технологической нагрузки; контакт технологической нагрузки с рабочим органом представлен в виде односторонней упругой связи при наличии сил сухого позиционного трения; переменное взаимное положение точек контакта технологической нагрузки с рабочим органом; тела системы совершают плоское движение. В математической модели вибрационной машины учтена основная особенность конструкции вибровозбудителя – уравновешивание его дебалансных масс при переходе через резонанс и возможные варианты контакта технологической нагрузки с рабочим органом. Способ построения математической модели вибромашин не требует определения компонент уравнений Лагранжа II-го рода.

На рис. 6 представлена динамическая схема, которая позволяет осуществлять различные варианты компоновки многосекционного агрегата.

Уравнения движения инерционных элементов составляются с помощью уравнений Лагранжа II-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, S = 3 \times I + \sum_{i=1}^I \left(K_i + \sum_{k=1}^{K_i} P_{ik} + N_i \right),$$

где T – полная кинетическая энергия системы; q_s – s -я обобщенная координата; Q_s – s -я обобщенная сила.

Авторы предлагают способ построения математической модели рабочего режима для системы с последовательным расположением инерционных элементов. Он заключается в том, что определяются матрицы коэффициентов уравнения движения

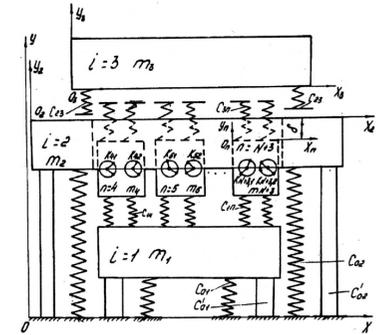


Рисунок 6 – Динамическая схема многосекционного агрегата

каждого элемента, которые располагают последовательно в матрицу коэффициентов всей системы, совмещая при этом диагональ каждой с диагональю общей матрицы.

Таким образом, система уравнений для n -х инерционных элементов в свернутом виде будет иметь следующий вид: $[A_n^{\Sigma}] \times [K_n^{\Sigma}] = [B_n^{\Sigma}]$.

В качестве общего критерия оценки наличия контакта технологической нагрузки с рабочим органом рассматривается величина расстояния точек A , B , технологической нагрузки до поверхности контакта на рабочем органе, устанавливаемая с помощью выражений:

$$\begin{cases} (x_{i-1}^* - x_i^*) \sin \varphi_{i-1} - (y_{i-1}^* - y_i^*) \cos \varphi_{i-1} - x_A \sin(\varphi_i - \varphi_{i-1}) \leq 0; \\ (x_{i-1}^* - x_i^*) \sin \varphi_{i-1} - (y_{i-1}^* - y_i^*) \cos \varphi_{i-1} - x_B \sin(\varphi_i - \varphi_{i-1}) \leq 0, \end{cases}$$

где x_{i-1}^* , y_{i-1}^* , x_i^* , y_i^* – текущее значение координат начала системы координат $X_{i-1}O_{i-1}Y_{i-1}$, $X_iO_iY_i$; φ_{i-1} , φ_i – угол поворота рабочего органа и технологической нагрузки; x_A и x_B – координаты точек A и B в подвижной системе координат $X_iO_iY_i$.

Таким образом, в своих работах авторы наиболее близко подошли к проблеме исследования извлечения отливок из отработанной смеси при помощи ударно-вибрационных машин. Однако некоторые вопросы так и остались неучтенными, а именно – учет вязкого трения в смеси, не ясно, из каких соображений был выбран закон изменения массы отливки. В рассмотренных выше работах не рассмотрено криволинейное движение отливки в отработанной смеси, которое в реальной машине имеет место.

Диссертация [38] посвящена вопросу повышения эффективности вибрационного грохочения влажной горной мелкой массы как одному из малоизученных и недостаточно эффективных процессов производства. Установлены основные факторы, существенно влияющие на показатели грохочения, нелинейный характер зависимости показателей работы грохота от каждого из факторов, а также зону наибольшего влияния каждого из них.

Диссертация [39] посвящена вопросам повышения эффективности и снижения энергоемкости вибрационного технологического оборудования в процессах переработки минерального сырья. Основная идея работы заключается в использовании рациональных энергетических и силовых параметров вибрационного нагружения технологических сред посредством применения нелинейного вибрационного привода, обеспечивающего их независимую регулировку. Для анализа колебаний существенно нелинейных вибрационных систем использована процедура численного интегрирования, сочетающая методы Рунге-Кутты и Хемминга, что позволило существенно повысить точность численного интегрирования дифференциальных уравнений. Установлены закономерности влияния величин конструктивных параметров нелинейного привода на значения выходных динамических параметров. Впервые уста-

новлен и исследован эффект адаптации величины реализуемых динамических параметров к величине технологической нагрузки для двухмассовых нелинейных систем. Выполнен спектральный анализ реализуемого динамического воздействия в реальном масштабе времени.

Диссертация [40] посвящена решению важной научной проблемы, заключающейся в установлении закономерностей, которые объясняют и описывают влияние на кинетику вибрационного грохочения сегрегации, просеивания, вибротранспортирования, формы частиц и отверстий сита, а также изменяющейся в результате просеивания высоты слоя.

В работе [41] приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований колебаний фундаментов инерционных выбивных решеток литейного производства. В теоретическом разделе получены аналитические зависимости для определения амплитуд и частот колебаний фундаментов инерционных выбивных решеток при рассмотрении их одномассовой и двухмассовой расчетных схем, причем последняя лучше отражает конструктивные особенности системы «выбивная решетка – фундамент – основание». Учитывались упруго-вязкие свойства грунта и защемление фундамента боковой засыпкой. Рассмотрено симметричное и асимметричное расположение опоки и выбивной решетки. Аналитический аппарат и полученные зависимости дают возможность определять параметры колебания фундамента выбивной решетки в холостом режиме и при условии загрузки решетки опок. Холостому режиму соответствуют вынужденные колебания, возбуждаемые неуравновешенной силой дебалансов машины. Рабочий режим характеризуется виброударным нагружением, которое вызывает свободные и вынужденные колебания фундамента выбивной решетки.

В диссертации [42] исследования посвящены разработке новых методов моделирования вибрационных систем с использованием графов связи. Они обеспечивают увеличение возможности представления энергетических потоков, исследования, расчета, проектирования и управления вибрационных систем технологического назначения. Предложены методы структурного моделирования вибрационных систем как передатчиков и преобразователей энергии с использованием графов связи в пространстве состояний. Теоретически обоснована эффективность методов структурного моделирования вибрационных систем. Такие методы реализуют удобство адаптации механических проблем в современной компьютерной технологии. Внедрен принцип отделения моделей, раскрывающий структуру связи вибрационного процесса как носителя технологической эффективности вибрационной системы с другими ее элементами. Разработаны способы моделирования вибрационных систем на проблемно-ориентированном языке графов связи. Показано, что использование графов связи позволяет представлять вибрационную систему как объединение полей источников энергии, концентрации и рассеяния энергии и топологических структур связи.

Диссертация [43] посвящена вопросам разработки методов расчета динамических параметров нелинейных вибросистем с асимметричной характеристикой упругих связей и бигармоническим возбуждением с целью повышения эффективно-

сти и создания новых вибрационных машин. Впервые предлагаются новые расчетные схемы вибросистем, включающие как нелинейные асимметричные упругие связи, так и бигармоническое возбуждение, и позволяющие существенно расширить динамические возможности за счет усиления асимметрии цикла колебаний и рационального выбора динамических параметров.

В работах [44, 45] сформулированы уравнения динамики твердого тела переменной массы с определенным законом изменения массы; решение на основе этих уравнений новой задачи о пространственных нелинейных колебаниях резервуара переменной массы на колебательные режимы исследуемого тела. Исследованы нелинейные пространственные колебательные режимы тела переменной массы на упругих амортизаторах при гармонических воздействиях.

В работах [46-51] рассматриваются переходные процессы в вибрационных машинах с дебалансными вибровозбудителями. Для уменьшения переходных процессов, при которых амплитуда возрастает в 3-4 раза, предлагается использовать управляемые дебалансные вибровозбудители. Принцип управляемости дебалансов основан на увеличении эксцентриситета дебалансной массы при разгоне вала на определенную резонансную частоту. Такую задачу предлагается решать при помощи экспериментально полученных характеристик. Используя эту методику можно получать минимальные переходные процессы в момент запуска и остановки с дебалансным приводом.

В статье [52] разработана математическая модель вибрационных технологических приспособлений с инерционным самоцентрирующимся вибратором и асинхронным электродвигателем. Авторами предлагается модель, в которой имеется возможность выбирать электродвигатель, определять характер движения рабочей камеры, усилия в подшипниках, давление на подвеску и решать различные задачи синтеза.

В статьях [53-57] автором рассмотрена математическая модель динамического режима работы виброударных агрегатов, состоящих из твердых тел. В модели учитывается изменяющаяся масса отливки в процессе работы вибрационного выбивного агрегата. Используются различные модели контакта рабочих поверхностей. Математическая модель базируется на уравнении Лагранжа II-го рода.

В статье [58] автор приводит экспериментальные результаты исследования вибрационной машины с управляемыми дебалансными вибровозбудителями при пуске и работе в уравновешенном состоянии, и в установившемся колебательном режиме. Показано влияние различных обрабатываемых сред на амплитуду, частоту и потребляемую мощность.

В статье [59] автор применяет программу SolidWorks совместно с модулем CosmosMotion для моделирования динамики уравновешивания ротора на симметричных вязко-упругих опорах двухмаятникового автобалансира. Определены разные режимы работы системы в зависимости от величины силы вязкого опирания, которые действуют на маятник.

В работе Дмитроченко О.Н. [60] изложены подходы к формированию разрешающих уравнений движения, которые обладают преимуществом, позволяющим

максимально автоматизировать процесс составления систем уравнений, причем полученные системы достаточно экономны по объему и приспособлены для многовариантных исследований. Аналогичные технологии реализованы и в современных САЕ. Кроме того, могут применяться более эффективные алгоритмы [60] формирования уравнений движения [61-69].

В статьях [64, 65] автором приводится анализ рабочего процесса и математическая модель инерционного грохота с гидравлическим толкающим приводом, который управляется дистанционно при помощи автоматического гидрораспределителя. Использование этого привода обеспечивает ассиметрический цикл при обратном-поступательном движении транспортирующего грохота:

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = pF \sin \alpha; M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = pF \cos \alpha - Mg -$$

фаза прямого хода;

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = cx_{10} - pF \sin \alpha; m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = cy_{10} + m_1 g - pF \cos \alpha -$$

фаза обратного хода.

Приведенная математическая модель предоставляет возможность изучения качественных зависимостей технических показателей конструкции в зависимости от ее конструктивных параметров. Использование этого гидравлического привода позволяет в некоторых рамках менять частоту колебательных импульсов и изменять величину амплитуды колебаний.

В работе [70] предложена математическая постановка и численная реализация методов интегрирования уравнений динамики виброударных систем, что представляет инструмент определения перемещений, скоростей, ускорений, а, значит, и усилий, действующих на корпус вибромашины и технологический груз.

Также значительное внимание формированию математической модели движения виброударной системы уделяется в работе [2]. В ней поставлена задача об идентификации силы ударного взаимодействия.

Таким образом, в настоящее время разработаны разнообразные подходы и математические модели динамики виброударных машин, что позволяет определить и законы движения элементов данных виброударных систем, и действующие при этом ударные нагрузки.

Заключение. Для описания динамики вибромашин на примере выбивных транспортирующих решеток рассмотрены некоторые аспекты формирования математических моделей движения их элементов. В результате анализа существующих разработок установлено следующее.

1. Для определения вертикальных скоростей груза и вибромашины до и после удара, а также для расчета скорости горизонтального перемещения груза часто используется значение R – коэффициент восстановления скорости [3]. При выборе этого коэффициента рекомендуется руководствоваться следующим: сразу после па-

дения кома на плотно решетки удары рассыпающейся смеси носят почти неупругий характер, то есть $R = 0$. По мере освобождения отливки от смеси R возрастает до 0.2–0.3. Однако при этом не установлено, в течение какого времени от продолжительности всего цикла выбивки сохраняется $R = 0$ и как этот параметр изменяется во времени.

2. До настоящего времени более подробно исследована двухмассовая вибрационная система (рама с жестко закрепленной в ней решеткой + ком с отливкой), но мало сведений по исследованию процесса выбивки и его эффективности применительно к трехмассовой вибрационной системе (подпружиненная рама + подпружиненная (с меньшей жесткостью) решетка, установленная на раме + ком смеси с отливкой).

3. Современные варианты математических моделей динамики виброударных машин предполагают не раздельное рассмотрение этапов движения неконтактирующих машины и технологического груза и их мгновенного удара с последующим припасовыванием решений, а непрерывное совместное интегрирование уравнений движения при наличии ударного контактного взаимодействия. Это дает возможность в ходе решения задач определять более адекватно и точно также и силу ударного взаимодействия, а не только закон движения отдельных звеньев виброударной системы.

В дальнейшем планируется разработка более совершенной комплексной математической модели движения вибромашин с технологическим грузом, формирование алгоритмов вычисления ударных нагрузок в их сопряжении с целью последующего роста напряженно-деформированного состояния и обоснования рациональных параметров вибромашин по критериям производительности, прочности, надежности и долговечности.

Список литературы: 1. Барчан С. М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 2. Грабовский А. В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харьков, 2010. – 181 с. 3. Горский А. И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. 4. Горский А. И., Дун С. Л., Израильсон М. С., Титов А. А. Исследование рабочего процесса выбивных инерционных решеток с использованием ЭЦВМ // Литейное производство. – 1977. – №7. – С. 28-30. 5. Барман В. А., Быховский И. И., Гольдштейн Б. Г. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с. 6. Кобринский А. Е., Кобринский А. А. Виброударные системы. – М.: Наука, 1973 – 591 с. 7. Improved sand and casting separation at Casting Limited / Foundry Trade j / 1981, 151, №3228, 964. 8. Стиваковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. – М.: Машиностроение, 1972. – 327 с. 9. Барман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 256 с. 10. Блехман П. П., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 410 с. 11. Орлов Г. М. Автоматизированные установки для выбивки литейных форм. – М.: Машгиз, 1961. – 131 с. 12. Горский А. И., Дун С. Л., Израильсон М. С., Титов А. А. Исследование рабочего процесса выбивных инерционных решеток с использованием ЭЦВМ // Литейное производство. – 1977. – №7. – С. 28-30. 13. Осмаков С. А., Брауде Ф. Г. Виброударные формовочные машины. – М.: Машиностроение, 1976. – 128 с. 14. Блехман П. П., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 410 с. 15. Жмуденко А. С., Лют Г. М. Экцентровая выбивная решетка. Авт. св. СССР № 1144765, кл. В22D29/02, Б.И. 1985, №10. 16. Гергея И. И., Ко-

зулькевич М. Р., Лозовой И. С. Математическое моделирование на ЭВМ рабочего режима выбивных инерционных решеток // Литейное производство. – 1989. – №10. – С. 23. 17. Горский А. И., Титов А. А. Автоматизация процессов литья и обработки давлением // Тр. 6 го сов-я по автомат. проц. маш-я. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 75-79. 18. Giroud A. Le decochage en fonderie et les machines pour chantiers automatiques / Hommes et fonderie. – 1986. – № 163. – PP. 19-25. 19. Козулькевич М. Р., Круш И. И., Фомичева Л. Я., Шифрин Л. М. Днепропетровский горный институт, Днепропетровск, Рукопись деп. в УКРНИИНТИ 30.10.1986г. – 9с. 20. Годес Я. Ю., Альтгаузен В. В. Моделирование ударных систем / Тр. Всесоюз. науч.-исслед. и проектно-констр. ин-та металл. маш-я/ 1969. – Сб. 24. – С. 233-238. 21. Сердюк Л. И. Основы теории, расчёт и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями. Дис. д-ра техн. наук: 05.02.02:01.02.06 / Харьк. Орд. Ленина и Орд. Октябр. рев-ии полит. ин-т им. В. И. Ленина. – X: 1991. 22. Сердюк Л. И. Динамика вибрационной установки с управляемым приводом // Изв. вузов. Машиностроение. – 1991. – № 10. – 12. – С. 14-18. 23. Сердюк Л. И. Экспериментальное исследование дебалансного вибровозбудителя // Управляемые механические системы. – Иркутск: ИПИ. – 1984. – С. 143-148. 24. Сердюк Л. И. Управляемые вибровозбудители – основа повышения эффективности вибрационных машин // Строит. и дор. машины. – 1987. – № 12. – С. 21-22. 25. Сердюк Л. И. Работа дебалансных вибровозбудителей при пуске и в установившемся режиме // Горные, строит., дор. и мелиорат. машины. – Киев: 1988. Вып. 41. – С. 132-136. 26. Сердюк Л. И. Некоторые особенности работы управляемых вибровозбудителей // Динамика механических систем. – Новосибирск: НЭТИ. – 1988. – С. 63-66. 27. Сердюк Л. И. Влияние параметров управляемого вибровозбудителя на мощность приводного двигателя. // Теория механизмов и машин. – Харьков: 1989. – Вып. 46. – С. 87-91. 28. Алексеенко А. В. Исследование процесса отделения смеси от отливок и эксплуатационной надёжности инерционных выбивных решеток. Дис. канд. техн. наук: 05.323 / Харьк. Орд. Ленина и Орд. Октябр. рев-ии полит. ин-т им. В. И. Ленина. – Харьков: 1971. 29. Анащенко Н. Н., Алексеенко А. В. Отделение отработанной формовочной смеси от отливок на инерционных выбивных решетках. // Сб. тр. ВИНИТАМШа, «Новое в машиностроении», Волгоград. – № 4. – 1971. 30. Дятчин В. З. Обрунтования параметров вибрационной живильника грохота с просторовыми колываниями короба. Дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / Национальный горничий университет. – Дніпропетровськ. – 2004. 31. Дятчин В. З. Создание, освоение и совершенствование вибрационных питателей-грохотов и просеивающих поверхностей к ним. // Всеукр. науч.-техн. журнал «Вибрации в технике и технологиях». – 2001. – № 3. – С. 21-23. 32. Франчук В. П., Дятчин В. З. Инженерная методика расчёта и выбора динамических параметров вибрационного питателя-грохота. // Научный вестник НГУ. – 2003. – Вып. № 7. – С. 53-56. 33. Гергея И. И. Совершенствование конструкций и методов расчёта вибрационных машин. Дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / Львовский орд. Ленина политехн. ин-т им. Ленинского комсомола. – Л. 1991. 34. Нисонский В. П., Гергея И. И., Козулькевич М. Р., Гуцуляк Ю. В. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С. 30-36. 35. Гергея И. И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах. // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С. 74-82. 36. Нисонский В. П., Гергея И. И., Козулькевич М. Р. Математическое моделирование многосекционного агрегата для выбивки крупных форм // Лит. пр-во. – 1991. – № 12. – С. 18. 37. Гергея И. И., Козулькевич М. Р., Лозовой И. С. Математическое моделирование на ЭВМ рабочего режима выбивных инерционных решеток // Лит. пр-во. – 1989. – № 10. – С. 23. 38. Калиниченко В. В. Обоснование рациональных параметров вибрационных грохотов для эффективного разделения влажной горной массы. Дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / Ин-т геолог. механики им. М. С. Полякова. – Днепропетровск. – 2003. 39. Ленда В. О. Вибрационные системы с комбинированным режимом динамического нагружения для энергосберегающих технологий переработки минерального сырья. Дис. д-ра. техн. наук: 05.05.06 / Ин-т геолог. механики им. М. С. Полякова. – Днепропетровск. – 2006. 40. Лапшин Е. С. Развитие вибрационного грохочения на основе усовершенствования модельных явлений кинетики процесса. Дис. д-ра. техн. наук: 05.15.11 / Ин-т геолог. механики им. М. С. Полякова. – Днепропетровск. – 2006. 41. Капленко Г. Г. Колебания фундаментов инерционных выбивных решеток литейного производства. Дис. канд. техн. наук: 05.23.02 / Приднепр. гос. ак-я строит. и арх. – Днепропетровск. – 2003. 42. Яковенко В. Б. Моделирование динамики вибрационных систем. Дис. д-ра техн. наук: 01.02.06 / Киевский политехн. ин-т. – Киев. 1993. 43. Силчи-Балгабаева В. Б. Обоснование динамических параметров и создание вибромашин с нелинейной асимметричной упругой характеристикой и бигармоническим возбуждением. Дис. канд. техн. наук: 05.02.09 / Днепропетровский нац. ун-т. – Днепропетровск. – 2004. 44. Тивалов А. Колебания твёрдого тела переменной массы на упругих амортизаторах. Дис. канд. техн. наук: 01.02.01 / Ин-т механики. – Киев. 1988. 45. Ахмедов А. Движение твёрдого тела переменной массы на упругих амортизаторах при гармонич-

ческих воздействиях. Дис. канд. техн. наук: 01.02.01 / Ин-т механики. – Киев. 1993. **46.** Берник П.С., Чубик Р.В. Перехідні процеси у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 25-34. **47.** Берник П.С. Исследование колебательного движения вибронно-планетарной установки. Вопросы вибронной технологии: Межвуз. сб. науч. статей. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2000. – С. 154-157. **48.** Денисов П.Д., Берник П.С. Регулируемые вибраторы. // Вибрации в технике и технологиях. – 2005. – № 1 (3). – С. 41-47. **49.** Берник П.С., Чубик Р.В. Алгоритм функціонування адаптивної системи керування приводом вібраційних технологічних машин. // Вибрации в технике и технологиях. – 2006. – № 1 (43). – С. 4-10. **50.** Божко А.Е., Пермяков В.И., Пушня В.А. Методы проектирования электромеханических вибро-возбудителей. – Киев: Наук. думка. – 1989. **51.** Чубик Р.В., Сіденко П.В. Оптимізація частотно-силових параметрів електродинамічного приводу вібраційних технологічних машин. // Зб. наук. праць. – Сер.: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава. – 2005. – Вип. 16. – С. 305-312. **52.** Зайцев О.І. Шатохин В.М., Чернов А.М. Моделирование технологических процессов у вибраційних технологічних апаратах з інерційним самоцентрувальним вібратором та асинхронним електродвигуном. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 116 – 126. **53.** Нісонський В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 170 – 177. **54.** Гереза И.И., Лозовой И.С., Козулькевич М.Р., Шона В.М. Обобщенная математическая модель колебательной системы с учётом изменения положения и величины технологической нагрузки. // Докл. АН УССР. – 1989. – №12. С. 32-35. **55.** Гереза И.И., Нісонський В.П. Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи. // Доп. НАН України. – 1994. – № 35. – С. 58-63. **56.** Нісонський В.П., Гереза И.И., Шона В.М. Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату. // Доп. НАН України. – 2000. – № 6. – С. 62-65. **57.** Нісонський В.П. Математична модель контактної взаємодії елементів багатосекційних агрегатів. // Доп. НАН України. – 2003. – № 12. – С. 51-57. **58.** Сердюк Л.И., Песковой С.С. О влиянии технологической загрузки на динамику вибронной машины. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 216-220. **59.** Філімоніхін Г.Б., Коваленко А.В. Дослідження процесу зрівноважування ротора двомаятниковим автобалансином із застосуванням програми SOLID WORKS і модуля MOTION. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 254-261. **60.** Дмитроченко О.Н. Эффективные методы численного моделирования динамики нелинейных систем абсолютно твердых и деформируемых тел // Дисс. на соиск. уч. ст. канд. физ.-мат. наук. **61.** Featherstone R. Robot dynamics algorithms // Kluwer, Boston. – 1987. **62.** Верещагин А.Ф. Компьютерное моделирование динамики сложных механизмов роботов-манипуляторов // Инженерная кибернетика. – Вып. 6. – С.65-70. **63.** Schwertassek R. Flexible bodies in multibody systems. – Computational methods in mechanical systems: mechanism analysis, synthesis and optimization / Jorge Angeles, Evrim Zakhariiev. p. cm. – NATO ASI series. Series F, Computer and systems sciences. – Vol. 161. – PP.329-363. **64.** Eichberger A. Simulation von Mehrkörper-systemen auf parallelen Rechnerarchitekturen // Universität-Gesamthochschule Duisburg, Fachbereich Maschinenbau, Dissertation. – 1993. **65.** Eichberger A. Transputer-Based Multibody System Dynamic Simulation, Part I: The Residual Algorithm – A Modified Inverse Dynamic Formulation, Part II: Parallel Implementation – Results // Mechanics of Structures and Machines, 22(2). – 1994. – PP. 211-261. **66.** Погорелов Д.Ю., Дмитроченко О.Н. Модификации метода отдельных тел для синтеза и решения уравнений движения систем тел // Тез. докл. междунар. конф. стран СНГ «Молодые учёные – науке, технологиям и профессиональному образованию». – М.: 2000, ч.3. – С.87-90. **67.** Pogorelov D. Differential-algebraic equations in multibody system modeling // Numerical Algorithms 19, Baltzer Science Publishers. – 1998. – PP.183-194. **68.** Pogorelov D. Some developments in computational techniques in modeling advanced mechanical systems // Proc. of IUTAM Symposium on Interaction between Dynamics and Control in Advanced Mechanical Systems, D. H. van Campen (Ed.), Kluwer Academic Publishers, Dordrecht. – 1997. – PP. 313-320. **69.** Schiehlen W. (Ed.) Multibody Systems Handbook, Springer. – Berlin, 1990. **70.** Далак Т.М., Нісонський В.П., Шона В.М. Дослідження динамічного режиму роботи віброгратки з урахуванням сил в'язкого опору // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. пр. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», – 2011. – № 22. – С.40-46.

Поступила в редакцію 16.10.2012