

В. А. Басараб

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ СМЕСЕЙ

*Киевский национальный университет строительства и архитектуры,  
пр-т Воздухофлотский, 31, 03037, Киев, Украина; e-mail: knuba@knuba.edu.ua*

**Abstract.** An interaction between the building mixture and working platform of the electromagnetic shock – vibration machine under conditions of vibrocompacting is studied. The physical model of building mixture is represented as a system with distributed parameters. The laboratory-test stand is constructed which includes vibroimpact set and PC – based data acquisition system. A complex of experimental research is carried out and the values of displacement and phase shift of layers of the building mixture in the conditions of vibrocompacting are obtained. The numeral technique for a calculation of the main parameters of "work environment-machine" system in conditions of interaction is used. A spectral analysis of the stress-strain state of a concrete mixture is carried out and regularity of its change in the process of vibrocompacting is carried out. A mathematical modeling is realized. A stable poly-frequency mode of motion of the shock – vibration machine is obtained. A new design of the vibration machine is proposed.

**Key words:** shock – vibration machine, work environment – machine, vibrocompacting, spectral analysis, poly-frequency mode of motion.

### 1. Введение. Актуальность темы.

Исследование динамики вибрационных машин, которые реализуют сложные нелинейные формы колебаний, в контексте решения прикладных задач, которые возникают во многих отраслях производства, актуально на сегодняшний день [2, 6, 10, 14, 16, 19]. Одной из сфер применения вибрационных технологий является строительное производство. Процесс уплотнения строительных смесей является основным процессом в технологии производства сборного железобетона и имеет решающее влияние на качество изделий, трудоемкость работ и технологическую эффективность.

В последнее время достаточно эффективными являются низкочастотные ударно-вибрационные технологии уплотнения, которые имеют значительную асимметрию ускорений [1, 4, 5, 12]. Много работ посвящено исследованию влияния рабочей среды на вибрационную машину. Преимущественно эти работы посвящены исследованию машин с гармоническим режимом движения. Существующие расчетные зависимости неполной мерой соответствуют современным требованиям, поскольку по большей части определяются по эмпирическим данным, которые являются действительными только в пределах исследований, во время которых они были получены. Обусловлено это тем, что отсутствует общепринятая модель процесса уплотнения, а также не определено реальное воздействие обрабатываемого материала на динамику электромагнитной ударно-вибрационной установки.

Решить проблему можно путем учета обрабатываемого материала с применением модели совместного движения рабочего органа вибромашины и рабочей среды, используя экспериментально-теоретическую модель смеси в дискретно-континуальных системах [1, 5, 11, 12]. Такой подход дает возможность определить рабочие парамет-

ры виброустановки, которые обеспечивали бы высокую производительность, уменьшение энергоемкости рабочего процесса и получение изделий высокого качества. Поэтому, вопрос определения динамических параметров электромагнитной ударно-вибрационной установки с учетом влияния рабочей среды (строительной смеси) является актуальным и своевременным.

## 2. Постановка задач исследований.

Цель работы заключается в исследовании закономерностей взаимодействия строительной смеси с рабочим органом электромагнитной ударно-вибрационной установки и определении расчетных зависимостей параметров машины при условиях высокой эффективности уплотнения и минимальных энергозатрат.

Для достижения поставленной цели необходимо:

теоретические исследования динамических параметров ударно-вибрационной установки при условии взаимодействия с рабочей средой;

экспериментальные исследования влияния рабочей среды на динамику ударно-вибрационной установки;

спектральный анализ напряжений, возникающих внутри смеси в зоне контакта «вибромашина – рабочая среда»;

теоретические исследования поличастотного режима движения рабочего органа вибромашины.

## 3. Теоретические исследования.

Установка представляет собой двухмассовую ударно-вибрационную автоколебательную систему (вибромашина), на которую установлена металлическая форма со строительной смесью, которая уплотняется под воздействием вибрации. Физическая модель системы показана на рис. 1, а. Влияние реакции рабочей среды в процессе колебаний на динамику ударно-вибрационной системы учитывается в уравнении движения массы  $m_1$  в виде контактной силы. В качестве физической модели использовалась система с распределенными параметрами. Схема приложения сил представлена на рис. 1, б. Для проведения исследований в качестве рабочей среды была использована бетонная смесь [1, 5, 11].

Исследуемая система состоит из массы  $m_1$  – рабочего органа и массы формы со смесью а также массы  $m_2$  – ударника. Колебания масс возбуждаются электромагнитом с силой тяги  $F_e$ . Соударение масс осуществляется через упругие элементы (резиновые буфера) жесткостью  $c_2$  с коэффициентом сопротивления  $b_2$ . Взаимное перемещение масс обеспечивается за счет упругих элементов (подвешивание ударника) жесткостью  $c_1$  с коэффициентом сопротивления  $b_1$ . Масса  $m_1$  виброизолируется от фундамента опорными упругими элементами (амортизаторами) жесткостью  $c_3$  с коэффициентом сопротивления  $b_3$ . При обеспечении условия виброизоляции, опорные упругие элементы не проявляют существенного влияния на движение системы, поэтому, можно принять,  $c_3 = 0$  и  $b_3 = 0$ .

Динамика системы описывается уравнениями движения масс и уравнением электромагнитной цепи [4]. Уравнение движения верхней массы

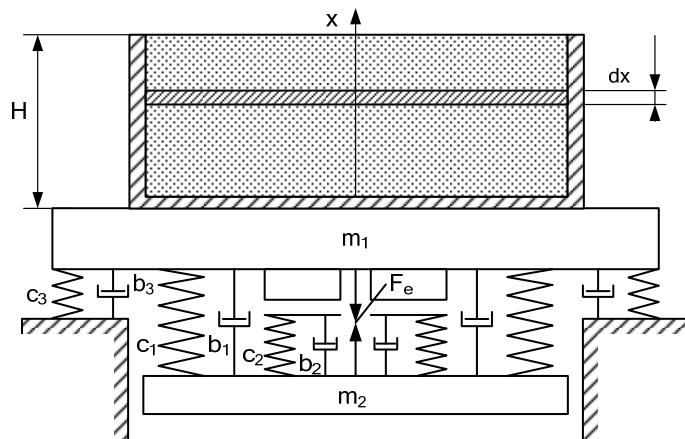
$$m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_3 \dot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_2 + x_k) + c_3 x_1 = -F_e, \quad (1)$$

где  $x_1, \dot{x}_1, \ddot{x}_1$  – соответственно перемещение, скорость и ускорение массы  $m_1$ .

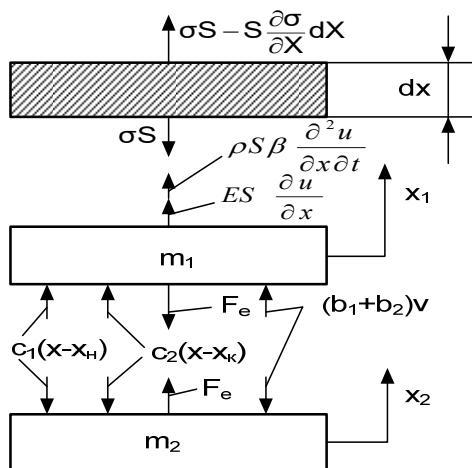
Уравнение движения ударника:

$$m_2 \ddot{x}_2 - (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) - c_2(x_1 - x_2 + x_k) = F_e, \quad (2)$$

где  $x_2, \dot{x}_2, \ddot{x}_2$  – соответственно, перемещение, скорость и ускорение массы  $m_2$ ;  $x_k = 0,003\text{ м}$  – зазор в магнитопроводе для предотвращения соударения статора и якоря электромагнита.



a



б

Рис. 1.

Уравнение электромагнитной цепи

$$\dot{\psi} = U - iR, \quad (3)$$

где  $\psi$  – полное потокосцепление, Вб;  $U$  – напряжение питания, В;  $i$  – ток в катушке, А;  $R$  – сопротивление катушки, Ом.

Сила тяги электромагнита

$$F_e = -\frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2}, \quad (4)$$

где  $a, b$  – соответственно, длина и ширина полюса статора электромагнита, м;  $x$  – координата относительного перемещения масс  $m_1, m_2$ .

В системе с распределенными параметрами реакция среды представлена в виде контактной силы (сила сопротивления рабочей среды):

$$F_{on} = S \left( E \frac{\partial u}{\partial x} + \rho\beta \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right), \quad (5)$$

где  $E \frac{\partial u}{\partial x}$ ;  $\rho\beta \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$  – составляющие, которые определяются путем решения волнового уравнения (13).

Рассматривая систему с распределенными параметрами, приведем основные допущения, принятые в модели:

сила упругости подвешивания ударника соответствует закону Гука;

при рассмотрении напряженно-деформированного состояния среды силы бокового сопротивления не учитывались, т.е. рассматривалась одномерная задача;

процессы, которые происходят в среде, подчиняются линейному закону;

Согласно принципу Даламбера, запишем уравнения движения системы с учетом силы сопротивления среды.

Уравнение движения рабочего органа

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m_1} \left[ -(b_1 + b_2)v - (c_1 + c_2)x + c_1x_n + c_2x_k + F_{on} - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right]. \quad (6)$$

Уравнение движения ударника

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{m_2} \left[ c_1x_n + c_2x_k - (c_1 + c_2)x - (b_1 + b_2)v - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right]. \quad (7)$$

Уравнение изменения потокосцепления

$$\frac{d\psi}{dt} = \left[ U - iR - \frac{L_0 a \psi b v}{(b+x)^2} \right] / \left[ \frac{L_0 a x}{b+x} + L_0 A D e^{D\psi} + 1 \right]. \quad (8)$$

Далее находим значения функций

$$v_{1i} = v_{1i-1} + \Delta v_{1i}; \quad v_{2i} = v_{2i-1} + \Delta v_{2i}; \quad v = v_1 + v_2; \quad (9)$$

$$x_{1i} = x_{1i-1} + v_{1i} \Delta t; \quad x_{2i} = x_{2i-1} + v_{2i} \Delta t; \quad x = x_1 + x_2 + x_k; \quad (10)$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta t}; \quad \ddot{x}_2 = \frac{\Delta v_2}{\Delta t}; \quad (11)$$

$$\psi = \psi + \Delta \psi, \quad (12)$$

где  $x = x_1 + x_2 + x_k$  – координата относительного положения масс;  $v, v_1, v_2$ , м/с – соответственно, относительная скорость масс  $m_1$  и  $m_2$ , скорости масс  $m_1$  и  $m_2$ ;  $L$  – индуктивность катушки, Гн.

Решаем систему уравнений (6) – (8) численным методом Рунге – Кутты 1-го порядка точности с помощью программы Mathcad. По данному алгоритму создана программа расчета параметров системы, которая дает возможность получать числовые либо графические данные динамических параметров как вибрационной машины, так и рабочей среды.

Расчетные параметры получены при таких исходных данных: масса рабочего органа и строительной смеси  $m_{p.o+\delta.c} = 100$  кг; масса ударника  $m_2 = 25$  кг; частота работы вибрационной машины  $f = 20$  Гц; плотность смеси  $\rho = 2400$  кг/м<sup>3</sup>; динамический модуль деформации смеси  $E = 24$  МПа; скорость распространения волн деформации в смеси  $c = 100$  м/с; коэффициент затухания волн деформации по высоте смеси  $\zeta = 4,16$  м<sup>1</sup>. Значения  $E, c, \zeta$  – получено по результатам экспериментальных исследований.

Как известно [1, 5, 11, 13, 16] движение среды с распределенными параметрами описывается волновым уравнением. В случае учета упруго-вязких свойств среды уравнение движения слоя смеси запишем следующим образом:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \beta \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t}, \quad (13)$$

где  $c = \sqrt{E/\rho}$  – скорость распространения волн деформации в смеси, м/с;  $u(x, t)$  – перемещение элементарного слоя смеси в точке  $x$  в момент времени  $t$  относительно начального положения;  $\beta$  – коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Для определения составляющих  $\partial u / \partial x$  та  $\partial^2 u / \partial x \partial t$  необходимо решить волновое уравнение (12). Для этого, определяя функцию  $u(x, t)$  необходимо задать начальные и граничные условия. В начальный момент среда находится в состоянии покоя, поэтому ее скорость равна нулю, т.е.  $\partial u / \partial t = 0$ . Граничные условия в точке  $x = H$  определяются отсутствием нормальных напряжений, т.е.

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=H} = 0 \text{ или } \frac{\partial u}{\partial x} = \xi(H, t) = 0.$$

Если закон движения в точке  $x = 0$  в любой момент времени  $t$  представить в виде  $x = f(t)$ , тогда граничное условие для  $u(x, t)$  при  $x = 0$  будет иметь вид  $u(0, t) = x(t)$ .

Поставленная задача решена методом Даламбера [1, 13, 18].

Если обозначить  $x_1(t)$  – перемещение рабочего органа вибромашины, тогда общее решение с учетом затухания запишем в виде

$$u(x, t) = x_1 \left( t - \frac{x}{c} \right) e^{-\zeta x} + x_1 \left( t - \frac{2H - x}{c} \right) e^{-\zeta(2H - x)}, \quad (14)$$

где  $\zeta$  – коэффициент затухания волны по высоте смеси (определяется экспериментально).

Запишем начальные и граничные условия:

$$\text{при } t = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial t} = 0; \quad \text{при } x = H \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \xi(H, t) = 0; \quad \text{при } x = 0 \quad u(0, t) = x_1(t).$$

Общее решение волнового уравнения имеет вид

$$u(x, t) = x_{1-\varphi}(t) e^{-\zeta x} + x_{1-\nu}(t) e^{-\zeta(2H - x)}. \quad (15)$$

В соответствии с общим решением волнового уравнения (15) найдем составляющие силы сопротивления (5) среды.

Относительная деформация произвольного слоя смеси

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \xi \Big|_{x=x_{uc}} = -x_{1-\varphi} \zeta e^{-\zeta x} + x_{1-\nu} \zeta e^{-\zeta(2H - x)}. \quad (16)$$

Относительная деформация слоя смеси в зоне контакта

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \xi \Big|_{x=\Delta x} = -x_{1-\varphi} \zeta e^{-\zeta \Delta x} + x_{1-\nu} \zeta e^{-\zeta(2H - \Delta x)}. \quad (17)$$

Скорость движения слоя смеси

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} = \frac{\left( \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_j - \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{j-1} \right)}{\Delta t}, \quad (18)$$

где  $\nu = (2H - \Delta x) / (c \Delta t)$  – количество численных (расчетных) шагов опоздания волны, отраженной от верхней границы, при достижении контактного слоя смеси со скоростью  $c$ ;  $\varphi = x_{\text{шс}} / (c \Delta t)$  – количество шагов опоздания падающей волны при достижении слоя смеси высотой  $x_{\text{шс}}$ ;  $\nu = (2H - x_{\text{шс}}) / c \Delta t$  – количество численных шагов опоздания волны, отраженной от верхней границы, при достижении слоя смеси высотой  $2H - x_{\text{шс}}$ ;  $\Delta x = c \Delta t$  – элементарный слой смеси.

Вышеупомянутые расчеты системы уравнений произведены в соответствии с методикой численного метода.

Следующий этап заключался в исследовании зависимостей динамических параметров вибромашины от времени задержки на включение питания электромагнитов  $t_z$  (с) и жесткости упругой подвески ударника  $C_1$  (Н/м).

В результате анализа зависимостей основных параметров работы машины от  $t_z$  (рис. 2) установлено, что частота ударов изменяется в среднем на 15%, полуразмах колебаний – на 30%, мощность – более чем на 100%.

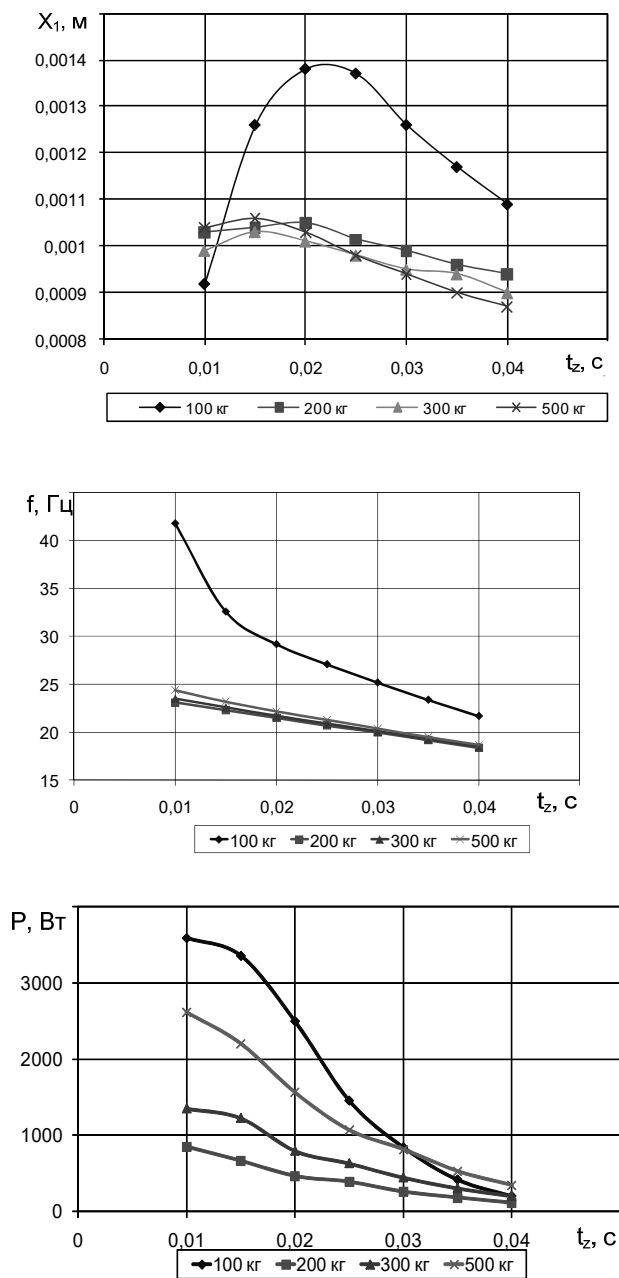


Рис. 2

Характер изменения полуразмаха и мощности в зависимости от жесткости упругой подвески является нелинейным и рациональным в пределах допустимых параметров работы машины. Полуразмах колебаний рабочего органа изменяется на 100%, мощность – более чем на 100%. Частота колебаний рабочего органа изменяется в пределах 30%. На графиках (рис. 2) показаны результаты теоретических исследований динамических параметров при условии изменения грузоподъемности вибромашины от 100 до 500 кг. На рис. 2 показано  $X_1 = f(t_z)$  – график зависимости амплитуды колебаний рабочего органа вибромашины от  $t_z$ ;  $f = f(t_z)$  – графики зависимости изменения частоты работы вибромашины от  $t_z$ ;  $P = f(t_z)$  – графики изменения электрической мощности, что потребляется вибромашиной.

#### 4. Экспериментальные исследования.

Для проведения экспериментальных исследований разработан опытно-экспериментальный комплекс (рис. 3), который состоит из ударно-вибрационной установки и аппаратуры приёма и обработки сигнала.

Верхняя масса представляет собой массу рабочего органа 1, на которую установлена форма 17 со смесью, которая уплотняется, и массу статора 3 электромагнита с катушкой 15. Верхняя масса виброизолируется от фундамента опорными амортизаторами 11. Нижняя масса представляет собой массу ударника 16 с ярком 14 электромагнита. Ударник соединен с рабочим органом упругими элементами 18. Массы соударяются через буферные элементы 12, зазор в которых меньше чем зазор в магнитопроводе электромагнита. Между рабочим органом и ударником установлен прерыватель питания 13, который является элементом обратной связи в схеме управления блоком питания.

Виброблок работает следующим образом. При протекании тока в катушке, под воздействием электромагнитной силы массы сближаются и сжимают упругие элементы подвешивания ударника. При заданном положении масс (в начальный момент удара или немного раньше), прерыватель обесточивает катушку.

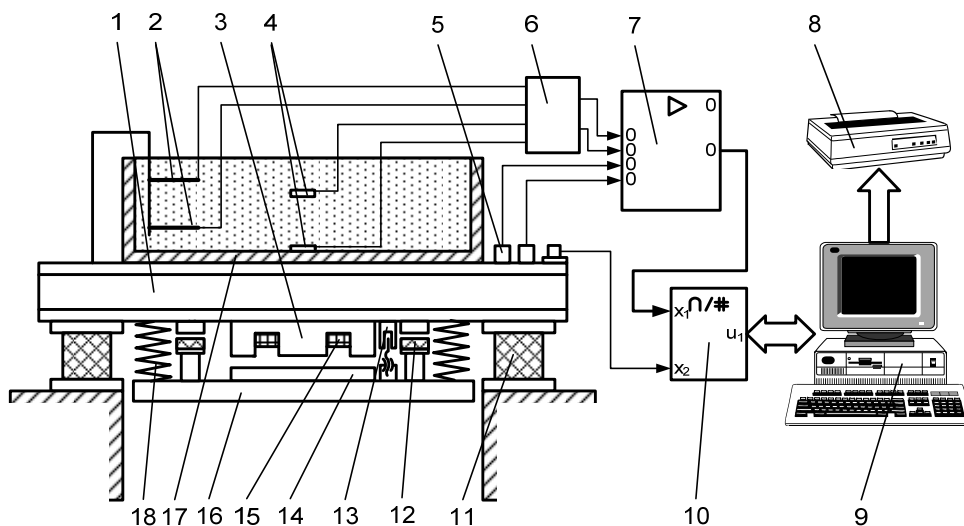


Рис. 3

Под воздействием силы тяги электромагнита, что создается остаточным током, массы продолжают сближаться и сжимают буферные элементы. Далее, под воздействием потенциальной энергии сжатия буферов и подвешивания ударника, а также за

счет восстановления скорости после удара, массы отдаляются. Через установленный интервал времени (в начальный момент сближения масс или немного позже) реле времени, которое включено в схему управления, подает питание на катушку и цикл повторяется.

Определение параметров взаимодействия среды с рабочим органом установки было выполнено с помощью тензометрического оборудования. Для исследования волновых явлений в смеси использовались тензометрические датчики напряжений [3]. Запись перемещения слоев смеси выполнена при помощи нестандартных датчиков, которые представляют собой консольные пластинки размером  $(B \times L \times H) = 20 \times 160 \times 1,2$  мм. Чувствительными элементами датчиков являются тензорезисторы, соединенные по полумостовой схеме.

Во время работы установки сигналы от тензодатчиков усиливались с помощью тензостанции, далее сигнал поступал к аналогово-цифровому преобразователю (АЦП). АЦП по специальной программе осуществлял считывание сигнала, преобразование его в цифровой код, а также изображение графиков на экране ЭВМ. Построение графиков и их анализ проведен с помощью программ MS Office и Mathcad.

Оценка реакции среды на движение рабочего органа виброустановки сводилась к определению параметров напряженно-деформированного состояния рабочей среды, с дальнейшим учетом в уравнениях движения вибромашины.

Исследования проведены для полного цикла уплотнения смеси, который определялся по осадке поверхности и при условии выделения цементного раствора на поверхности смеси. Во время проведения исследований использовалась основная форма  $- b \times h \times l = 0,4 \times 0,3 \times 0,6$  м и метровая форма  $- b \times h \times l = 0,2 \times 0,4 \times 1$  м.

Следует отметить, что датчик напряжений, жестко установленный на дне формы, фиксировал скачек напряжения во время удара, что сопровождалось возникновением гармонических составляющих высокой частоты. Этот эффект можно объяснить резким изменением характера ускорения рабочего органа при ударе и при отрыве ударника на участке обратного движения. Во время удара значение напряжения составляет для датчика, который размещен на дне формы  $P = 0,037$  МПа, для датчика, который размещен в смеси  $P = 0,028$  МПа.

Анализ записей показаний датчиков свидетельствует, что перемещение слоев смеси изменяется пропорционально высоте смеси и в противофазе к изменению напряжения в среде.

Для измерения перемещения и угла сдвига фаз слоев строительной смеси по высоте формы была использована метровая форма с 8-ю установленными тензометрическими датчиками (рис. 4).

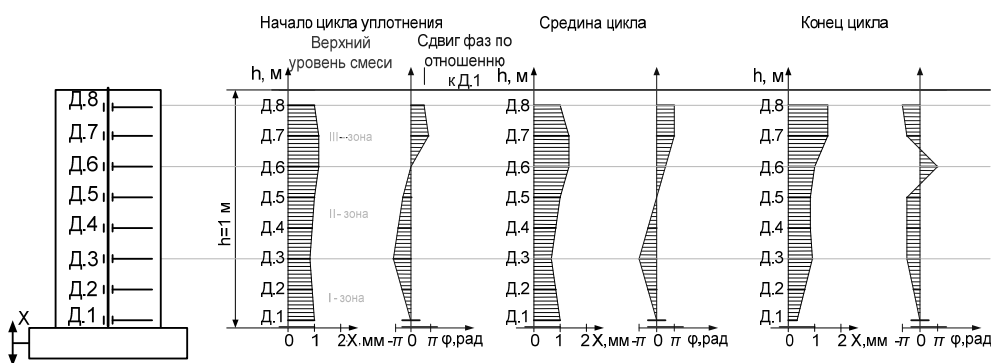


Рис. 4.

Анализ результатов показал следующее: в условиях свободного (подвижного) закрепления датчиков на штативе, слой смеси на уровне s.1, s.2, s.3 при высоте 0,3 м имеют амплитуду перемещения 0,1 ... 0,3 мм с небольшим сдвигом фаз в начальный момент уплотнения. Смесь на уровне s.4, s.5, s.6 характеризуется сложным движением – пропорционально перемещению рабочего органа с противофазными показаниями датчиков. Амплитуда перемещения в данной зоне составляет 0,1 ... 0,5 мм, что



связано с активным формообразованием. Если сравнить результаты экспериментальных исследований с теоретическими, то можно сделать вывод, что при условии представления среды дискретными моделями, строительная смесь движется с небольшим опозданием по отношению к движению рабочего органа. Поэтому для данной зоны целесообразно использовать дискретную модель [18]. На уровне s.7, s.8 амплитуда перемещения составляет 0,7 ... 1,2 мм, характер движения – сложный знакопеременный, отличается как от нижних, так и от средних слоев. Для данной высоты смеси ( $h > 0,5$  м) целесообразно использовать волновую модель для описания закона движения смеси [1, 5, 7, 11, 13,].

Исходя из вышеизложенного, можно предположить наличие в смеси условно 3-х зон – контактной, переходной и верхней. Исходя из характера движения смеси во времени можно также весь цикл уплотнения разделить на 3 условных периода: период интенсивного осаждения смеси и формообразования  $t = 0 \dots 10$  с; период формообразования и перераспределения компонентов смеси  $t = 10 \dots 30$  с; период перераспределения напряжений и деформаций с высокой интенсивностью гармонических составляющих высокой частоты  $t = 30 \dots 80$  с.

Закон деформирования строительной смеси по гипотезе Кельвина – Фойгта запишем в виде [1]:

$$\sigma = E\varepsilon + k_0 \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (19)$$

где  $\sigma$  – напряжение, Па;  $\varepsilon = \partial u / \partial x$  – относительная деформация;  $E$  – модуль упругости, Па;  $k_0$  – динамическая вязкость, Па·с;  $\beta = k_0 / \rho$  – кинематическая вязкость м<sup>2</sup>/с.

Значения коэффициентов  $k_0$  и  $\beta$  найдено за результатами экспериментальных исследований.

Если  $\sigma_{\max}^{\text{нов}} = 20$  кПа, тогда:

$$\frac{\varepsilon}{t} = \frac{0,0035}{0,01} = 0,35 \text{ с}^{-1}; \quad k_0 = \frac{20 \times 10^3}{0,35} = 57142,8 \text{ Па} \cdot \text{с}; \quad \beta = \frac{k_0}{\rho} = \frac{57142,8}{2400} = 23,8 \text{ м}^2/\text{с},$$

где  $t = 0,01$  с – время нарастания напряжения до значения относительной деформации  $\varepsilon$ , (по экспериментальным данным);  $\rho = 2400$  кг/м<sup>3</sup> – плотность строительной смеси.

Таким образом, получены основные необходимые параметры для решения уравнений движения вибромашины при условиях взаимодействия со строительной смесью, которая представлена в виде модели с распределенными параметрами.

### 5. Спектральный анализ записи изменения напряжения в зоне контакта «форма – смесь».

Одним из методов оценки качественной характеристики взаимодействия системы «вибромашина – рабочая среда» является спектральный анализ сигнала [6, 15, 17, 18]. Целью спектрального анализа в соответствии с принципом суперпозиции является подача (аппроксимация) периодических колебаний рабочей среды суммой гармоник для определения отклика среды (строительной смеси) и ее влияние на сложный характер движения рабочего органа вибромашины.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

1. Получение количественных и качественных характеристик экспериментального сигнала взаимодействия системы «вибромашина – рабочая среда».

2. Анализ полученных спектральных характеристик для уточнения модели взаимодействия вибромашины и рабочей среды.

3. Разработка рекомендаций по результатам исследований, более эффективных режимов движения вибрационной машины.

Найдем коэффициенты ряда Фурье. Для определения коэффициентов ряда воспользуемся численным методом. Для этого выражения

$$a_0 = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m, t) dt; \quad a_n = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m, t) \cos(n\omega t) dt; \quad b_n = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m, t) \sin(n\omega t) dt; \quad (20)$$

приведем к более удобному виду

$$a_0 = \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \Delta t; \quad a_n = \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \cos(n\omega t) \Delta t; \quad b_n = \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \sin(n\omega t) \Delta t, \quad (21)$$

где  $\omega$  рад/с – угловая скорость колебаний рабочей среды;  $\sigma(m, t)$  – массив числовых данных изменения напряжения в рабочей среде;  $n$  – порядковый номер гармонической составляющей;  $m$  – количество элементов массива экспериментальных числовых данных;  $\tau = 0,05$  с – период колебаний вибромашины принят исходя из рекомендаций по вибрационному формованию[5].

Определение коэффициентов ряда (21) выполнялось численным методом при помощи программы Mathcad.

По результатам анализа экспериментальных осциллограмм установлено, что спектр взаимодействия системы «вибромашина – рабочая среда» изменяется во время цикла уплотнения, поэтому данные для спектрального анализа были отобраны для двух характерных периодов движения системы в виде выборок массива данных. Далее по полученным коэффициентам построен тригонометрический ряд Фурье

$$F(t) = \sum_n [a_n \sin(n\omega t) + b_n \cos(n\omega t)]. \quad (22)$$

Анализируя график (рис. 5, а) можно сделать вывод, что доминирующими гармониками спектра для первой стадии уплотнения являются, соответственно, 1-я, 4-я и 8-я. Это подтверждает тезис о том, что начальный этап характеризуется процессом формообразования и смесь еще не имеет достаточной объемной жесткости. Несколько иная ситуация для второго этапа уплотнения. Спектр амплитуд напряжений в зоне контакта плавно смещается в сторону 2-й, 5-й и 7-й гармоник (рис. 5, б). По мере уплотнения смесь изменяет свои свойства, что, соответственно, отображается в спектре взаимодействия. Можно сделать вывод, что конечный этап уплотнения характеризуется существенным увеличением влияния высших гармонических составляющих. На данном этапе можно сделать следующие выводы: во-первых, качественное изменение спектра взаимодействия можно рассматривать как критерий качества процесса уплотнения смеси и во-вторых, с точки зрения энергетики процесса значительная часть энергии, что поглощается высшими гармоническими составляющими обычно не учитываются в исследовании динамики вибрационной машины.

На начальной стадии уплотнения (рис. 5, а) максимальный вклад в спектр изменения напряжения вносит 1-я гармоника ( $\omega_1 = 62,83$  рад/с), второй пик соответствует 4-й гармонике ( $\omega_4 = 251,33$  рад/с), третий максимум устанавливает 8-я гармоника ( $\omega_8 = 502,65$  рад/с).

На конечной стадии уплотнения (рис. 5, б) максимальный вклад в спектр изменения напряжения вносит 2-я гармоника ( $\omega_2 = 125,66$  рад/с), второй пик соответствует 5-й гармонике ( $\omega_5 = 314,16$  рад/с), третий пик соответствует 7-й гармонике ( $\omega_7 = 439,8$  рад/с).

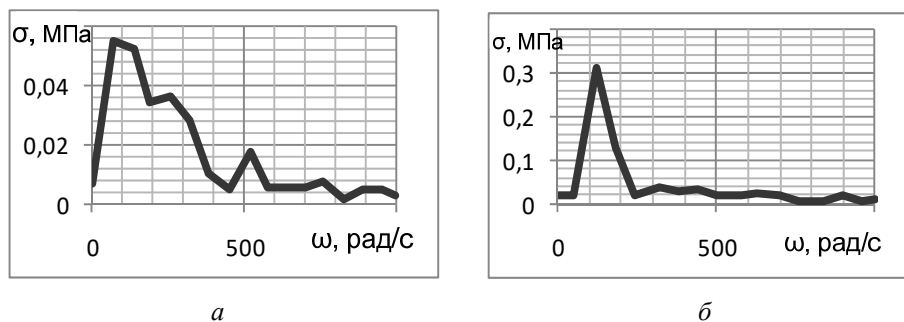


Рис. 5.

Качественное изменение спектра взаимодействия как критерий эффективности процесса уплотнения может служить средством управления электропривода в системе обратной связи. Как показывает анализ экспериментальных данных, интенсивная генерация высших гармонических составляющих осуществляется во время резкого изменения характера кривой ускорения рабочего органа. Этот факт наталкивает на мысль о целесообразности использования сложных нелинейных режимов движения рабочего органа вибромашины для уплотнения строительных смесей.

#### **6. Исследование поличастотного режима движения рабочего органа вибромашины.**

В результате проведения экспериментальных исследований установлено, что спектр напряжений среды в зоне контакта «вибромашина – рабочая среда» во время уплотнения смещается в направлении высоких частот. Экспериментальными исследованиями установлено высокую эффективность влияния на процесс уплотнения поличастотного характера движения рабочего органа вибромашины. Строительные смеси представляют собой сложную многокомпонентную среду и целесообразность применения нелинейных режимов вибрационного воздействия является подтвержденной и есть предметом дальнейших научных исследований [2, 8, 10, 14].

Исследованию влияния поличастотного характера движения рабочего органа вибромашины на эффективность уплотнения строительных смесей посвящено много работ [9, 11, 13]. Практическое применение указанного положения в основном сводится к реализации принципа суперпозиции, т.е. поличастотный характер движения вибромашины создается за счет наличия разночастотных вибровозбудителей колебаний. Таким образом в рабочей среде генерируется сложный спектр напряжений, благодаря чему и достигается эффект повышения качества уплотнения.

В процессе виброуплотнения происходит передача вибрационной энергии от рабочего органа вибромашины к рабочей среде. Вследствие этого в среде происходит изменение напряженно-деформированного состояния, которое сопровождается удалением воздуха, равномерным распределением вяжущего, перекомпоновкой компонентов смеси и их уплотнением.

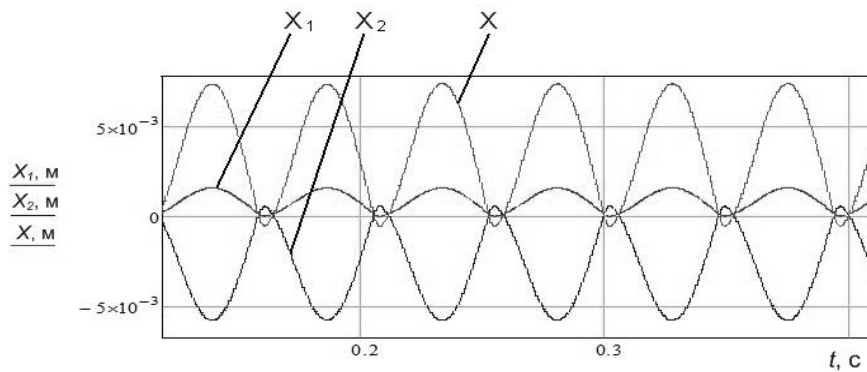
Известно, что процесс виброуплотнения строительной смеси с точки зрения эффективности влияния различных параметров вибрации является достаточно противоречивым. Основная частота работы вибромашины является оптимальной при наиболее характерных для данных условий уплотнения параметрах (напряженно-деформированное состояние среды, энергия, которая поглощается смесью, время уплотнения и др.) однако значительная часть диапазона энергетического спектра колебаний ( $n\omega$ ,  $n = 2, \dots, N$ ) не передается рабочей среде. Низкочастотная форма колебаний имеет хорошую проникаемость в толщу смеси, но не всегда эффективно «воспринимается» рабочей средой в процессе уплотнения. В противоположность этому высокочастотная форма колебаний является носителем энергии высокой интенсивности, но имеет низкую степень проникаемости и быстро поглощается средой.

Решение этой задачи следует искать в рациональном сочетании низкочастотных (несущих) и высокочастотных (накладываемых) режимов колебаний рабочего органа. Логическим итогом вышесказанного является необходимость создания вибромашины, которая имеет возможность реализовывать поличастотный характер движения рабочего органа и тем самым обеспечить необходимый по технологии режим взаимодействия системы «вибромашина-рабочая среда».

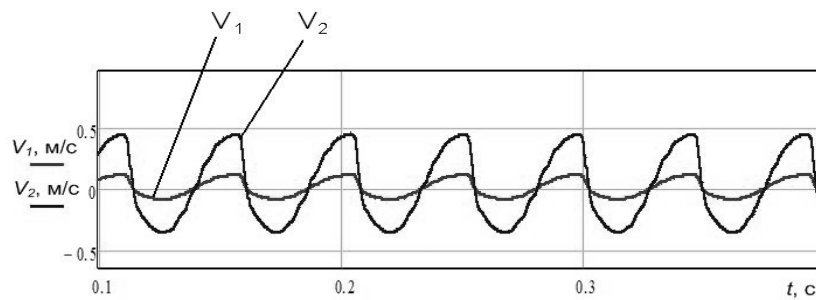
Управление электромагнитной ударно-вибрационной системой осуществлено с помощью изменения жесткости подвешивания ударника  $C_1$  и изменения времени задержки на включение питания электромагнитов  $t_z$  [4], что дает возможность управлять амплитудно-частотными характеристиками вибромашины.

Для создания поличастотного режима колебаний наиболее «удобным» параметром динамической системы является жесткость пружины  $C_1$ , но изменять жесткость механической системы с частотой, которая превышает основную частоту работы машины не является эффективным способом и требует дополнительных затрат энергии. Поэтому было принято решение заменить механическое упругое подвешивание электромагнитным подвешиванием ударника.

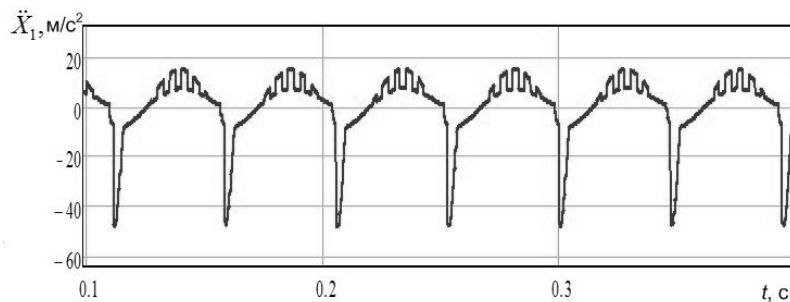
В режиме компьютерного моделирования в программе Mathcad были проведены исследования изменения параметров работы машины при условии изменения жесткости упругого подвешивания в междуударный период. По результатам моделирования получен устойчивый поличастотный характер движения рабочего органа (рис. 6, в).



a



б



в

Рис. 6

На рис. 6 показаны основные параметры работы вибрационной машины: перемещение рабочего органа  $X_1$ , ударника  $X_2$  и относительное перемещение масс  $X$ , (м) (рис. 6, а); скорость рабочего органа  $V_1$  и скорость ударника  $V_2$  (м/с) (рис. 6, б); ускорение рабочего органа  $\ddot{X}_1$  (м/с<sup>2</sup>) (рис. 6, в) при условии действия функции управления жесткостью упругого подвешивания ударника  $C_1 = f(t)$  по прямоугольному закону.

В качестве функции управления жесткостью упругого подвешивания ударника применен треугольный (пилообразный), прямоугольный и закон синуса. Моделирование проводилось при таких начальных условиях: грузоподъемность виброустановки 100 кг, жесткость  $C_1 = 80000 \dots 480000$  Н/м, время задержки  $t_z = 0,03 \dots 0,04$  с.

В режиме компьютерного моделирования получен устойчивый поличастотный характер движения вибрационной машины при условии изменения функции управления в принятых границах по всем трем законам, которые указаны выше. Однако, во-

прос выбора оптимального закона изменения жесткости упругого подвешивания остается предметом дальнейших исследований.

Рекомендованные рациональные частоты функции управления упругостью подвешивания ударника по результатам Фурье анализа экспериментальных данных:

$$\omega_1 = 62,8 \text{ рад/с} ; \omega_2 = 125,66 \text{ рад/с} ; \omega_4 = 251,33 \text{ рад/с} ; \omega_5 = 314,16 \text{ рад/с} .$$

Следующим этапом исследований была разработка новой конструкции машины.

Поставленная задача решается путем усовершенствования существующей машины за счет установки магнитного подвешивания ударника, а также электромагнитов-соленоидов, которые дают возможность при помощи системы управления создавать переменный амплитудно-частотный спектр колебаний (рис. 7).

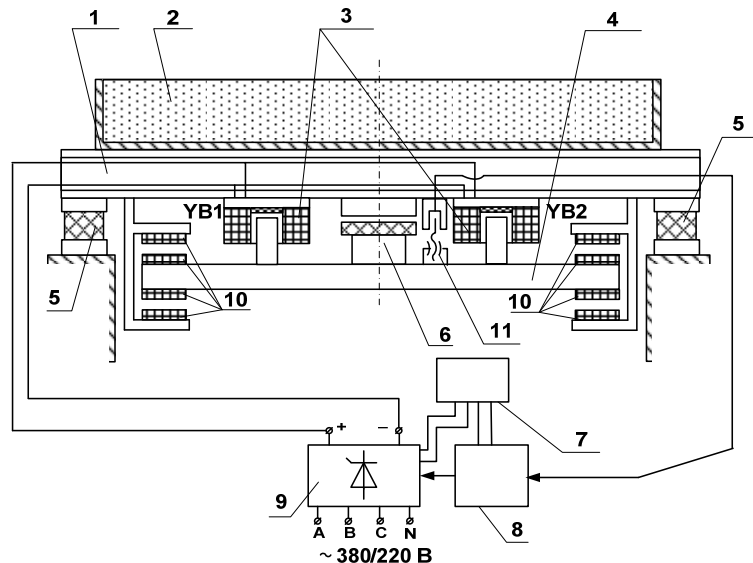


Рис. 7

Для эффективной работы виброустановки разработана схема управления, которая построена на базе современного программируемого микроконтроллера PIC 16C47. Применение схемы управления дает возможность программно управлять работой вибромашины в соответствии с технологическими требованиями.

Установка работает следующим образом:

Форма со смесью 2 устанавливается на рабочий орган 1 и закрепляется. Ударник 4, удерживаясь магнитным полем постоянных магнитов 10, находится в рабочем положении. На обмотку статора электромагнитов-соленоидов (YB1, YB2) 3 подается выпрямленный ток от тиристорного выпрямителя 9. Под действием электромагнитной силы ударник 4 притягивается к рабочему органу 1 и ударяет по нему буферным элементом 6. В момент удара (или немного раньше) индукционный датчик 11, включенный в блок управления 8, обесточивает катушку. Далее, под воздействием потенциальной энергии сжатия буфера и реакции магнитного поля подвешивания ударника, а также за счет восстановления скорости при ударе, массы отдаляются. В момент отрыва буфера (или немного позже) энергия питания подается к электромагнитам-соленоидам через программируемый микроконтроллер 7 по установленному закону (с частотой, которая превышает основную частоту работы машины), обеспечивая при этом реализацию поличастотного режима передачи энергии от рабочего органа к среде. Через заданный интервал времени (в начальный момент сближения масс или немного позже) реле времени, включенное в блок управления, подает питание, и цикл повторяется. Опорные амортизаторы 5 выполняют виброизолирующую функцию.

Новая конструкция вибрационной машины дает возможность повышения качества уплотнения строительных смесей за счет реализации поличастотного режима передачи энергии от рабочего органа к среде.

### Заклучение.

Проведены теоретические исследования и получены основные динамические параметры работы вибрационной машины с учетом рабочей среды, которая представлена моделью с распределенными параметрами.

По результатам экспериментальных исследований построены аппроксимированные зависимости перемещения и угла сдвига фаз слоев строительной смеси по высоте формы, которые дают возможность уточнить математическую модель взаимодействия рабочего органа вибромашины и рабочей среды.

Проведен Фурье-анализ экспериментальных данных взаимодействия рабочего органа вибромашины со средой, а также установлен рациональный частотный спектр передачи вибрационной энергии в системе «вибромашина – рабочая среда».

В режиме математического моделирования получен устойчивый поличастотный характер движения рабочего органа вибромашины.

Предложена новая конструкция вибрационной машины, которая имеет возможность реализовывать поличастотный режим движения, и, таким образом, повысить эффективность процесса уплотнения строительной смеси.

**РЕЗЮМЕ.** Досліджено взаємодію будівельної суміші з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної установки в процесі віброуцільнення. Фізичну модель будівельної суміші представлено у вигляді системи з розподіленими параметрами. Створено дослідно-експериментальний стенд, що включає ударно-вібраційну установку та апаратуру прийому, запису та аналізу даних. Проведено комплекс експериментальних досліджень і отримано значення переміщення та зсуву фаз шарів будівельної суміші в умовах віброуцільнення. Для аналізу основних параметрів взаємодії системи «робоче середовище – машина», застосовано чисельну методику розрахунку. Здійснено спектральний аналіз напружено-деформованого стану бетонної суміші та отримано закономірність його зміни в процесі ущільнення. Проведено математичне моделювання та отримано стійкий полічастотний режим руху ударно-вібраційної машини. Запропоновано нову конструкцію вібраційної машини.

1. *Афанасьев А.А.* Технология импульсного уплотнения бетонных смесей. – Москва: Стройиздат, 1987. – 166 с.
2. *Бабицкий В.И., Крупенин В.Л.* Колебания в сильно нелинейных системах. – Москва: Наука, 1985. – 320 с.
3. *Баранов Д.С.* Тензометрические приборы для исследования строительных конструкций. – Москва: Стройиздат, 1971. – 166 с.
4. *Баранов Ю.А.* Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Респуб. межвед. науч.-технич. сборник. – Киев: Техника, 1990, вып.43. – С. 69 – 72.
5. *Гусев Б.В., Демин А.Д., Крюков Б.И. и др.* Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей. – Москва: Стройиздат, 1982. – 150 с.
6. *Ден-Гартог Дж.П.* Механические колебания. – Москва: Физматгиз, 1960. – 580 с.
7. *Жермен П.* Курс механики сплошных сред. – Москва: Высш. шк., 1983. – 399 с.
8. *Закржевский М.В.* Колебания существенно нелинейных механических систем. – Рига: Зинатне, 1980. – 190 с.
9. *Маслов А.Г.* Определение параметров поличастотной виброплощадки для формирования железобетонных изделий // Горные, строительные и дорожные машины. – 1984. – № 37. – С. 107 – 113.
10. *Митропольский Ю.А.* Нелинейная механика. Асимптотические методы. – Киев: Ин-т математики НАН Украины, 1995. – 397 с.
11. *Овчинников П.Ф., Бабий В.С.* Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара. – Кишинев: Штиинца, 1976. – 134 с.
12. *Олехнович К.А.* Выбор технологических режимов уплотнения бетонных смесей на виброплощадках // Бетон и железобетон. – 1976. – № 10 – С. 10 – 12.
13. *Осмаков С.А., Брауде Ф.Г.* Виброударные формовочные машины. – Ленинград: Стройиздат, 1976. – 128 с.
14. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.
15. *Радиотехника: энциклопедический учебный справочник: Учеб. пособие / Под ред. Ю.Л. Мазора, С.А. Мачуського, В.И. Правди.* – Киев: Высш. шк., 1999. – 838 с.
16. *Хайкин С.Э.* Физические основы механики. – Москва: Наука, 1971. – 751 с.
17. *Харкевич А.А.* Спектры и анализ. – Москва: Физматгиз, 1962. – 236 с.
18. *Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т.* Механические колебания. Пер. с англ. – Москва: Машиностроение, 1966. – 508 с.
19. *Larin V.B.* Correcting the Parameters of Undamped Mechanical Systems // Int. Appl. Mech. – 2017. – 53, N 1. – P. 111 – 115.

Поступила 04.03.2019

Утверждена в печать 03.03.2020