

сумішей різної рухливості. Автореферат кандидатської дисертації. Харків: ХДТУБА, 2013. – с. 20.
 7. Пенчук В.А., Лукьянец В.Б., Мирончик Н.А. Особенности технологических процессов в гра-

витационных смесителях со струнным интенсивитатором // Теорія і практика будівництва. – 2012. - №10. - С. 54-57.

УДК 666.97.033.16

Емельяненко Н.Г.

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВИБРОПРЕССА

Введение. Востребованными в современном строительстве остаются мелкоштучные изделия из бетона (архитектурный облицовочный кирпич, тротуарная плитка широкой гаммы форм и оттенков, цельные и пустотелые блоки, бордюры), изготавливаемые методами вибрационного прессования. Такие технологии являются экологически чистыми, вибропрессовое оборудование дешевле и занимает меньше площади, а удельный расход энергии в несколько раз ниже при высоких показателях прочности, морозостойкости, звукоизоляции и огнестойкости изделий. Существует потребность в повышении технического уровня и эффективности вибрационных прессов, совершенствовании их конструкций, развитии теоретической, расчётной и проектной базы [1-5]. Известно [2, 3], что при создании вибропрессового оборудования следует руководствоваться тенденциями спроса (привязка к регионам по сырью и сбыту) и направлениями развития (номенклатурный спектр, многоцелевое назначение, качество продукции). В статье [4] на

основе экспериментов подтверждается, что для конкретных изделий необходимо устанавливать рациональные режимы прессования. В источниках [1, 6-8] рассмотрено моделирование динамики рабочих органов и даны элементы методик расчета вибрационных прессов, в том числе с двухчастотным приводом [6-7]. Математические модели, учитывающие свойства бетонной смеси, а также наличие двухчастотных приводов подвижных частей вибропресса, усложняются и требуют использования при их построении новых подходов.

Цель и задачи. Целью исследования является научное обоснование методики расчета параметров пресса с учетом характеристик бетонной смеси. В задачи входят разработка математической модели, составление и решение уравнений движения матрицы и пуансона одно- и двухчастотного пресса.

Результаты исследования. Научно обоснован и составлен следующий алгоритм расчета вибропресса с учетом характеристик бетонной смеси (табл.1).

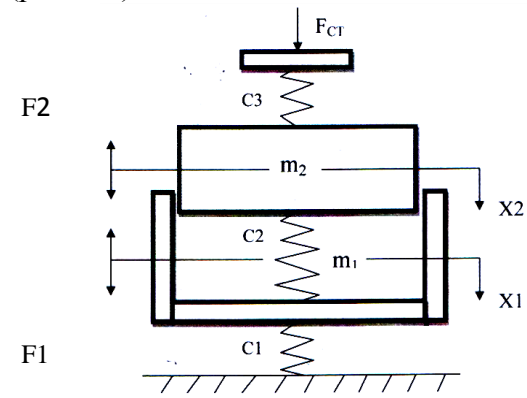
Таблица 1 - Алгоритм расчета вибропресса

Исходные данные для расчета одночастотного вибропресса	
m_1 - суммарная масса колеблющихся частей блока матрицы, включая массу бетонной смеси и нижних вибраторов; m_2 - суммарная масса колеблющихся частей блока пуансона, включая массу верхних вибраторов; $P_{ст}$ - статическое давление на бетонную смесь; S_k - площадь формуемых элементов; H - высота изделия; $[\dot{a}_1]_{max}$, $[\dot{a}_2]_{max}$, $[\dot{a}_1]_{min}$, $[\dot{a}_2]_{min}$ - допустимые максимальные и минимальные амплитуды матрицы и пуансонов; ω - угловая частота вибрации	
Определение коэффициентов жёсткости	
резиновых упругих элементов блока матрицы	$C_1 \leq \frac{m_1 \omega^2}{2,5};$
бетонной смеси	$C_2 = \frac{P_a \cdot S_k}{\Pi_k \cdot H} \cdot \frac{E_c^{\frac{1-k}{k}} (1 - E_c)}{1 - E_c^{\frac{1}{k}}};$

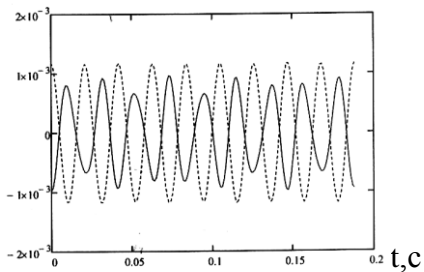
Продолжение табл. 1

блока пуансонов	$C_3 = \frac{P_B \cdot S_{\Pi} \cdot k \cdot N_{\Pi}}{L_{\Pi}} \leq \left(\frac{1}{30} \dots \frac{1}{60} \right) \cdot \omega^2 \cdot m_2.$
Вычисление требуемой силы пневматического прижатия пуансонов $F_{cn} = P_{cm} \cdot S_{\kappa} - m_2 \cdot g$	
Вычисление квадратов собственных частот вибросистемы прессы $\omega_{011}^2 = \frac{C_1 + C_2}{m_2}; \quad \omega_{012}^2 = \frac{C_2}{m_1}; \quad \omega_{021}^2 = \frac{C_2}{m_2}; \quad \omega_{022}^2 = \frac{C_2 + C_3}{m_2}.$	
Составление и решение системы дифференциальных уравнений движения рабочих органов вибропрессы	
$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \omega_{011}^2 x_1 - \omega_{021}^2 x_2 = \frac{F_{01}}{m_1} \cdot \sin \omega t; \\ \ddot{x}_2 - \omega_{021}^2 x_1 + \omega_{022}^2 x_2 = \frac{F_{02}}{m_2} \cdot \sin(\omega t + \varphi); \end{cases}$	$\begin{cases} x_1 = A_1 \cdot \sin \omega t + A_2 \cdot \sin(\omega t + \varphi); \\ x_2 = B_1 \cdot \sin \omega t + B_2 \cdot \sin(\omega t + \varphi); \end{cases}$
$A_1 = \frac{F_{01} \cdot (\omega_{022}^2 - \omega^2)}{m_1 (\omega_{011}^2 - \omega^2)(\omega_{022}^2 - \omega^2) - \omega_{012}^2 \cdot \omega_{021}^2};$	$B_1 = \frac{F_{01} \cdot (\omega_{022}^2 - \omega^2)}{m_1 (\omega_{011}^2 - \omega^2)(\omega_{022}^2 - \omega^2) - \omega_{012}^2 \cdot \omega_{021}^2};$
$A_2 = \frac{F_{02} \cdot \omega_{012}}{m_2 (\omega_{011}^2 - \omega^2)(\omega_{022}^2 - \omega^2) - \omega_{012}^2 \cdot \omega_{021}^2};$	$B_2 = \frac{F_{02} \cdot (\omega_{011}^2 - \omega^2)}{m_1 (\omega_{011}^2 - \omega^2)(\omega_{022}^2 - \omega^2) - \omega_{012}^2 \cdot \omega_{021}^2}.$
Оценка максимальных значений амплитуд перемещений рабочих органов	
$[a_1]_{\max} \geq \beta_{11} F_{01} + \beta_{12} F_{02}; \quad [a_2]_{\max} \geq \beta_{21} F_{01} + \beta_{22} F_{02}$	
$\beta_{11} = \frac{\omega_{022}^2 - \omega^2}{m_1 \cdot d}; \quad \beta_{12} = \frac{\omega_{012}^2}{m_2 \cdot d}; \quad \beta_{21} = \frac{\omega_{021}^2}{m_1 \cdot d}; \quad \beta_{22} = \frac{\omega_{011}^2 - \omega^2}{m_2 \cdot d};$	
Оценка верхних границ возмущающих сил вибраторов матрицы (F_{01}) и вибраторов пуансонов (F_{02})	
$F_{01} \leq \frac{d_{1F}}{d_F}; \quad F_{02} \leq \frac{d_{2F}}{d_F},$	
$d_F = \beta_{11} \cdot \beta_{22} - \beta_{21} \cdot \beta_{12}; \quad d_{1F} = [a_1]_{\max} \cdot \beta_{22} - [a_2]_{\max} \cdot \beta_{12}; \quad d_{2F} = [a_2]_{\max} \cdot \beta_{11} - [a_1]_{\max} \cdot \beta_{21}.$	
Оценка минимально допустимых амплитуд перемещений рабочих органов	
$[a_1]_{\min} \leq \beta_{11} F_{01} - \beta_{12} F_{02}; \quad [a_2]_{\min} \leq \beta_{21} F_{01} - \beta_{22} F_{02}.$	
Оценка нижних границ возмущающих сил вибраторов матрицы (F_{01}) и вибраторов пуансонов (F_{02})	
$F_{01} \geq \frac{d_{1F}^*}{d_F^*}; \quad F_{02} \geq \frac{d_{2F}^*}{d_F^*},$	
$d_{1F}^* = -\beta_{11} \cdot \beta_{22} + \beta_{21} \cdot \beta_{12}; \quad d_{2F}^* = -[a_1]_{\min} \cdot \beta_{22} + [a_2]_{\min} \cdot \beta_{12};$ $d_{2F}^* = [a_2]_{\min} \cdot \beta_{11} - [a_1]_{\min} \cdot \beta_{21}.$	
Определение требуемых возмущающих сил вибраторов	
$\frac{d_{1F}^*}{d_F^*} \leq F_{01} \leq \frac{d_{1F}}{d_F}; \quad \frac{d_{2F}^*}{d_F^*} \leq F_{02} \leq \frac{d_{2F}}{d_F};$	
Определение требуемых статических моментов масс дебалансов вибраторов	
Суммарные	$S_{\Sigma 1} = \frac{F_{01}}{\omega^2}; \quad S_{\Sigma 2} = \frac{F_{02}}{\omega^2}.$
Для одного вибратора	$S_{a1} = S_{\Sigma 1} / n_1; \quad S_{a2} = S_{\Sigma 2} / n_2,$ $n_1 - \text{число вибраторов в блоке матрицы}; \quad n_2 - \text{число вибраторов в блоке пуансона}$
Выбор вибраторов	

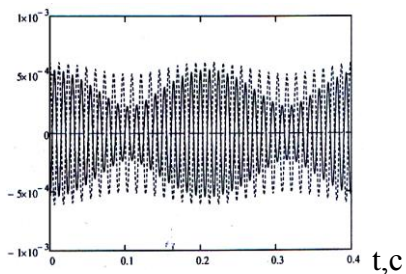
Исследована динамика вибропресса с двухчастотным приводом рабочих органов с использованием модели по рис. 1. Моделирование произведено без учета сопротивления в упругих опорах и формуемой смеси (рис. 1А).



А
X, м



Б
X, м



В

Рис. 1 – Исследование пресса с двухчастотным приводом элементов матрицы:
А – модель; Б, В – перемещения подвижных частей матрицы (X1) и пуансона (X2) при сочетании частот: Б – $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$; $\Omega = 470 \text{ с}^{-1}$; В – $\omega = 520 \text{ с}^{-1}$; $\Omega = 550 \text{ с}^{-1}$

Математическую модель динамики вибросистемы двухчастотного пресса представлено системой дифференциальных уравнений:

$$\ddot{x}_1 + \omega_{01}^2 x_1 + \omega_{012}^2 (x_1 - x_2) = f_{01H} \cos \omega t + f_{01B} \cos \Omega t;$$

$$\ddot{x}_2 + \omega_{02}^2 (x_2 - x_1) + \omega_{023}^2 x_2 = -f_{02} \cos \omega t,$$

где

$$\omega_{01} = \frac{c_1}{m_1}; \quad \omega_{02} = \frac{c_2}{m_2}; \quad \omega_{012} = \frac{c_2}{m_1}; \quad \omega_{023} = \frac{c_3}{m_2};$$

$$f_{01H} = \frac{F_{01H}}{m_1}; \quad f_{01B} = \frac{F_{01B}}{m_1}; \quad f_{02} = \frac{F_{02}}{m_2};$$

$F_{01H} = S_{дН} \cdot \omega^2$; $F_{01B} = S_{дВ} \cdot \Omega^2$; $F_{02} = S_d \cdot \omega^2$ – амплитуды возмущающих сил возбудителей низкой и высокой частот матрицы и вибраторов блока пуансонов; $S_{дН}$, $S_{дВ}$, S_d – статические моменты дебалансных масс; ω , Ω – частоты возмущающих сил; x_1 , x_2 – перемещения матрицы и пуансона.

Частные решения системы уравнений найдены в виде

$$x_1 = A \cos \omega t + B \cos \Omega t; \quad x_2 = C \cos \omega t + D \cos \Omega t,$$

где

$$A = \frac{d1}{d0}; \quad C = \frac{d2}{d0}; \quad B = \frac{d11}{d00}; \quad D = \frac{d22}{d00};$$

$$d0 = \alpha \cdot \gamma - \omega_{012}^2 \cdot \omega_{02}^2; \quad d1 = f_{01H} \cdot \gamma - f_{02} \cdot \omega_{012}^2;$$

$$d2 = -\alpha \cdot f_{02} + \omega_{02}^2 \cdot f_{01H}; \quad d00 = \beta \cdot \delta - \omega_{012}^2 \cdot \omega_{02}^2;$$

$$d11 = f_{01B} \cdot \delta; \quad d22 = f_{01B} \cdot \omega_{02}^2.$$

$$\alpha = -\omega^2 + \omega_{01}^2 + \omega_{012}^2; \quad \beta = -\Omega^2 + \omega_{01}^2 + \omega_{012}^2;$$

$$\gamma = -\omega^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{023}^2; \quad \delta = -\Omega^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{023}^2.$$

На рис. 1Б и 1В показаны закономерности движения рабочих органов двухчастотного пресса.

Из графиков рис. 1 заключаем: при близких частотах вибрации система совершает колебания в форме биений. Отмечено, что при учете изменения коэффициента жесткости бетонной смеси расчетные значения перемещений в рабочих диапазонах частот изменяются в течение процесса прессования (при уплотнении – увеличиваются).

Выводы. Предлагаемый алгоритм уточняет методику расчета вибропресса с одночастотным приводом в части учета характеристик формуемой смеси. Применение в прессах двухчастотных приводов расширяет их технологические возможности. Анализ результатов моделирования свидетельствует о наличии периодических изменений размахов двухчастотных колебаний, что должно активизировать процесс перекомпоновки частиц крупного и мелкого заполнителя при формировании изделий из бетонной смеси, т.е. повысить коэффициент уплотнения.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Kuch, H. Zur maschinentechnischen Auslegung von Ausrüstungen zur Herstellung kleinformatiger Betonzeugnisse / H. Kuch // Internationale Fachtagung Baumaschinen. Sektion Maschinenbau, Wissenschaftsbereich Baumaschinen. – Magdeburg: Technische Universität «Otto von Guericke», 1987. – S. 140-144.
2. Уткин В.Л. Новые технологии строительной индустрии / В.Л. Уткин. – М.: «Русский Издательский дом», 2004. – 116 с.
3. Шампуров А.В. Мониторинг производства тротуарной плитки / А.В. Шампуров, В.Н. Загороднюк // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова (Материалы Международного конгресса «Современные технологии в промышленности строительных материалов и стройиндустрии», посвящённого 150-летию

- В.Г. Шухова). Ч.1. – Белгород: БГТУ, 2003.- №5. – С. 413-417.
4. Дворкин Л.И. Технологические особенности вибропрессованных бетонов / Л.И. Дворкин, В.В. Житковский // Строительные материалы и изделия. – Киев, 2007. – № 1. – С. 11-14.
5. Емельяненко Н.Г. Направления совершенствования вибропрессов для формирования бетонных изделий / Н.Г. Емельяненко // Науковий вісник будівництва. Вип. 46. – Харків: ХДТУБА ХОТВ АБУ, 2008. – С. 136-140.
6. Емельяненко Н.Г. Совершенствование методик расчёта вибропрессов для производства мелкоштучных бетонных изделий / Н.Г. Емельяненко // Збірник наукових праць (галузеve машинобудування, будівництво). – Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23., т.1. – С.134-140.
7. Емельяненко Н.Г. Энергетические соотношения в динамической системе вибропресса с двухчастотным приводом / Н.Г. Емельяненко, Л.В. Саенко // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – №13. – С. 38-41.
8. Емельяненко Н.Г. Оптимизация параметров режима работы вибропресса для формирования бетонных изделий / Н.Г. Емельяненко, Ф.А. Стоянов, Е.А. Бочарова // Вісник Приазовського державного технічного університету. – Маріуполь: ДВНЗ «Приазов. держ. техн. ун-т », 2011. – Вип. 22. – С. 212-216.

УДК 666.398

Емельянова И.А., Лебедев П.Н.

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ФОРМЫ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ СТОЕК ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ОПОР ВЛ СПОСОБОМ ЦЕНТРИФУГИРОВАНИЯ В УСЛОВИЯХ ЧАО «БЕТОН НОВА»

При изготовлении длинномерных изделий цилиндрической формы способом центрифугирования определяющую роль играет угловая скорость вращения формы (опалубки) ω [1,2]. Представляет интерес изучение процесса центрифугирования с позиций влияния этого рабочего параметра на физико-механические свойства отформованных изделий. Таким показателем может служить величина предельного напряжения на

сжатие бетона определенной марки готового изделия.

Для решения поставленной задачи следует воспользоваться случаем течения Куэтта [3,4] между двумя соосными цилиндрами радиусами R_1 и R_2 , из которых больший радиусом R_1 с угловой скоростью ω_1 , а меньший R_2 – с частотой ω_2 . В данном случае, радиус R_1 – внутренний радиус формы, а R_2 – внутренний радиус изготавливаемого изделия [5].