

УДК 624.04 (075)

**РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ БЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ****А. Г. Маслов, О. О. Колесник**Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского  
ул. Первомайская, 20, 39600, м. Кременчуг, Украина. E-mail: olgakolesnik21@list.ru

Описаны конструкция и принцип действия вибрационной установки для формования бетонных изделий, содержащей подвижную раму с вибровозбудителем круговых колебаний и форму с бетонной смесью. При этом форма установлена на подвижной раме с помощью упругих прокладок. Представленная конструкция образует двухмассную резонансную систему, в которой подвижна рама выполняет роль активной массы, а форма является реактивной массой. Составлена расчетная схема динамической системы вибрационной установки при работе на холостом ходу. Получены уравнения движения подвижной рамы и формы в вертикальном и горизонтальном направлениях и определена закономерность изменения амплитуды колебаний активной и реактивной масс в зависимости от жесткости упругих амортизаторов, прокладок, частоты колебаний и масс формы и подвижной рамы. Определены рациональные режимы вибрационного воздействия на уплотняемую среду.

**Ключевые слова:** подвижная рама, форма, вибровозбудитель колебаний, резонансная система.**РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ****О. Г. Маслов, О. О. Колесник**Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського  
вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна. E-mail: olgakolesnik21@list.ru

Описано конструкція і принцип дії вібраційної установки для формування бетонних виробів, що містить рухома раму з вібробуджувачем кругових коливань і форму з бетонною сумішшю. При цьому форма встановлена на рухомій рамі за допомогою пружних прокладок. Представлена конструкція утворює двомасову резонансну систему, в якій рухома рама виконує роль активної маси, а форма є реактивною масою. Складена розрахункова схема динамічної системи вібраційної установки при роботі на холостому ходу. Отримано рівняння руху рухомої рами і форми в вертикальному та горизонтальному напрямках і визначена закономірність зміни амплітуди коливань активної та реактивної мас залежно від жорсткості пружних амортизаторів, прокладок, частоти коливань і мас форми і рухомої рами. Визначено раціональні режими вібраційного впливу на ущільнюване середовище.

**Ключові слова:** рухома рама, форма, вібробудник коливань, резонансна система.

**АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ.** Потребность промышленности в высококачественных дорожных изделиях из жестких бетонных смесей ставит задачу создания вибрационных машин для их производства. Такие вибромашины должны обеспечивать качественное уплотнение бетонной смеси, иметь простую конструкцию и низкую энергоемкость.

В настоящее время для формования бетонных изделий используют установки с круговыми [1, 2], вертикально направленными [3, 4] и пространственными колебаниями [5, 6].

Вибрационная установка, содержащая подвижную раму с вибровозбудителем круговых колебаний, предназначена для формования бетонных изделий из пластичных бетонных смесей, но не обеспечивает формирование жестких бетонных смесей, что ведет к перерасходу цемента [7].

Вибрационная установка, содержащая подвижную раму с вибровозбудителем вертикально направленных колебаний, снабженным шестеренным синхронизатором, обеспечивает формирование изделий из жестких бетонных смесей, но имеет сложное устройство и высокую энергоемкость, кроме того, она не обеспечивает качественное формирование бетонных изделий толщиной 60...80 мм [8, 9].

Поэтому актуальной задачей является создание вибрационной установки, которая сочетает в себе малый расход энергии и материала, простоту устройства и качественное формирование бетонных изделий больших толщин.

На эффективность работы вибрационной установки влияют такие параметры, как способ передачи воздействий уплотняемой смеси, точность учета и определения всех действующих в процессе уплотнения сил, возникающих в динамической системе, и физико-механические характеристики уплотняемой смеси.

К основным параметрам вибрационной установки, определяемым в процессе теоретических исследований и уточняемым в процессе экспериментальных исследований, относятся: масса подвижной рамы и формы; частота и амплитуда возмущающей силы возбудителя колебаний; жесткость упругих амортизаторов и прокладок; линейные перемещения подвижной рамы и формы, измеряемые по вертикали и горизонтали в направлении координатных осей  $X$  и  $Y$  под действием гармонических возмущающих сил  $Q\sin\omega t$  и  $Q\cos\omega t$  соответственно и др.

Цель работы – разработка научных предпосылок для создания вибрационной установки для формования бетонных изделий, имеющей простую конструкцию с малыми затратами энергии и обеспечивающей формирование изделий из жестких бетонных смесей.

**МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.** Вибрационная установка для формования дорожных плит (рис. 1) включает подвижную раму 1 с вибровозбудителем круговых колебаний 2, которая при помощи упругих амортизаторов 3 установлена на опорной раме 4. На подвижной раме 1 жестко закреплены две призмы 5 прямоугольной формы, на

верхній стороні яких жорстко закріплені пружні прокладки 6. Форма 7 вільно опирається своїм дном на пружні прокладки.

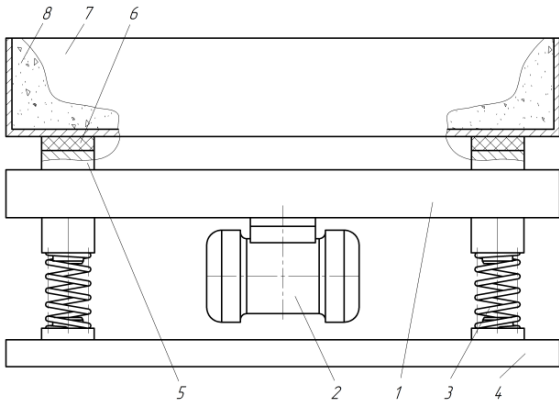


Рисунок 1 – Общий вид вибраційної установки для формування бетонних изделий

Робота вибраційної установки для формування бетонних изделий здійснюється наступним чином.

Форма 7 вільно встановлюється на пружні прокладки 6, жорстко закріплені на призмах 5, і заповнюється бетонною сумішшю 8. Включається вібро-вбудувачем кругових коливань 2, який передає рух рухомій рамі коливання в вертикальному напрямку. При цьому рухома рама 1 через призми 2 і пружні прокладки 6 передає формі 7 однонаправлені вертикальні коливання, т.е. при русі рухомої рами 1 вгору в цьому ж напрямку переміщується і форма 7, а при русі рухомої рами 1 вниз форма 6 відстає від пружних прокладок 6 і вільно падає до зіткнення з прокладками 7 вже рухомої вгору рухомої рами. В результаті такого закону руху форма 7, а разом з нею і бетонна суміш 8 піддаються віброімпульсному впливу. Крім того, в результаті удару форми 1 об пружні прокладки 6 додатково на основну гармоніку коливань накладаються високочастотні гармоніки коливань. Такий режим роботи забезпечує ефективне ущільнення жорстких бетонних сумішей, оскільки виключається з процесу формування бетонних изделий фаза розуплотнення бетонної суміші при примусовому русі форми вниз.

К основним параметрам і показателям ефективності роботи вибраційної установки для формування бетонних изделий, підлягають визначенню або уточненню в процесі теоретичних досліджень, належать:

- жорсткість пружних амортизаторів і прокладок;
- маса рухомої рами і форми;
- лінійні переміщення рухомої рами і форми по вертикалі і горизонталі в напрямку координатних осей  $X, Y$  під впливом гармонічних збуджуючих сил  $Q \sin \omega t$  і  $Q \cos \omega t$  відповідно;
- коефіцієнт неупругого опору амортизаторів і прокладок в вертикальному і горизонтальному напрямках;

- кути зсуву фаз між амплітудами збуджуючих сил і амплітудами збуджених коливань в напрямку координатних осей  $X$  і  $Y$ ;
- амплітуда збуджуючої сили вібро-вбудувача кругових коливань;
- активна і реактивна амплітуди коливань в вертикальному і горизонтальному напрямках.

Для визначення характеру руху рухомої рами і форми розглянемо розрахункову схему вібраційної установки для формування бетонних изделий в режимі холостого ходу (рис. 2). Переміщення розглядаваної динамічної системи будемо розглядати під впливом вібро-вбудувача кругових коливань, дебаланси якого генерують кругову збуджуючу силу  $Q$ . Цю силу розкладемо на дві складові: вертикальну  $Q_1 = Q \sin \varphi = Q \sin \omega t$  і горизонтальну  $Q_2 = Q \cos \varphi = Q \cos \omega t$ .

Здесь  $Q$  – амплітуда збуджуючої сили вібро-вбудувача кругових коливань;  $\varphi$  – кут повороту збуджуючої сили відносно горизонтального положення;  $\omega$  – кутова частота збуджених коливань вібро-вбудувача коливань;  $t$  – час.

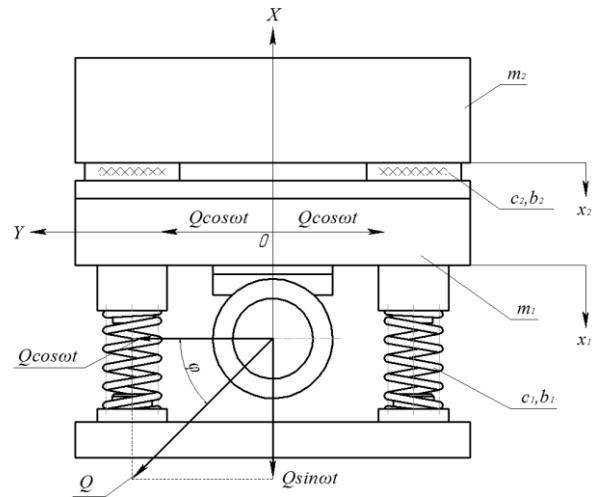


Рисунок 2 – Розрахункова схема вибраційної установки для формування бетонних изделий

В результаті дії вертикальної і горизонтальної складових збуджуючої сили рух рухомої рами і форми можна представити в вигляді прямокутних коливань її центру тяжкості  $O$  в напрямку координатних осей  $X$  і  $Y$  (рис. 2). При цьому рух рухомої рами і форми можна описати наступною системою рівнянь:

– переміщення рухомої рами по вертикалі в напрямку координатної осі  $X$ :

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \frac{dx_1}{dt} + c_1 x_1 + b_2 \left( \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + c_2 (x_1 - x_2) = Q \sin \omega t; \quad (1)$$

– переміщення форми по вертикалі в напрямку координатної осі  $X$ :

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + c_2 (x_2 - x_1) + b_2 \left( \frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) = 0; \quad (2)$$

– переміщення рухомої рами по горизонталі в напрямку координатної осі  $Y$ :

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + b_{12} \frac{dy_1}{dt} + c_{12} y_1 + b_{22} \left( \frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) +$$

$$+ c_{22} (y_1 - y_2) = Q \cos \omega t;$$

– перемещение формы по горизонтали в направлении координатной оси Y:

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + c_{22} (y_2 - y_1) + b_{22} \left( \frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_1}{dt} \right) = 0, \quad (4)$$

где  $m_1$  – масса подвижной рамы;  $m_2$  – масса формы;  $x_1$  и  $x_2$  – линейные перемещения подвижной рамы и формы по вертикали в направлении координатной оси X под действием гармонической возмущающей силы  $Q \sin \omega t$ ;  $y_1$  и  $y_2$  – линейные перемещения подвижной рамы и формы по горизонтали в направлении координатной оси Y под действием гармонической возмущающей силы  $Q \cos \omega t$ ; X и Y – координатные оси, проходящие через центр тяжести колеблющейся части подвижной рамы;  $c_1$  – жесткость и  $b_1$  – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в вертикальном направлении;  $c_2$  – жесткость и  $b_2$  – коэффициент неупругого сопротивления прокладок в вертикальном направлении;  $c_{12}$  – жесткость и  $b_{12}$  – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в направлении координатной оси Y;  $c_{22}$  – жесткость и  $b_{22}$  – коэффициент неупругого сопротивления прокладок в направлении координатной оси Y.

Решение полученной системы уравнений (1, 2) для стационарных колебаний, описывающих установившееся движение рассматриваемой динамической системы в режиме холостого хода, представим в виде мнимой части комплексных функций:

$$x_1 = M e^{i \omega t}; \quad (5)$$

$$x_2 = N e^{i \omega t}, \quad (6)$$

где  $M$  и  $N$  – постоянные интегрирования, комплексные амплитуды.

Преобразовывая систему уравнений (1), (2) и подставляя в нее значения выражений (5) и (6) получим:

$$M \left[ (c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) + i \omega (b_1 + b_2) \right] - N (c_2 + i \omega b_2) = Q \sin \omega t; \quad (7)$$

$$N \left[ (c_2 - m_2 \omega^2) + i \omega b_2 \right] - M (c_2 + i \omega b_2) = 0; \quad (8)$$

откуда:

$$M = N \frac{(c_2 - m_2 \omega^2) + i \omega b_2}{c_2 + i \omega b_2}. \quad (9)$$

Подставляя выражение (9) в выражение (7) получим:

$$M (D + iL) = Q \left[ (c_2 - m_2 \omega^2) + i \omega b_2 \right]; \quad (10)$$

откуда:

$$M = Q \frac{(c_2 - m_2 \omega^2) + i \omega b_2}{D + iL}, \quad (11)$$

где

$$D = (c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) (c_2 - m_2 \omega^2) - c_2^2 - b_1 b_2 \omega^2;$$

$$L = i \omega \left[ b_2 (c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) + (b_1 + b_2) (c_2 - m_2 \omega^2) - 2b_2 c_2 \right]$$

Умножим числитель и знаменатель полученного выражения (11) на число сопряженное знаменателю и получим:

$$M = \left[ Q \times D (c_2 - m_2 \omega^2) + L b_2 \omega + i [D b_2 \omega - L (c_2 - m_2 \omega^2)] \right] \div (D^2 + L^2). \quad (12)$$

Подставляя выражение (12) в выражение (5) получим:

$$x_1 = \left\{ Q \left[ \left[ D (c_2 - m_2 \omega^2) + L b_2 \omega \right] \cos \omega t + \left[ D (c_2 - m_2 \omega^2) + L b_2 \omega \right] \sin \omega t + i \left[ D b_2 \omega - L (c_2 - m_2 \omega^2) \right] \cos \omega t - \left[ D b_2 \omega - L (c_2 - m_2 \omega^2) \right] \sin \omega t \right] \right\} \div (D^2 + L^2). \quad (13)$$

Выделяя из полученного выражения (13) мнимую часть, найдем решение выражения (5):

$$x_1 = Q \times \left[ \frac{\sqrt{(c_2 - m_2 \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}}{\sqrt{D^2 + L^2}} \times \sin(\omega t - \varphi_1) \right], \quad (14)$$

где  $\varphi_1$  – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси X;

$$\varphi_1 = \varphi_{12} - \varphi_{11}; \quad (15)$$

$$\varphi_{11} = \arctg \frac{b_2 \omega}{c_2 - m_2 \omega^2}; \quad (16)$$

$$\varphi_{12} = \arctg \frac{L}{D}. \quad (17)$$

Аналогично найдем решение выражения (6):

$$x_2 = Q \frac{\sqrt{c_2^2 + b_2^2 \omega^2}}{\sqrt{D^2 + L^2}} \times \sin(\omega t - \varphi_2), \quad (18)$$

где  $\varphi_2$  – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси  $Y$ ;

$$\varphi_2 = \varphi_{12} - \varphi_{21}; \quad (19)$$

$$\varphi_{21} = \arctg \frac{b_2 \omega}{c_2}. \quad (20)$$

Решение полученной системы уравнений (3, 4) для стационарных колебаний, описывающих установившееся движение рассматриваемой динамической системы в режиме холостого хода, представим в виде действительной части комплексных функций:

$$y_1 = Ke^{i\omega t}; \quad (21)$$

$$y_2 = Pe^{i\omega t}, \quad (22)$$

где  $K$  и  $P$  – постоянные интегрирования, комплексные амплитуды.

Преобразовывая систему уравнений (3), (4) и подставляя в нее значения выражений (21) и (22) получим:

$$K \left[ (c_{12} + c_{22} - m_1 \omega^2) + i\omega(b_{12} + b_{22}) \right] - P(c_{22} + i\omega b_{22}) = Q \cos \omega t; \quad (23)$$

$$P \left[ (c_{22} - m_2 \omega^2) + i\omega b_{22} \right] - K(c_{22} + i\omega b_{22}) = 0; \quad (24)$$

откуда:

$$K = P \frac{(c_{22} - m_2 \omega^2) + i\omega b_{22}}{c_{22} + i\omega b_{22}}. \quad (25)$$

Подставляя выражение (25) в выражение (23) получим:

$$K(E + iF) = Q \left[ (c_{22} - m_2 \omega^2) + i\omega b_{22} \right]; \quad (26)$$

откуда:

$$K = Q \frac{(c_{22} - m_2 \omega^2) + i\omega b_{22}}{E + iF}, \quad (27)$$

где

$$E = (c_{12} + c_{22} - m_1 \omega^2)(c_{22} - m_2 \omega^2) - c_{22}^2 - b_{12} b_{22} \omega^2;$$

$$F = i\omega \left[ b_{22}(c_{12} + c_{22} - m_1 \omega^2) + (b_{12} + b_{22}) \times (c_{22} - m_2 \omega^2) - 2b_{22}c_{22} \right].$$

Умножим числитель и знаменатель полученного выражения (27) на число сопряженное знаменателю и получим:

$$K = \left[ Q \times E (c_{22} - m_2 \omega^2) + F b_{22} \omega + i [E b_{22} \omega - F (c_{22} - m_2 \omega^2)] \right] \div (E^2 + F^2). \quad (28)$$

Подставляя выражение (28) в выражение (21) получим:

$$y_1 = \left\{ Q \left[ \left[ E (c_{22} - m_2 \omega^2) + F b_{22} \omega \right] \cos \omega t + i \left[ E (c_{22} - m_2 \omega^2) + F b_{22} \omega \right] \sin \omega t + i \left[ E b_{22} \omega - F (c_{22} - m_2 \omega^2) \right] \cos \omega t - \left[ E b_{22} \omega - F (c_{22} - m_2 \omega^2) \right] \sin \omega t \right] \right\} \div (E^2 + F^2). \quad (29)$$

Выделяя из полученного выражения (29) действительную часть, найдем решение выражения (21):

$$y_1 = Q \frac{\sqrt{(c_{22} - m_2 \omega^2)^2 + b_{22}^2 \omega^2}}{\sqrt{E^2 + F^2}} \times \cos(\omega t - \varphi_3), \quad (30)$$

где  $\varphi_3$  – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси  $X$ ;

$$\varphi_3 = \varphi_{13} - \varphi_{14}; \quad (31)$$

$$\varphi_{13} = \arctg \frac{b_{22} \omega}{c_{22} - m_2 \omega^2}; \quad (32)$$

$$\varphi_{14} = \arctg \frac{F}{E}. \quad (33)$$

Аналогично найдем решение выражения (22):

$$y_2 = Q \frac{\sqrt{c_{22}^2 + b_{22}^2 \omega^2}}{\sqrt{E^2 + F^2}} \times \cos(\omega t - \varphi_4), \quad (34)$$

где  $\varphi_4$  – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси  $Y$ ;

$$\varphi_4 = \varphi_{41} - \varphi_{14}; \quad (35)$$

$$\varphi_{41} = \arctg \frac{b_{22} \omega}{c_{22}}. \quad (36)$$

Анализ выражений показывает, что подвижная рама и форма вибрационной установки в процессе работы совершают переменные амплитудно-частотные пространственные колебания, призванные обеспечивать эффективное уплотнение бетонных смесей. При этом вертикально-направленные колебания с переменной амплитудой обеспечивают создание в уплотняемой среде нормальные напряжения в вертикальном направлении, а горизонтально-направленные колебания подвижной рамы вызывают в уплотняемой среде сдвиговые деформации, что в совокупности приводит к уплотнению бетонных смесей с высокой эффективностью.

На основании проведенных теоретических исследований была разработана вибрационная установка со следующими основными параметрами:

– масса подвижной рамы –  $m_f = 80$  кг;

- масса формы –  $m_2=100...240$  кг;
- амплитуда возмущающей силы вибровозбудителя колебаний –  $Q=250$ ;
- частота возмущающей силы вибровозбудителя колебаний –  $\omega=292$  рад/с;
- соотношение между жесткостями амортизаторов  $c_1$  и прокладок  $c_2$  в вертикальном направлении –  $k_p=0,05...1$ ;
- соотношение между жесткостями амортизаторов  $c_{12}$  и прокладок  $c_{22}$  в направлении координатной оси  $Y$  –  $k_b=0,2$ ;

- жесткость амортизаторов в вертикальном направлении –  $c_1=480$  кг/см;
- жесткость прокладок в вертикальном направлении –  $c_2 = k_p \cdot m_2 \cdot \omega^2$ .

В результате полученных теоретических выражений и основных параметров вибрационной установки получаем основные зависимости, представленные на рис. 3, 4.

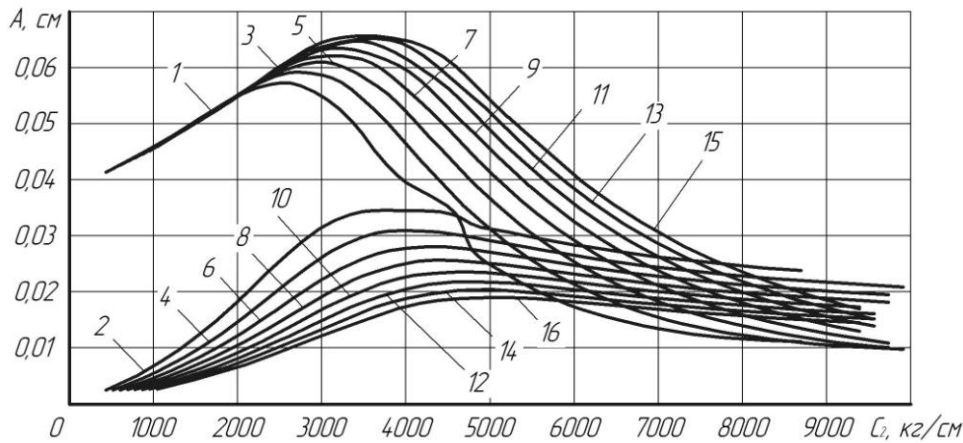


Рисунок 3 – Изменение амплитуды колебаний  $A$  в вертикальном направлении при массе формы  $m_2=100$  кг (1, 2),  $m_2=120$  кг (3, 4),  $m_2=140$  кг (5, 6),  $m_2=160$  кг (7, 8),  $m_2=180$  кг (9, 10),  $m_2=200$  кг (11, 12),  $m_2=220$  кг (13, 14),  $m_2=240$  кг (15, 16) в зависимости от жесткости прокладок  $c_2$ : 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15 – изменение активной амплитуды колебаний  $A_1$ ; 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16 – изменение реактивной амплитуды колебаний  $A_2$

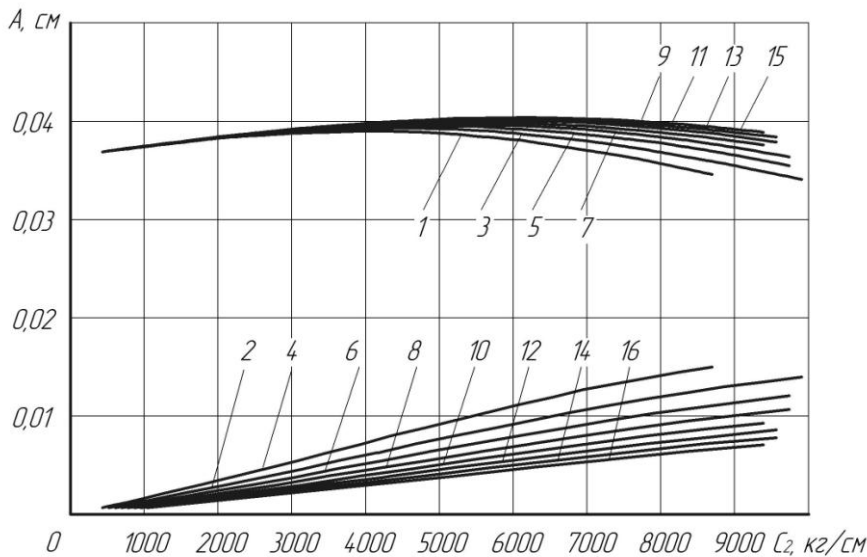


Рисунок 4 – Изменение амплитуды колебаний  $A$  в горизонтальном направлении при массе формы  $m_2=100$  кг (1, 2),  $m_2=120$  кг (3, 4),  $m_2=140$  кг (5, 6),  $m_2=160$  кг (7, 8),  $m_2=180$  кг (9, 10),  $m_2=200$  кг (11, 12),  $m_2=220$  кг (13, 14),  $m_2=240$  кг (15, 16) в зависимости от жесткости прокладок  $c_2$ : 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15 – изменение активной амплитуды колебаний  $A_{y1}$ ; 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16 – изменение реактивной амплитуды колебаний  $A_{y2}$

Для прокладок и упругих элементов амортизаторов использовалась резина 2959. Для этой резины величина внутреннего сопротивления, пропорциональная скорости деформации, равна  $\mu_1 = 1 \cdot 10^{-3}$  и  $\mu_2 = 1,8 \cdot 10^{-3}$  [10]. На этом основании коэффициен-

ты неупругого сопротивления амортизаторов будут равны:  $b_1 = \mu_1 c_1$ ;  $b_{12} = \mu_1 c_{12}$ ;  $b_2 = \mu_2 c_2$ ;  $b_{22} = \mu_2 c_{22}$ .

На рис. 3, 4 показано изменение активной  $A_1$ ,  $A_{y1}$  и реактивной  $A_2$ ,  $A_{y2}$  амплитуд колебаний в вертикальном и горизонтальном направлениях соответ-

венно при массе формы  $m_2=100...240$  кг в зависимости от жесткости прокладок  $c_2$ .

Приведенные зависимости на рис. 4 показывают, что при жесткости  $c_2$  до 3500 кг/см активная  $A_1$  и реактивная  $A_2$  амплитуды горизонтальных колебаний возрастают и на участке с жесткостью  $c_2$  от 3500 до 4500 кг/см незначительно стабилизируются, а затем уменьшается (кривые 1-4). При жесткости  $c_2$  до 4500 кг/см активная  $A_1$  и реактивная  $A_2$  амплитуды горизонтальных колебаний возрастает и на участке с жесткостью от 4500 до 6000 кг/см незначительно стабилизируются, а затем уменьшается (кривые 4-16).

Приведенные зависимости показывают, что с одной стороны увеличение жесткости прокладок приводит к увеличению амплитуд колебаний подвижной рамы и обеспечивает заданную точность толщины уплотняемого слоя, препятствуя всплытию подвижной рамы в процессе уплотнения, а с другой стороны, повышенная жесткость упругих амортизаторов приводит к увеличению реактивной массы верхней рамы, что предотвращает передачу вредных вибрационных воздействий базовой машине. Поэтому наиболее рациональным является для данной конструкции вибрационной установки с параметрами, приведенными выше, использование жесткости прокладок при массе подвижной рамы  $m_2$  до 180 кг –  $c_2=4000$  кг/см, а при массе  $m_2 =180...240$  кг –  $c_2=5000$  кг/см.

**ВЫВОДЫ.** Составлена расчетная схема динамической системы вибрационной установки при работе на холостом ходу. Получены уравнения движения подвижной рамы и формы и определено изменение амплитуды колебаний в горизонтальном и вертикальном направлениях в зависимости от жесткости упругих прокладок.

Определены рациональные режимы вибрационного воздействия на уплотняемую среду, что позволяет обеспечить более плотную усадку жестких бетонных смесей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Волков С.А., Евтюков С.А. Строительные машины.– СПб.: Издательство ДНК, 2012. – 597 с.
2. Иткин А.Ф. Вибрационные машины для формирования бетонных изделий. – К.: «МП Леся», 2009. – 152 с.
3. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин, Ю.С. Саленко. – Кременчуг: ЧП Щербатых А.В., 2014. – 324 с.
4. Маслов А.Г., Саленко Ю.С. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве. – Кременчуг: ПП Щербатых О.В., 2014. – 262 с.
5. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Дрофа, 2001. – 591 с.
6. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. – СПб.: ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.
7. Иткин А.Ф., Маслов А.Г. Сравнение теоретических и экспериментальных данных исследований виброплощадок с горизонтально направленными колебаниями // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчуг: КДПУ. – 2011. – Вип. 1/2007 (42), част. 2. – С. 14–18.
8. Зоткин А.Г. Процессы удаления воздуха при виброуплотнении бетонных смесей // Научно-технический журнал «Технологии бетонов», 2013, №4 (81). – С. 24–27.
9. Устойчивость и надежность работы конвейерных технологических линий по производству сборного железобетона / Б.В. Гусев, А.Ю. Гусева, Е.М. Литвиновский // Научно-технический журнал «Технологии бетонов», 2015, №7–8 (108 – 109). – С. 30–31.
10. Шолин М.К., Дірда В.И. Выбор параметров и расчет системы виброизоляции тяжелых горнообогатительных машин // Геотехническая механика. – 2002. – Вып. 39. – С. 106–119.

## DEVELOPMENT OF VIBRATION MACHINE FOR CONCRETE PRODUCTS FORMING

A. Maslov, O. Kolesnik

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, 39600, Kremenchuk, Ukraine. E-mail: olgakolesnik21@list.ru

**Purpose.** Vibrating machines and processes are widely used in road construction for compounding, compaction, road bases and pavements, formation of concrete and concrete products and perform other technological operations. Currently, data requirements plants significantly are increased. They should have a simple design, ensure low power consumption, material quality and molding concrete products of different thicknesses. For the safe and efficient operation of a vibration rig to accurately select it rational parameters and modes of vibration impact on the sealing medium to ensure effective sealing of rigid plastic and concrete mixtures with low power consumption. The purpose of this study is to develop a scientific prerequisites for a vibration machine for forming of the concrete products. **Methodology.** The study described the construction and operation of the vibration apparatus comprising a movable frame with a circular exciter and oscillation form with concrete mix, which is mounted on a movable frame with elastic seals. Moving the movable frame and forms of the vibration device in an idling mode is described with the help of systems of differential equations, the solution of which is configured using complex functions. It is determined the law of motion of the movable frame of vibroplatform and shape depending on the basic parameters and parameters of the vibration excitation of vibrations. On the basis of theoretical studies it has been designed the vibration installation and defined its major parameters. As a result, the theoretical expressions and basic parameters of vibration machine defined pattern change in the amplitude of oscillations and reactive mass, depending on the stiffness of the shock absorbers, linings, the oscillation frequency and the shape and mass of the movable frame. With the obtained regularities it was identified by rational

modes of vibration impact on the condensed environment that allows for denser shrinkage of concrete products of rigid concrete mixes. **Results.** It was compiled the design scheme of a vibration machine with which to determine the nature and the basic equations of motion of the movable frame and shape idle. These expressions show that the movable frame and the form of vibration during operation of the installation variables make amplitude-frequency spatial fluctuations designed to ensure effective sealing of concrete mixes. The theoretical expression enable us to determine the rational parameters of a vibration machine and justify rational modes of vibration impact on sealing the concrete mixture in the vertical directional vibration. **Originality.** Theoretical study of two-mass dynamic system operating in resonant mode was done and identified patterns of movement of active and reactive mass vibrating pad to seal the concrete mixes. **Practical value.** Vibratory has low energy consumption and high efficiency compaction articles of the rigid and ductile mixtures and finds wide application in the construction industry. References 10, tables 0, figures 2.

**Key words:** movable frame, shape, concrete mix, the laws of motion, rational modes, rational parameters.

#### REFERENCES

1. Volkov, S.A., Evtukov, S.A. (2012), *Stroitelnye mashiny* [Construction machinery], Publishing house DNK, Saint Petersburg, Russia.
2. Itkin, A.F. (2009), *Vibratsionnyie mashinyi dlya formovaniya betonnyih izdeliy* [Vibrating machines for molding concrete products], "Les MP", Kyiv, Ukraine.
3. Maslov, A.G., Itkin, A.F., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnyie mashinyi dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnyih smesey* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes], PP Cherbatyh, Kremenchug, Ukraine.
4. Maslov, A.G., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnyie mashinyi i protsessyi v dorozhno-stroitelnom proizvodstve* [Vibrating machines and processes in road construction industry], PP Cherbatyh, Kremenchug, Ukraine.
5. Babakov, I.M. (2001), *Teoriya kolebaniy* [Theory of vibrations], Drofa, Moscow, Russia.
6. Blehman, I.I. (2013), *Teoriya vibratsionnyih protsessov i ustroystv* [The theory of vibration processes and devices], Publishing house "Ore and Metals", Saint Petersburg, Russia.
7. Itkin, A.F., Maslov, A.G. (2011), "Comparison of theoretical and experimental studies of vibration platforms with horizontal vibrations", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi State Polytechnic University*, iss. 42, pp. 14–18.
8. Zotkin, A.G. (2013), *Protsessyi udaleniya vozduha pri vibrouplotnenii betonnyih smesey* [The process of removing air when vibro concrete mixtures], Science and technology magazine "Technology of concrete", iss. 81, pp. 24–27.
9. Gusev, B.V., Guseva, A.Y., Litvinovsky, E.M. (2015), *Ustoychivost i nadezhnost raboty konveyernyih tehnologicheskikh liniy po proizvodstvu sbornogo zhelezobetona* [Stability and reliability of the conveyor production lines for the production of precast concrete], Science and technology magazine "Technology of concrete", iss. 108–109, pp. 30–31.
10. Sholin, M.K., Dyrda, V.I. (2002), *Vyibor parametrov i raschet sistemyi vibroizolyatsii tyazhelyih gorno-obogatitelnyih mashin* [Selection of parameters and calculation of the vibration isolation system of heavy mining and processing machines], *Geotechnical mechanics*, iss. 39, pp. 106–119.

Стаття надійшла 04.12.2015.