

*П. О. Молчанов, асистент,
М. П. Нестеренко, к.т.н., доц.,
В. М. Чередніков, к.т.н., доц.*

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ВИВЧЕННЯ КОЛИВАНЬ АКТИВНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ВІБРАЦІЙНОЇ КАСЕТНОЇ УСТАНОВКИ ТА ЇХ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

У статті досліджено динамічні характеристики коливань перегородки касетної форми як активного робочого органа касетної установки.

Ключові слова: активний робочий орган, касетна установка, коливання, форма.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. В сучасних умовах виробництва залізобетонних виробів у будівельній галузі гостро постає питання збереження енергетичних витрат. Дослідження динамічних характеристик коливань перегородки касетної форми, як активного робочого органа касетної установки, дозволять знизити металоємність віброформування обладнання та енерговитрати на виробництво тих чи інших виробів і тим самим підвищити їхню конкурентоспроможність.

При аналітичному моделюванні та практичних розрахунках віброуцільнювальних машин [7] виникає необхідність урахування резонансної частоти активного робочого органа касетної установки на бетонну суміш, оскільки на подолання опору в середовищі, яке ущільнюється, витрачається значна частина енергії машини. При віброуцільненні робочий орган та середовище рухаються за своїми, притаманними їм законами. При цьому енергія руху робочого органа витрачається в самій машині, на контакті із середовищем та в середовищі. Для економічнішого і якіснішого ущільнення ми дослідили резонансну частоту активного робочого органа касетної установки зрізним варіантами його кріплення до форми.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання цієї проблеми та на які спираються автори, виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. У розрахунках вібраційного обладнання для формування залізобетонних виробів використовуються різноманітні підходи до складання математичних моделей, про що свідчать публікації різних років. Відомі математичні моделі враховують бетонну суміш як тверде тіло, часткова маса якої додається до маси робочого органа коливальної системи [6-8, 11].

В умовах сучасного виробництва велику увагу приділяють не лише підвищенню якості та зниженню вартості готової продукції, а й мінімалізації витрат на обладнання, яке використовують у технологічному процесі. Велике значення при цьому має простота конструкції машини, її надійність і зручність в експлуатації.

При виготовленні залізобетонних виробів завжди намагаються досягти якомога економічнішого способу використання різних видів енергії. Для цього створюють і моделюють нові установки, що відповідають сучасним вимогам виробництва. Для формування залізобетонних виробів можна використовувати віброплощини різної вантажопідйомності з просторовим рухом робочого органа, розроблені у ПолтНТУ. У відомих роботах [1-5] розглядалися віброформувальні установки у зарезонансному режимі просторових коливань робочого органа. Спроби використати роботу вібраційних установок у режимі резонансу при горизонтальних коливаннях були викладені у роботі [7]. Проте власні коливання самих перегородок не досліджувалися. У касетних установках [5-6] розглядалися коливання перегородок збуджені єдиним віброприводом. Керовані власні коливання пластин, що розділяють вироби, можуть бути використані як додаткове джерело збудження коливань у бетонній суміші при ущільненні виробів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою цієї роботи є дослідження динамічних характеристик коливань перегородки касетної форми, як активного робочого органа касетної установки, з урахуванням впливу ущільнюваного робочого середовища на його коливання.

Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Розглядаємо касетну установку, що являє собою металеву форму, розділену на окремі чарунки за допомогою розділових листів-перегородок. Форма встановлена на пружні опори та приводиться в коливальний рух за допомогою навісного торцевого віброзбуджувача кругових коливань. Перегородки-чарунки, які розташовані перпендикулярно напрямку розповсюдження вимушених коливань, утягуються в коливання і сприяють ущільненню бетонної суміші. Тому в подальшому розглядаємо перегородки форми як активний робочий орган, що взаємодіє з ущільнюваним середовищем.

Розглянемо граничні умови для різноманітних випадків закріплення кінців балки (табл. 1), для якої запишемо:

Таблиця 1. Граничні умови для різноманітних випадків закріплення кінців активного робочого органа

Закріплення кінців	x	M	$\frac{dw}{dx}$	$\frac{dM}{dx}$	w	M_1	$\frac{dC}{dx}$	$\frac{dM_r}{dx} + Q_r$	C_r	$u(z_n)$	N
	0	0	*	*	0	0	*	*	0	0	*
	l	0	*	*	0	0	*	*	0	*	0
	0	*	0	*	0	*	0	*	0	0	*
	l	0	*	*	0	0	*	*	0	*	0
	0	*	0	*	0	*	0	*	0	0	*
	l	0	*	*	0	0	*	*	0	0	*
	0	*	0	*	0	*	0	*	0	0	*
	l	*	0	*	0	*	0	*	0	*	0
	0	*	0	*	0	*	0	*	0	0	*
	l	0	*	0	*	0	*	0	*	*	0

* – значення не дорівнюють нулю.

1) Деформації по осях x і y залежно від прогину

$$u = z \times \sin j = zj = -z \frac{\partial w}{\partial x};$$

$$u = z \sin y = zy = -z \frac{\partial w}{\partial y},$$

де μ – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності;

G – модуль зсуву;

h – висота (товщина) пластини.

2) Відношення деформації

$$E_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; Y_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = -2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}; e_y = \frac{\partial v}{\partial y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}; Y_{xz} = 0. \quad (1)$$

3) Напруження

$$s_x = \frac{E}{1 - \mu^2} (E_x + \mu E_y) = -\frac{Ez}{1 - \mu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right);$$

$$s_y = \frac{E}{1 - m^2} (E_x + \mu E_y) = -\frac{Ez}{1 - m^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + m \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right); \quad (2)$$

$$t_{xy} = Gg_{xy} = \frac{E}{2(1+m)} \left(-2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) = -\frac{Ez}{1+m} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}.$$

4) Варіаційне рівняння коливань пластини

$$\delta(\Pi - T) = 0. \quad (3)$$

Варіація потенціальної енергії

$$\begin{aligned} \delta\Pi = & \frac{1}{2} \delta \int (s_x d\epsilon_x + s_y d\epsilon_y + t_{xy} d\gamma_{xy}) / V - \frac{1}{2} \delta \int q dw dx dy = \frac{1}{2} \delta \int (s_x d(-z \frac{\delta^2 w}{x^2}) + \\ & + s_y d(-z \frac{\delta^2 w}{y^2}) + t_{xy} d(-2z \frac{\delta^2 w}{x y})) dx dy dz - \frac{1}{2} \delta \int q dw dx dy = \frac{1}{2} \{ \delta \int (s_x d(-z \frac{\delta^2 w}{x^2}) - \\ & - \frac{\delta}{2} s_y z dz d \frac{\delta^2 w}{y^2} - 2 \frac{\delta}{2} t_{xy} z dz d \frac{\delta^2 w}{x y}) dx dy \} - \frac{1}{2} \delta \int q dw dx dy = - \frac{1}{2} \{ \delta \int (M_x d \frac{\delta^2 w}{x^2} + M_x d \frac{\delta^2 w}{y^2} + \\ & + 2M_{xy} d \frac{\delta^2 w}{x y}) dx dy \} - \frac{1}{2} \delta \int q dw dx dy, \end{aligned} \quad (4)$$

$$M_x = \int \frac{\delta}{2} s_x z dz; \quad M_y = \int \frac{\delta}{2} s_y z dz; \quad M_{xy} = \int \frac{\delta}{2} t_{xy} z dz. \quad (5)$$

Інтегруємо інтеграли в останньому виразі за частинами:

$$\begin{aligned} & (\int^B u dv = uv \int^B - \int^B v du : \\ \delta \int M_x d \frac{\delta^2 w}{x^2} dx dy &= \int \delta M_x d \frac{\delta w}{x} dy - \delta \int \frac{M_x}{x} d \frac{\delta w}{x} dx dy = \\ &= \int \delta M_x d \frac{\delta w}{x} dy - \int \frac{M_x}{x} d \delta w dy + \delta \int \frac{M_x}{x^2} d w dx dy. \end{aligned} \quad (6)$$

За аналогією

$$\delta \int M_y d \frac{\delta^2 w}{y^2} dx dy = \int \delta M_y d \frac{\delta w}{y} dx - \int \frac{M_y}{y} d w dx + \delta \int \frac{M_y}{y^2} d w dx dy. \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \delta \int M_{xy} d \frac{\delta^2 w}{x y} &= \delta \int M_{xy} \frac{1}{x} d \frac{\delta w}{y} dx dy = \\ &= \int \delta M_{xy} d \frac{\delta w}{y} dy - \delta \int \frac{M_{xy}}{y} d \frac{\delta w}{y} dx dy = [M_{xy} d w] - \\ &- \int \frac{M_{xy}}{y} d w dy - \int \frac{M_{xy}}{x} d w dx + \delta \int \frac{M_{xy}}{x y} d w dx dy. \end{aligned} \quad (8)$$

Член у квадратних дужках рівний нулю [11]. Тоді варіація потенціальної енергії дорівнює

$$\begin{aligned}
\Delta \Pi = & -\frac{1}{2} \int \left[\Delta M_x \frac{dw}{dx} - \frac{\partial M_x}{\partial x} w + \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} w dx dy + \Delta M_y \frac{dw}{dy} - \right. \\
& - \left[\frac{\partial M_y}{\partial y} w dx + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} w dx dy - 2 \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} w dy - 2 \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} w dx + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} w dx dy \right] - \\
& - \frac{1}{2} \int q dx dy = -\frac{1}{2} \int \left[\Delta M_x \frac{dw}{dx} + \Delta M_y \frac{dw}{dy} - \left[\frac{\partial M_x}{\partial x} + 2 \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} \right] dy - \right. \\
& - \left[\frac{\partial M_y}{\partial y} + 2 \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} \right] dx \left. \right] dw + \int \left[\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + q \right] dx dy dw - \frac{1}{2} \int q dx dy = \\
& - \frac{1}{2} \int \left[\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + q \right] dx dy.
\end{aligned} \tag{9}$$

У формулах (5) та (9) уведено позначення зведених поперечних сил (Q_x, Q_y) , згинаючих (M_x, M_y) та крутного моментів (M_{xy}) .

$$\begin{aligned}
Q_x = & - \left(\frac{\partial M_x}{\partial x} + 2 \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} \right) = - D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + m \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} + 2(1-m) \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} \right] = \\
= & - D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + (2-m) \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} \right]; \\
Q_y = & - D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial y^3} + (2-m) \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} \right] = D \left[\frac{\partial M_y}{\partial y} + (2-m) \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} \right]; \\
M_x = & - \frac{h}{2} \frac{Ez^2}{1-m^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) dz = - D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right); \\
M_y = & - D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + m \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right); \quad M_{xy} = - D(1-m) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}.
\end{aligned} \tag{10}$$

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – коефіцієнт циліндричної жорсткості; h – товщина

пластинки

Інтеграли виразу (9) формують граничні умови на контурі пластинки.

Запишемо чотири види граничних умов для досліджуваної прямокутної пластинки постійної товщини:

- при згинаючому моменті й поперечній силі на вільному краї дорівнюють нулю:

$$\begin{aligned}
M_x(x, y) \Big|_{x=0}^{x=a} = 0, \\
Q_x(x, y) \Big|_{x=0}^{x=b} = 0, \\
M_x = - D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right] = 0, \\
Q_x = - D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + (2-\mu) \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} \right] = 0.
\end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
 M_y(x, y) \Big|_{y=0}^{y=b} &= 0, \\
 Q_y(x, y) \Big|_{y=0}^{y=b} &= 0, \\
 M_y &= -D \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \ddot{\omega} = 0, \\
 Q_y &= -D \frac{\partial^3 \omega}{\partial y^3} + (2 - \mu) \frac{\partial^3 \omega}{\partial y \partial x^2} \dot{\omega} = 0.
 \end{aligned}$$

- при прогині й куті повороту перерізу закріпленого краю, наприклад при $x=a$, дорівнюють нулю

$$\begin{aligned}
 \omega &= 0, & \omega &= 0, \\
 \frac{\partial \omega}{\partial x} &= 0, & \frac{\partial \omega}{\partial y} &= 0.
 \end{aligned} \tag{12}$$

- при прогині й загальному моменті шарнірно опертого краю дорівнюють нулю

$$\omega = 0; M_x = -D \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \ddot{\omega} = 0; \begin{matrix} \omega = 0 \\ M_y = -D \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \ddot{\omega} = 0. \end{matrix} \tag{13}$$

Варіація кінетичної енергії дорівнює

$$\delta T = \frac{1}{2} \rho h \delta \int \int \frac{\partial \omega}{\partial t} \dot{\omega}^2 dx dy. \tag{14}$$

Після підстановки рівняння (14) і (9) у варіаційне рівняння коливань пластини (3) та відокремлення складників, що відповідають за граничні умови варіації, отримуємо рівняння поперечних коливань тонкої пружної пластинки

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + q + \rho h \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = D \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} \dot{\omega} + q + \rho h \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = 0. \tag{15}$$

Для вільних коливань при $q=0$ розв'язок рівняння відшукуємо у вигляді

$$w(x, y, t) = w(x, y) \sin(pt + a).$$

Відповідно рівняння(15) набуде вигляд

$$D \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} \dot{\omega} + \rho h \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = 0.$$

Розв'язання красвої задачі в цьому випадку не може бути знайдено в загальній формі. Але теоретичні та експериментальні дані показують, що у пластинок постійної товщини вузлові лінії паралельні сторонам пластинки для всіх форм коливань. Виняток становлять тільки квадратні пластинки, для яких можливі комбіновані форми коливань виду $m \pm n$. У подальшому індекс m означає число вузлових ліній, паралельних осі y , а n – паралельних осі x , включаючи вузлові лінії, що збігаються із закріпленими контурними лініями пластинки (рис. 2).

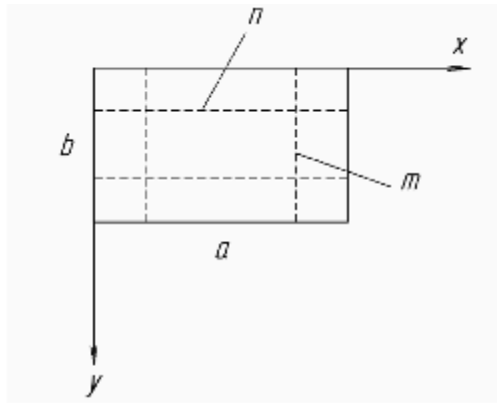


Рис. 2. Закріплені контурні лінії пластинки

Пластинки зі всіма можливими випадками крайових умов досліджені за допомогою методу Релея–Ритца [10]. При цьому форму коливань запишемо у вигляді

$$\omega = A_{m,n} X_m(x) Y_n(y),$$

де – балкові функції.

Частоту власних коливань визначаємо за формулою

$$\omega = \frac{k_n^2}{a^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h}},$$

де

$$k_{n,m}^2 = \pi^2 \lambda; \lambda_{n,m}^2 = (G_x^4)_n + \frac{a^4}{b^4} (G_y^4)_m + 2 \frac{a^2}{b^2} \nu (H_x)_n (H_y)_m + (1 - \nu) (J_x)_n (J_y)_m$$

Розглянемо два випадки граничних умов:

- дві протилежні сторони жорстко закріплені, а дві інших – вільні;
- дві протилежні сторони шарнірно оперті, а дві інші вільні.

Перший випадок відповідає жорсткому кріпленню (приварюванню) пластини до стінок форми, а другий випадок – вільно опертим (рознімним шарнірно закріпленим) пластинам.

Для першого випадку балкові функції запишемо у вигляді[10]:

$$X_m = \text{ch} \frac{k_m x}{1} - \cos \frac{k_m x}{1} - \sigma_m \frac{\text{sh} \frac{k_m x}{1} - \sin \frac{k_m x}{1}}{\text{ch} \frac{k_m x}{1} - \cos \frac{k_m x}{1}}$$

$$Y_n = \text{ch} \frac{k_n y}{1} - \cos \frac{k_n y}{1} - \sigma_n \frac{\text{sh} \frac{k_n y}{1} - \sin \frac{k_n y}{1}}{\text{ch} \frac{k_n y}{1} - \cos \frac{k_n y}{1}}$$

для другого випадку:

$$X_m = \text{ch} \frac{k_m x}{1} - \cos \frac{k_m x}{1} - \sigma_m \frac{\text{sh} \frac{k_m x}{1} - \sin \frac{k_m x}{1}}{\text{ch} \frac{k_m x}{1} - \cos \frac{k_m x}{1}}$$

$$Y_n = \text{ch} \frac{k_n y}{1} - \cos \frac{k_n y}{1} - \sigma_n \frac{\text{sh} \frac{k_n y}{1} - \sin \frac{k_n y}{1}}{\text{ch} \frac{k_n y}{1} - \cos \frac{k_n y}{1}}$$

Для досліджуваних пластин функції $G_x, G_y, H_x, H_y, J_x, J_y$ будуть дорівнювати:

перший випадок (жорстке кріплення, рис. 1)

$$\begin{aligned}
 (G_x)_m &= \begin{cases} 1.506, & m=2 \\ m - \frac{1}{2}, & m=3,4,5\dots \end{cases} & (H_x)_m &= \begin{cases} 1.248, \\ (m - \frac{1}{2})^2 \end{cases} - \frac{2}{(m - \frac{1}{2})p} \\
 (G_y)_n &= \begin{cases} 1.506, & m=2 \\ n - \frac{1}{2}, & m=3,4,5\dots \end{cases} & (H_y)_n &= \begin{cases} 1.248, \\ (n - \frac{1}{2})^2 \end{cases} - \frac{2}{(n - \frac{1}{2})p} \\
 (J_y)_n &= \begin{cases} 5.017, \\ (n - \frac{1}{2})^2 \end{cases} + \frac{6}{(n - \frac{1}{2})p}
 \end{aligned}$$

другий випадок (вільно оперте кріплення, рис. 2)

$$\begin{aligned}
 (G_x)_m &= \begin{cases} 1.506, & m=2 \\ m - \frac{1}{2}, & m=3,4,5\dots \end{cases} & (H_x)_m &= \begin{cases} 1.248, \\ (m - \frac{1}{2})^2 \end{cases} - \frac{2}{(m - \frac{1}{2})p} \\
 (J_x)_m &= \begin{cases} 5.017, \\ (m - \frac{1}{2})^2 \end{cases} + \frac{6}{(m - \frac{1}{2})p}
 \end{aligned}$$

$$(G_y)_n = n - 1 \quad m=3,4,5\dots \quad (H_y)_n = (n - 1)^2 \quad (J_y)_n = (n - 1)^2.$$

Для моделювання коливань робочого органа використовуємо комп'ютерну програму Nastran. Отримані моделі коливання активного робочого органа з різними видами кріплення його країв при резонансних частотах наведено на рисунках 3 і 4.

Коли пластина коливається в середовищі, яке може розглядатися як ідеальна рідина, зміну її власних частот можна розрахувати за методом Ламба.

Значення коефіцієнтів χ для основного тону защемлених і опертих пластинок приведено в таблиці 2. Значення коефіцієнта χ для консольної пластинки подано в таблиці 3.

Таблиця 2. Значення коефіцієнтів χ для основного тону заземлених і опертих пластинок

b/a	Вільно оперта пластинка	Защемлена пластинка
0,0	0,78	0,70
0,1	0,76	0,68
0,2	0,71	0,61
0,3	0,65	0,50
0,4	0,61	0,45
0,5	0,55	0,43
0,6	0,51	0,41
0,7	0,47	0,39
0,8	0,45	0,37
0,9	0,43	0,35
1,0	0,42	0,33

Таблиця 3. Значення коефіцієнта χ для консольної пластинки

b/a	Форма коливань	
	1/0	1/1
0,1	1,08	0,65
0,2	0,81	0,54
0,4	—	0,38
0,5	0,55	—
1	0,88	0,24
2	0,20	—

$$\frac{w_{\text{жс}}}{w} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{r_{\text{жс}}}{4\rho} \frac{\ddot{\omega} F ds}{(s)} \frac{\ddot{\omega} F}{(s) r} ds + \frac{r h}{2} \frac{\ddot{\omega} F^2 ds}{(s)}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + c \frac{a}{r h}}},$$

$$\frac{w_{\text{жс}}}{w} = \frac{1}{\sqrt{1 + c \frac{r_{\text{жс}} a}{r h}}},$$

звідси

$$w_{\text{жс}} = w \frac{1}{\sqrt{1 + c \frac{r_{\text{жс}} a}{r h}}},$$

де ω – частота коливань пластини в повітрі;

$\rho_{ж}$ – щільність середовища, в якому коливається пластина;

ρ – щільність матеріалу, з якого зроблена пластина;

a – геометричний параметр пластини;

h – товщина пластини;

χ – коефіцієнт для врахування защемлення пластини, в нашому випадку, коли співвідношення ширини до товщини становить 0,3. Для пластини, вільно опертої, $\chi = 0,65$, а для жорстко защемленої $\chi = 0,5$.

Для знаходження резонансної частоти з урахуванням середовища на всіх власних частотах пластинки використовуємо комп'ютерну програму Excel, за допомогою котрої будуємо активні таблиці, що дадуть нам змогу спостерігати зміну частоти при зміні будь-якого параметра пластини.

Для прикладу зробимо розрахунок резонансної частоти з урахуванням середовища для вільно опертої пластини, Гц,

$$w_{жк} = 279,13 \frac{1}{\sqrt{1 + 0,65 \frac{2500 \times 0,8}{7850 \times 0,0015}}} = 26,45.$$

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у цьому напрямі

1. На основі аналізу варіантів кріплення активного робочого органу касетної установки для формування залізобетонних виробів, представленого у вигляді пластини, проведено розрахунок резонансних частот його коливань.

2. Отримані результати дозволяють у розв'язанні задачі резонансних частот коливань робочого органу з урахуванням впливу ущільнюваного середовища, визначення максимальної енергії, що передається від нього середовищу, що дозволить зменшити енергетичні затрати на формування бетонних виробів.

3. Задачами наступних досліджень буде вивчення активного робочого органу з розбалансованим центром мас.

Література

1. Олехнович К.А. Потребительские качества современных виброплощадок / К.А. Олехнович, Ю.И. Виноградов, Н.П. Нестеренко // Строительные и дорожные машины. 1991. – №8. – С.14–16.

2. Нестеренко М.П. Універсальний вібростенд просторових коливань.

3. М.П. Нестеренко, О.В. Орисенко, В.В. Шульгин // Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций: тез. докл. Первой всеукр. науч.-практ. конф. – Полтава, 1996. – С. 59.

4. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С. 177–181.

5. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища школа, 1985.– 168 с.
6. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: – К.: ІСДО, 1994. – 359 с.
7. Сівко В.Й. Деякі питання теорії будівельних матеріалів і сумішей / В.Й. Сівко, М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6. – С. 84–89.
8. Лялинов А.Н. Новые вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – Л.: Ленинградский ДНТП, 1970. – 31 с.
9. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Дрофа, 2004 – С. 343–364.
10. Василенко М.В. Теорія коливань і стійкості руху / М.В. Василенко, О.М. Алексейчук. – К.: Вища школа, 2004 – С. 391 – 411.
11. Гонткевич В.С. Собственные колебания пластинок и оболочек / В.С. Гонткевич. – К.: Наукова думка, 1964. – 67 с.
12. Ректорис К. Вариационные методы в математической физике и технике. / К. Ректорис. – М.: Мир, 1985 – С. 272.

Надійшла до редакції 20.11.2012

© П. О. Молчанов, М. П. Нестеренко, В. М. Чередніков

УДК 666.97.033.16

*П. О. Молчанов, ассистент,
Н. П. Нестеренко, к.т.н., доц.,
В. Н. Чередников, к.т.н., доц.*

Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка

ИЗУЧЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ ВИБРАЦИОННОЙ КАССЕТНОЙ УСТАНОВКИ И ИХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

В статье аналитически определена резонансная частота колебаний перегородки кассетной формы, как активного рабочего органа.

Ключевые слова: *активный рабочий орган, резонансная частота, кассетная установка, колебание, форма.*

UDC 666.97.033.16

*P. A. Molchanov, Assistant,
M. P. Nesterenko, Ph. D., Associate Professor,
V. M. Cherednikov, Ph. D., Associate Professor
Poltava National Technical University named in honour of Yuriy Kondratyuk*

**STUDY OF VARIATIONS OF THE ACTIVE LABOR BODIES
VIBRATIONAL DISPENSER, AND THEIR DYNAMIC
CHARACTERISTICS**

In the article resonance frequency vibrations the partition cassette form is analytically certain as an active working organ .

Keywords: *activeworking organ, resonance frequency, cassette setting, oscillation, form.*