

**УДК 666.97.003.16**

*М.П. Нестеренко, к.т.н., доц., Т.О. Склярєнко, асист., С.М. Малинський, к.ф.-м.н., доц.  
Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ВІБРОПЛОЩАДКИ ІЗ ЦИЛІНДРИЧНИМИ ТА КОНІЧНИМИ ОПОРАМИ**

*Проведено порівняння й аналіз існуючих методів дослідження та розрахунку руху робочого органа віброплощадок із низькочастотними просторовими коливаннями. Наведена математична модель руху робочого органа віброплощадки з конічними й циліндричними опорами.*

*Ключові слова: віброплощадка, просторові коливання, моделювання, віброопора.*

*Проведено сравнение и анализ существующих методов исследования и расчета движения рабочего органа виброплощадок с низкочастотными пространственными колебаниями. Приведена математическая модель движения рабочего органа виброплощадки с коническими и цилиндрическими опорами.*

*Ключевые слова: виброплощадка, пространственные колебания, моделирование, виброопора.*

*The author compares and analyses the existing research and calculation methods of motion of the vibrating platform's mobile frames with the low frequency spatial vibrations. The mathematical model of motion of vibrating platform's mobile frames with conical and cylindrical supports is given.*

*Key words: vibrating platform, spatial vibrations, modelling, vibrating support.*

**Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями.** На виробництві збірного залізобетону для ущільнення бетонних сумішей широко використовують віброплощадки з низькочастотними просторовими коливаннями, які збуджуються одинарним віброзбуджувачем із вертикальним дебалансним валом. Вертикальні складові амплітуд вібропереміщень, які значною мірою визначають технологічну ефективність обладнання, розподіляються по поверхні форми нерівномірно, зростаючи від мінімального значення у середній частині до максимального по краях. Запропоновані циліндрична та конічна віброопори [1, 2] забезпечують підвищення технологічної ефективності формування виробів за рахунок більш рівномірного розподілу амплітуд вібропереміщень точок по поверхні робочого органа, що забезпечить якісне ущільнення виробів як по краях віброплощадки, так і в її центрі.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв’язання даної проблеми.** В основу відомих математичних досліджень покладена конструктивна схема віброплощинки, що включає такі основні вузли: рухливу раму, встановлену на пружні гумово-металеві опори, й один чи два віброзбудники з дебалансними валами, які приводяться в обертання за допомогою клинопасових передач від незалежних асинхронних електродвигунів. Розглядається модель зарезонансної вібромашини, що являє собою тверде тіло на пружній підвісці [3]. Така динамічна модель з одиночним віброзбудником використана у роботах К.О. Олехновича, Ю.І. Виноградова щодо віброплощадок типу ВПГ, К.А. Бахмудова для дослідження стаціонарних віброформ. При побудові динамічної моделі прийнятий ряд допущень стосовно особливостей вибраної моделі, що несуттєво для розв’язання поставленого завдання, наприклад: форма з бетонною сумішшю, яка ущільнюється, вважається жорстко закріпленою на рухливій рамі віброплощинки; рухлива рама із закріпленими на ній віброзбудниками, верхніми частинами пружних опор і формою заміняється рівноцінним за масою та вагою твердим тілом; вплив бетонної суміші на коливання рухливої рами віброплощинки приблизно враховується в моделі лише тим, що до маси твердого тіла приєднується 25 – 50% маси суміші, яка формується; пружні опори точкові, тобто їхні крутильні жорсткості через незначність кутових переміщень не враховуються; опорами руху тіла, крім пружних сил, що виникають у пружних опорах, нехтують; вібродії, які викликаються гіроскопічним моментом і моментом від сили ваги дебалансу, через їхню незначність порівняно з вібродіями, що викликаються моментом змушуючих сил, не враховуються.

Вірогідність отриманих результатів при динамічному моделюванні добре підтверджується на практиці. Коливання тіла збуджуються однією чи двома силами, постійні за модулем вектори яких мають довільні точки прикладення й обертаються у довільно орієнтованих площинах із постійними кутовими швидкостями.

Для опису руху тіла використані дві системи координат: жорстко зв’язана з тілом рухома система прямокутних координат  $\bar{O}\bar{x}\bar{y}\bar{z}$ , початок якої збігається із центром мас тіла (ц.м.), осі  $\bar{O}\bar{x}$  та  $\bar{O}\bar{y}$  розміщені у поздовжній і поперечній площинах симетрії тіла, а вісь  $\bar{O}\bar{z}$  направлена вертикально й інерціальна (нерухома) –  $Oxuz$ , які вибрані так, що у положенні статичної рівноваги тіла осі обох систем збігаються. Положення тіла в інерціальній системі координат визначається трьома координатами його ц. м.  $x_0, y_0, z_0$  та трьома кутами  $\theta, \eta, \psi$  повороту тіла відносно осей  $Ox, Oy, Oz$ . Для даної спрощеної динамічної моделі з урахуванням симетрії

розташування пружних опор і віброзбудників записані диференційні рівняння руху тіла у формі рівнянь Лагранжа другого роду. Розв'язок системи рівнянь дозволяє визначити вібропереміщення заданих точок вібросистеми.

**Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.** У розглянутих математичних моделях руху робочого органа віброплощадки вібраційні опори розглядаються як точки без урахування їхніх фізичних властивостей.

**Метою даної роботи** є створення математичної моделі віброплощадки з урахуванням фізичних властивостей циліндричної та конічної віброопор для визначення раціональних параметрів установки віброзбудника на рухливій рамі віброплощадки і необхідного статичного моменту його дебалансу для забезпечення ефективного формування залізобетонних виробів.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Розглянемо окремий випадок, коли рама віброплощадки здійснює лише плоскопаралельний рух без урахування її крутильних коливань навколо центра мас.

Вимушуючу силу – силу інерції дебалансу  $F$ , яка виникає при його обертанні, запишемо у вигляді

$$F(\varphi) = (F_x(\varphi); F_y(\varphi); F_z(\varphi)), \quad (1)$$

де  $F_x = F \sin \theta \cos \varphi$ ,  $F_y = F \sin \theta \sin \varphi$ ,  $F_z = F \cos \theta$  – проекції вимушуючої сили  $F$  на осі координат  $x, y, z$  відповідно;

$\varphi$  – кут положення дебалансу.

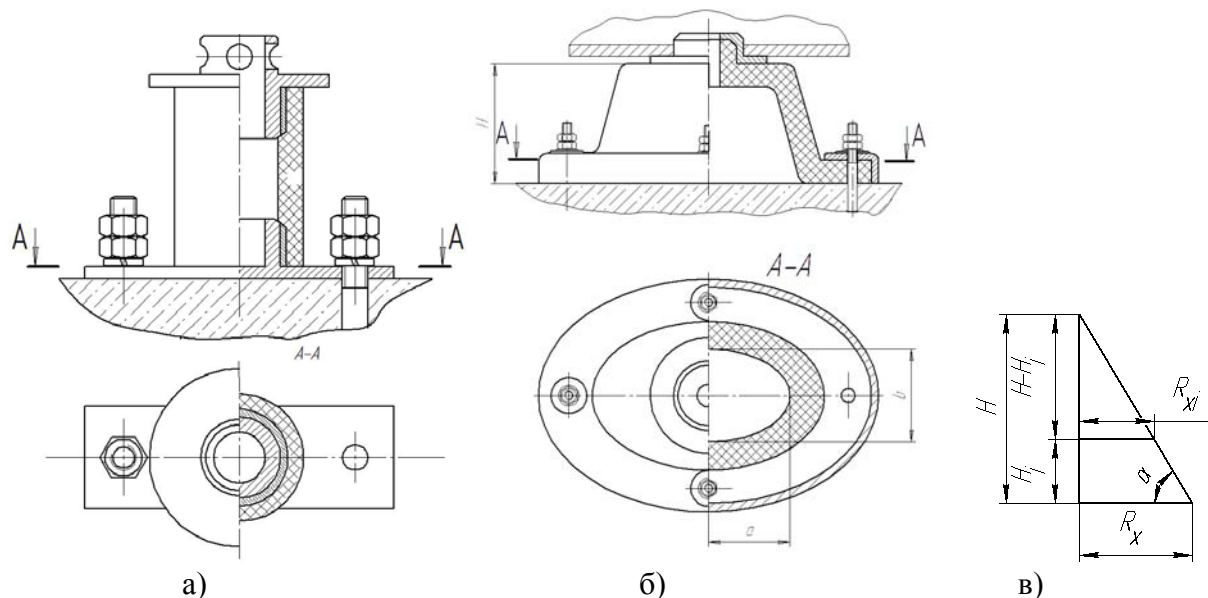


Рисунок 1 – Віброопори: а) циліндрична; б) конічна; в) основні геометричні розміри

Вимушуюча сила

$$F = dm\omega^2. \quad (2)$$

Переміщення по осі  $z$  за законом Гука дорівнює

$$\Delta z = - \int_0^H \frac{F_z}{EA_z}, \quad (3)$$

де  $A_z$  – площа поперечного перерізу робочої частини опори на деякій висоті  $z$ ;

$F_z$  – складова частина вимушуючої сили по осі  $z$ . Розглянемо схематичне зображення основних геометричних характеристик віброопори (рисунок 2).

Висота прямокутного трикутника

$$H = R_x \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

де  $R_x$  – радіус робочої частини віброопори в найнижчій точці по  $Ox$ ;

$\alpha$  – кут нахилу стінки віброопори до осі  $x$ .

Висота від горизонтальної площини поперечного перерізу опори до верхньої частини

$$H - H_i = R_{x_i} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

де  $R_{x_i}$  – радіус опори по осі  $x$  на висоті  $H_i$ ,

$H_i$  – висота, на якій визначається поперечний переріз робочої частини опори.

З рівностей (4) і (5) випливає, що

$$R_x \cdot \operatorname{tg} \alpha - H_i = R_{x_i} \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$H_i = (R_x - R_{x_i}) \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$R_{x_i} = R_x - \frac{H_i}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (6)$$

Тоді площа поперечного перерізу опори на висоті  $z$

$$A_z = \pi \left( R_x - \frac{H_i}{\operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (7)$$

Деформація опори по осі  $z$

$$\Delta z = - \int_0^h \frac{F_z dz}{E \cdot \pi \left( R_x - \frac{z}{\operatorname{tg} \alpha} \right)^2};$$

$$\Delta z = \frac{F_z}{E \cdot \pi \left( R_x - \frac{z}{\operatorname{tg} \alpha} \right)} \Bigg|_0^h = \frac{F_z}{\pi E} \left( \frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} \alpha}} - \frac{1}{R_x} \right). \quad (8)$$

Для визначення деформації опори по осях  $x$  та  $y$  вважаємо, що жорсткість по цих осях буде пропорційною радіусам еліпса  $a$  та  $b$

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{a}{b}, \quad (9)$$

де  $a$  – радіус меншої напівосі (по осі  $x$ );

$b$  – радіус більшої напівосі (по осі  $y$ );

$\frac{\sigma_1}{\sigma_2}$  – відношення жорсткості опори по осі  $x$  до жорсткості по осі  $y$ .

Тому

$$\Delta x = \frac{F_x a}{a+b} \int_0^h \frac{dz}{EA(z)} = \frac{F_x a}{a+b} \int_0^h \frac{dz}{\pi E \left( R_x - \frac{z}{\operatorname{tg} \alpha} \right)^2}; \quad (10)$$

$$\Delta y = \frac{F_y b}{a+b} \int_0^h \frac{dz}{EA(z)} = \frac{F_y b}{a+b} \int_0^h \frac{dz}{\pi E \left( R_x - \frac{z}{\operatorname{tg} \alpha} \right)^2}. \quad (11)$$

У результаті перетворень рівності (10) та (11) набувають вигляду:

$$\Delta x = \frac{F_x a}{\pi E (a+b)} \left( \frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} \alpha}} - \frac{1}{R_x} \right); \quad (12)$$

$$\Delta y = \frac{F_y b}{\pi E (a+b)} \left( \frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} \alpha}} - \frac{1}{R_x} \right).$$

Підставивши в дані залежності сили  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ , виражені через загальну силу  $z$  та кути прикладання, отримаємо

$$\Delta x = \frac{aF \sin \theta \cos \varphi}{\pi E (a+b)} \left( \frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} \alpha}} - \frac{1}{R_x} \right);$$

$$\Delta y = \frac{bF \sin \theta \sin \varphi}{\pi E (a+b)} \left( \frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} \alpha}} - \frac{1}{R_x} \right);$$

$$\Delta z = \frac{F \cos \theta}{\pi E} \left( \frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} \alpha}} - \frac{1}{R_x} \right).$$

Позначимо точки дотику чотирьох віброопор із площадкою як  $A_1$ ;  $A_2$ ;  $A_3$ ;  $A_4$ , тоді координати кожної з точок при прикладанні сили  $F$

$$\begin{aligned} & A_1 \left( x_1 + \Delta x_1; y_1 + \Delta y_1; z_1 + \Delta z_1 \right); \\ & A_2 \left( x_2 + \Delta x_2; y_2 + \Delta y_2; z_2 + \Delta z_2 \right); \\ & A_3 \left( x_3 + \Delta x_3; y_3 + \Delta y_3; z_3 + \Delta z_3 \right); \\ & A_4 \left( x_4 + \Delta x_4; y_4 + \Delta y_4; z_4 + \Delta z_4 \right). \end{aligned}$$

Якщо точки кріплення площадки до опор лежатимуть в одній площині, то виразимо це через визначник

$$\begin{vmatrix} x_1 + \Delta x_1 & y_1 + \Delta y_1 & z_1 + \Delta z_1 & 1 \\ x_2 + \Delta x_2 & y_2 + \Delta y_2 & z_2 + \Delta z_2 & 1 \\ x_3 + \Delta x_3 & y_3 + \Delta y_3 & z_3 + \Delta z_3 & 1 \\ x_4 + \Delta x_4 & y_4 + \Delta y_4 & z_4 + \Delta z_4 & 1 \end{vmatrix} = 0.$$

**Висновок.** Аналіз отриманих математичних викладок дозволяє у будь-який момент часу визначити амплітуди вібропереміщень точок рухомої рами по осях залежно від жорсткості опор, кута нахилу стінки опори до осі, маси дебалансу та кутової швидкості його обертання.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Склярєнко, М.М. Нестеренко. – Патент на корисну модель №и200610919; Заявл. 16.10.2006; Опубл. 25.05.2007. – Бюл. – 2007. – №7. – 4 с.
2. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Склярєнко, М.М. Нестеренко. – Деклараційний патент на винахід №69059 А МПК F16F3/07 Україна. – №и2003098610; Заявл. 22.09.2003; Опубл. 15.07.2004. – Бюл. – 2004. – №7. – 4 с.
3. Вибрації в техніці: справочник: В 6 т. – М.: Машиностроение, 1978 – 1981. – Т.6.
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. Нестеренко Н.П. Совершенствование виброплощадок для формирования многоспустотных панелей перекрытий / М.П. Нестеренко // Эффективные строительные материалы и конструкции, используемые

при возведении зданий и сооружений: сб. науч. тр. – К.: УМК ВО, 1992. – С. 93 – 102.

6. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для підприємств будівельної індустрії / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2002. – Вип. 9. – С.90 – 93.

7. Олехнович К.А. Виброплощадки для конвейерных линий / К.А Олехнович., Ю.И Виноградов., Н.П. Нестеренко // Бетон и железобетон. – 1991. – №4. – С.18 – 19.

8. 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.

9. Вікторов Ю.Є. Аналітичні дослідження закономірностей просторового руху робочого органа вібраційної установки з двома дебалансними віброзбудниками / Ю.Є. Вікторов, М.П. Нестеренко, О.В. Орисенко. // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) – Полтава: ПДТУ, 2000. – Вип. 5 – С.53 – 62.

10. Орисенко О.В. Математична модель вібраційної машини з вертикальним дебалансним валом / О.В Орисенко, М.П. Нестеренко // Проблемы создания новых машин и технологий: науч. тр. КГПИ. – Кременчуг: КГПИ, 2000. – Вып. 1/2000(8). – С.457 – 460.