

УДК 666.97.003.16

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ВІБРОПЛОЩАДКИ З КОНІЧНИМИ ОПОРАМИ

Нестеренко М.П., к.т.н., доц., Склярєнко Т.О., асис.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

36601 м. Полтава, Першотравневий проспект, 24

E-mail: stalex@ukr.net

Составлена математическая модель и определен закон движения вибрационной площадки с низкочастотными пространственными колебаниями в зависимости от ее основных параметров.

Ключевые слова: математическая модель, вибрационная площадка, пространственные колебания.

A mathematical model is made and a law of motion of vibration platform with the spatial vibrations of low frequency depending on its basic parameters is definite.

Key words: mathematical model, vibration platform, spatial vibrations.

Вступ. На виробництві збірного залізобетону для ущільнення бетонних сумішей широко використовують віброплощадки з низкочастотними просторовими коливаннями, які збуджуються одинарним вібраційним збуджувачем коливань із вертикальним дебалансним валом. Вертикальні складові амплітуд вібраційних переміщень, 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 вібраційні опори [1-3] забезпечують підвищення технологічної ефективності формування виробів за рахунок більш рівномірного розподілу амплітуд вібраційних переміщень точок по поверхні робочого органа, що забезпечить якісне ущільнення виробів як по краях віброплощадки, так і в її центрі.

Аналіз попередніх досліджень. В основу відомих математичних досліджень покладена конструкційна схема віброплощадки, що включає такі основні вузли: рухливу раму, встановлену на пружні гумоометалеві опори і один чи два віброзбудники з дебалансними валами. Розглядається модель зарезонансної вібромашини, що є твердим тілом на пружній підвісці. Така динамічна модель з одиночним віброзбудником використана у роботах К.О. Олехновича, Ю.І. Виноградова стосовно віброплощадок типу ВПГ, К.А. Бахмудова для дослідження стаціонарних віброформ [4,5]. При побудові динамічної моделі прийнятий ряд допущень стосовно особливостей вибраної моделі, що несуттєво для вирішення поставленого завдання.

Мета роботи. Дослідження руху віброплощадки з конічними опорами. Доведення ефективності використання вдосконаленого обладнання.

Матеріал і результати дослідження. Розглянемо окремих випадок, коли рама віброплощадки здійснює лише плоскопаралельний рух без урахування її крутильних коливань навколо центра мас.

Вимушуючу силу – силу інерції дебаланса F , яка виникає при його обертанні, - запишемо у вигляді

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

де $F_x = F \sin q \cos j$, $F_y = F \sin q \sin j$,

$F_z = F \cos q$ – проекції вимушуючої сили F на вісі координат x, y, z відповідно;
 j – кут положення дебалансу.

Вимушуюча сила:

$$F = dmw^2, \quad (2)$$

де m – маса дебаланса;

w – кутова швидкість дебаланса;

d – відстань від вісі обертання дебаланса до центру його маси;

Переміщення по вісі z за законом Гука рівне:

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

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

F_z – складова частина вимушуючої сили по вісі z ;

E – пружність опори.

Розглянемо схематичне зображення основних геометричних характеристик вібраційної опори (рис. 1).

Висота прямокутного трикутника

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

де R_x – радіус робочої частини вібраційної опори в найнижчій точці по вісі x ;

a – кут нахилу стінки вібраційної опори до вісі x .

Висота від горизонтальної площини поперечно-го перерізу опори до верхньої частини:

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

де R_{x_i} – радіус опори по вісі x на висоті H_i ;

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

Із рівностей (4) і (5) випливає, що:

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

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

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

Тоді, площа поперечного перерізу опори на висоті z :

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

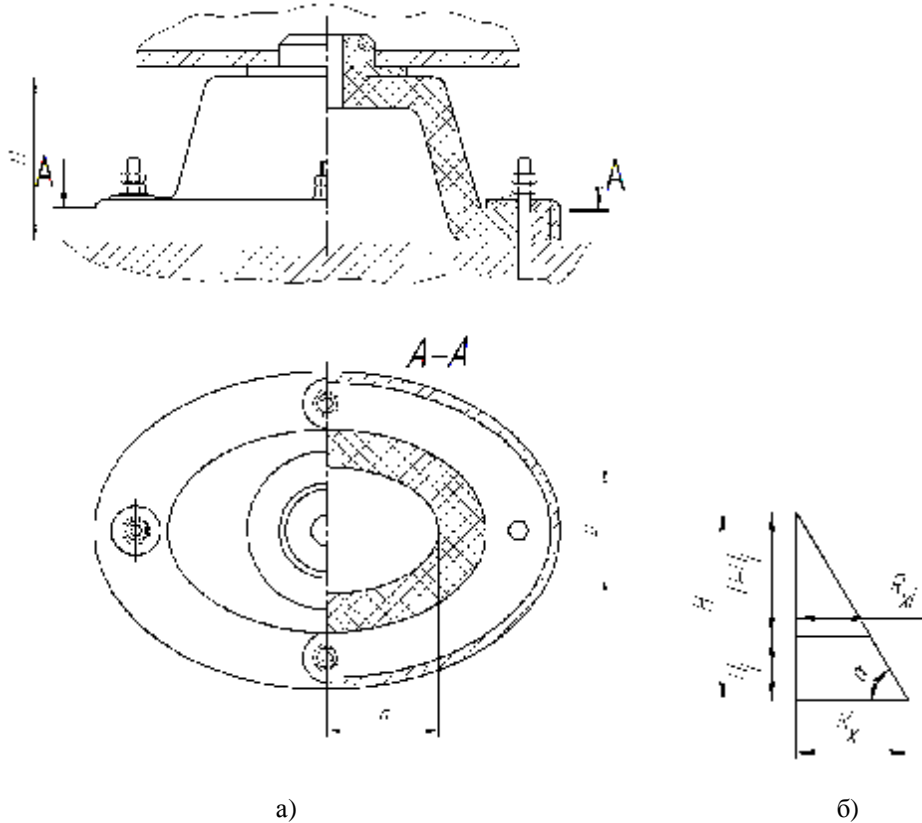


Рисунок 1 – Конструкція вібраційної опори: а) загальний вигляд; б) основні геометричні розміри

Деформація опори по вісі z :

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

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

Для визначення деформації опори по вісям x і y вважаємо, що жорсткість по цим осям буде пропорційною радіусам еліпса a та b :

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{a}{b} . \quad (9)$$

де a – радіус меншої напіввісі (по вісі x),
 b – радіус більшої напіввісі (по вісі y),

$\frac{S_1}{S_2}$ – відношення жорсткості опори по вісі

x до жорсткості по вісі y .

Тому:

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

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

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

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

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

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

$$\Delta x = \frac{aF \sin q \cos j}{pE(a+b)} \left(\frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} a}} - \frac{1}{R_x} \right);$$

$$\Delta y = \frac{bF \sin q \sin j}{pE(a+b)} \left(\frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} a}} - \frac{1}{R_x} \right);$$

$$\Delta z = \frac{F \cos q}{pE} \left(\frac{1}{R_x - \frac{H}{\operatorname{tg} a}} - \frac{1}{R_x} \right).$$

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

$$A_1 \left(x_1 + \Delta x_1; y_1 + \Delta y_1; z_1 + \Delta z_1 \right);$$

$$A_2 \left(x_2 + \Delta x_2; y_2 + \Delta y_2; z_2 + \Delta z_2 \right);$$

$$A_3 \left(x_3 + \Delta x_3; y_3 + \Delta y_3; z_3 + \Delta z_3 \right);$$

$$A_4 \left(x_4 + \Delta x_4; y_4 + \Delta y_4; z_4 + \Delta z_4 \right).$$

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

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

Висновки. Аналіз отриманих математичних викладень дозволяє у будь-який момент часу визначити амплітуди вібраційних переміщень точок рухомої рами по вісях залежно від жорсткості опор, кута нахилу стінки опори до вісі, маси дебаланса та кутової швидкості його обертання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Складенко, М.М. Нестеренко.– Патент на корисну модель №u200610919; Заявл. 16.10.2006; Опубл. 25.05.2007.– Бюл.– 2007.– № 7.– 4 с.
2. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Складенко, М.М. Нестеренко – Деклараційний патент на винахід №69059 А МПК F16F3/07 Україна.– №u2003098610; Заявл. 22.09.2003; Опубл. 15.07.2004. – Бюл. – 2004. – № 7.– 4 с.
3. Нестеренко М. П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). –Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С.177–181.
4. Нестеренко М. П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для підприємств будівельної індустрії // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2002. – Вип. 9. – С. 90–93.
5. Олехнович К. А., Виноградов Ю.И., Нестеренко Н.П. Виброплощадки для конвейерних ліній // Бетон и железобетон. - 1991. – № 4. – С. 18-19.

Стаття надійшла 22.12.2008 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Масловим О.Г.