

2. Отримано аналітичний вираз для коливань сили струму (з урахуванням перехідного режиму) в електромагнітному колі ЕМВ зі статичними характеристиками. Наведений вираз (11) можна використовувати безпосередньо у (3) для узагальненого зусилля збурення вібраційної системи та для дослідження коливань систем без урахування диференціального рівняння електромагнітного кола ЕМВ (6) і (8).

1. Цыфанский С.Л. *Нелинейные и параметрические колебания вибрационных машин технологического назначения* / С. Л. Цыфанский, В. И. Бересневич, А. Б. Окс. – Рига: Зинатне, 1991. – 230 с. 2. Божко А. Е. *О сингулярной формуле тягового усилия двухтактного электромагнитного вибровозбудителя* // Доп. НАН України. – 2009. – № 9. – С. 92–96. 3. Божко А.Е., Бельх В.И., Мягкохлеб К.Б. *Математические модели и структурные схемы электромагнитных вибровозбудителей* // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 4. – С. 35–40. 4. Zeljko V.Despotovic, Zoran V.Stojiljkovic. *PSPICE Simulation of two-mass vibratory conveying system with electromagnetic drive EUROCON 2005 Serbia & Montenegro, Belgrade, November 22–24, 2005.*

УДК 666.97.033.16

М.Г. ЄМЕЛЬЯНЕНКО

Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури

СТВОРЕННЯ ОБЛАДНАННЯ З ПНЕМОГІДРОПРИВОДОМ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ДРІБНОШТУЧНИХ ВИРОБІВ

© Ємельяненко М.Г., 2011

Розглянуто схеми і опис конструкцій вібраційних машин з пневогідравлічним приводом, який містить еластичні оболонки. Встановлено раціональні співвідношення параметрів пневмовібраційної системи формувальних машин. Складено диференціальні рівняння, які описують динаміку робочого органа та параметри стану стисненого повітря пневмосистеми; наведено результати розв'язання рівнянь на ПЕОМ.

Are given the circuit both description of a design of vibrating devices with a pneumo-hydraulic drive including elastic environments. Established rational relationship between the parameters of the system pneuvibration molding machines. The differential equations describing moment of a working body of the vibrating machine and parameters of a condition of compressed air of pneumosystem are made; the results of the decision of the equations on the computer are given.

Постановка проблеми. Тенденції розвитку будівельної промисловості в Україні і за кордоном з початку ХХІ ст. спрямовані на використання досконаліх, екологічно чистих, енерго- і ресурсозберігаючих вітчизняних та закордонних технологій, машин, обладнання, конструкцій і матеріалів.

Найпривабливішими в сучасному будівництві є дрібноштучні бетонні вироби (блоки, бордюри, тротуарна плитка), які виготовляють з використанням вібрації або вібропресування. Обладнання для виготовлення дрібноштучних бетонних виробів, порівняно з обладнанням виробництв збірного залізобетону, а також керамічної і силікатної цегли, дешевше і займає менші площі, а витрати енергії на одиницю продукції значно нижчі.

Незважаючи на поширення технологій виготовлення бетонних елементів методом вібрації, конструкції, теорія і методики розрахунків віброплощадок відстають від сьогодення. Проектування формувальних машин високого технічного рівня потребує патентоспроможних конструктивних рішень, уточнених методів розрахунку їхніх параметрів.

Аналіз останніх досліджень. Сучасний розвиток вібраційних машин і обладнання відбувається в таких напрямках [1–6]:

- удосконалення конструкцій їх вузлів (створення нових варіантів привода, пружних елементів, змінних робочих органів) [1–3, 5–7];
- автоматизації робочого процесу [2];
- розширення технологічних можливостей (створення машин з регульованими у широких діапазонах параметрів режимами, з комбінованими режимами, а також із стадійною вібраційною дією на матеріали) [2, 5, 6, 10].

Аналіз конструкцій і досліджень вібраційних машин для формування дрібноштучних бетонних виробів дає змогу зробити висновки про те, що є потреба у конструкціях машин, приводи яких можуть генерувати вібрації низької та високої частоти, уможливило регулювання параметрів без зупинення процесу. Ознаки вказаних властивостей мають авторські конструкції вібраційних машин з пневматичним та пневмогідравличним приводами [7–10]. У теоретичному аспекті є потреба у вирішенні проблеми, яка полягає у розвитку теорії і удосконаленні методик розрахунку вказаних машин.

Формулювання мети доповіді. Розроблення основ створення машин і обладнання з пневматичними та пневмогідравличними приводами для формування дрібноштучних бетонних виробів.

Виклад основного матеріалу. За результатами патентних досліджень, аналізу наукових джерел і виробничого досвіду за ідеями автора розроблено і запатентовано нові схеми пневматичних вібраційних машин для формування бетонних виробів.

Виконано аналітичне дослідження параметрів привода, пружних і формувальних елементів нових вібромашин з пневмоприводом [8].

Для нових пневматичних вібраційних машин з регульованим приводом з використанням положень теорії обґрунтовано вибір параметрів [9]. На основі формули Сен-Венана – Ванцеля для витрат стиснутого повітря і залежностей для визначення часу витікання повітря з об'єму та часу його наповнення аналітично одержано критерії у вигляді співвідношень параметрів пневмосистеми, які забезпечують потрібні значення амплітуд та частот у режимах роботи вібраційних машин до резонансу і після проходження резонансу:

$$P_{f_1} = \frac{V}{m_1 f_1} = \frac{K \sqrt{RT_M}}{0,5282 - \frac{p_a}{p_M} + \frac{2}{k-1} \cdot \sqrt{1 - (0,5282)^{\frac{k-1}{k}}}}; P_{f_2} = \frac{V}{m_2 \cdot f_2} = \frac{1}{0,05n \cdot [(\frac{p_M}{0,1894})^{0,143} - 1]}, \quad (1)$$

де p_a, p_M – атмосферний та магістральний тиск повітря; n – частота перемикавання розподільювача стисненого повітря; V – усереднений об'єм пневматичної порожнини; T_M – абсолютна температура повітря в магістралі; f_1, f_2 – площі впускних та випускних отворів; m_1, m_2 – коефіцієнти витрати повітря; k – показник адіабати; R – універсальна газова стала.

Зміну тиску та секундну витрату повітря у порожнині одержано у вигляді

$$p_2 = p_M \cdot \left[\frac{D_0}{7} \cdot t + 1 \right]^{-7}; \bar{G}_2 = \frac{1}{T} \int_0^T 0,00912 \cdot m_2 \cdot f_2 \cdot j(s_*) \cdot p_M \cdot \left[\frac{D_0}{7} \cdot t + 1 \right]^{-7 \cdot \frac{k+1}{2k}} dt, \quad (2)$$

де $D_0 = k \cdot m_2 \cdot f_2 \cdot K \cdot \sqrt{RT_M} \cdot j(s_*) / V$; $j(s_*) = 0.2588$.

Для пневматичних вібраційних систем з регульованою частотою перемикання розподільника і обмеженим магістральним поданням стиснутого повітря введено поняття “повітряної подушки” та коефіцієнта повітряної подушки k_{Π} , яке дало змогу істотно уточнити залежність для збуджувальної сили F (від кутової частоти $w = 2\pi n$):

$$k_{\Pi} = \frac{1}{\left(1 + \frac{m_2 \cdot f_2}{0,05 \cdot V_2 \cdot u}\right)^7}; \quad F = \left(1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{40p \cdot m_2 \cdot f_2}{V \cdot w}\right)^7}\right) \cdot p_M \cdot S \cdot \left(\frac{1 - \cos wt}{2}\right). \quad (3)$$

Одержано уточнені залежності для розрахунку кінематичних і динамічних параметрів пневмовібраційної системи та витрати стиснутого повітря.

Здійснено дослідження динаміки віброформувань машин з пневматичним приводом.

Складено і розв’язано диференціальні рівняння руху робочого органа вібраційної машини з пневмогідрравлічним приводом з урахуванням процесів у пневматичній системі для варіантів однобічного і двобічного подання стисненого повітря відносно поршнів циліндрів привода. Для однобічного подавання стисненого повітря (рис. 1) одержано систему рівнянь руху робочого органа вібраційної машини і стану пневмосистеми в безрозмірному вигляді:

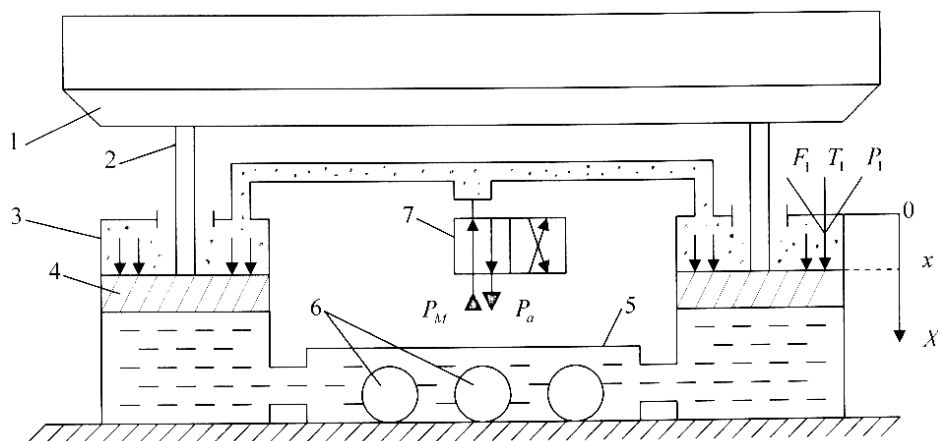


Рис. 1. Розрахункова схема вібраційної машини при однобічному поданні стисненого повітря:

1 – робочий орган; 2 – шток; 3 – циліндр; 4 – поршень; 5 – ємкість;
6 – пневмопружні елементи; 7 – пневморозподільник

$$\ddot{x} = (s_1 - s_a) - \frac{F_2}{F_1} \cdot (s_2 - s_{2,0}) - A_4 \cdot \dot{x}, \quad (4)$$

$$\frac{ds_1}{dt} = -\frac{ks_1}{x} \cdot \left\{ A_1 s_1^{\frac{k-1}{2k}} \cdot j\left(\frac{s_a}{s_1}\right) + \frac{dx}{dt} \right\} \quad \text{за з'єднання з атмосферою; (5)}$$

$$\frac{ds_1}{dt} = \frac{ks_1}{x} \cdot \left\{ A_1 \frac{j(s_1)}{s_1^{\frac{1}{k}}} - \frac{dx}{dt} \right\} \quad \text{для з'єднання з магістраллю; (6)}$$

$$x = \frac{x}{L_0}; \quad t = \frac{t}{T_0}; \quad A_1 = \frac{N_p \cdot F_1 \cdot p_M}{c \cdot L_0}; \quad L_0 = \frac{F_1 \cdot p_M \cdot I}{F_2 \cdot p_{2.0} \cdot k}; \quad T_0^2 = \frac{M}{c};$$

де $c = \frac{N_p \cdot F_2 \cdot p_{2.0} \cdot k}{I}; \quad A_4 = \frac{b}{\sqrt{M \cdot c}}; \quad I = \frac{N_e \cdot V_0}{N_p \cdot F_2}; \quad p_{2.0} = \frac{Mg + p_a F_1}{F_2};$ x – переми-

щення поршня; t – час; M – маса рухомих частин системи з урахуванням маси бетонної суміші; F_1, F_2 – площа торців поршня; V_1 – змінне значення об’єму пневматичної порожнини; p_M, p_a – магістральний і атмосферний тиск повітря; k – показник адіабати; f_1 – площа отвору в циліндрі; μ – коефіцієнт витрати повітря; $j(S_i)$ – витратна функція; N_p, N_e – кількості циліндрів та пружних елементів; p_1, p_2 – тиск повітря з кожного боку поршня; $V_0, p_{2.0}$ – об’єм пружного елемента і тиск повітря в ньому в стані рівноваги системи; T_0, L_0 – характерний період та лінійний розмір; R – універсальна газова стала.

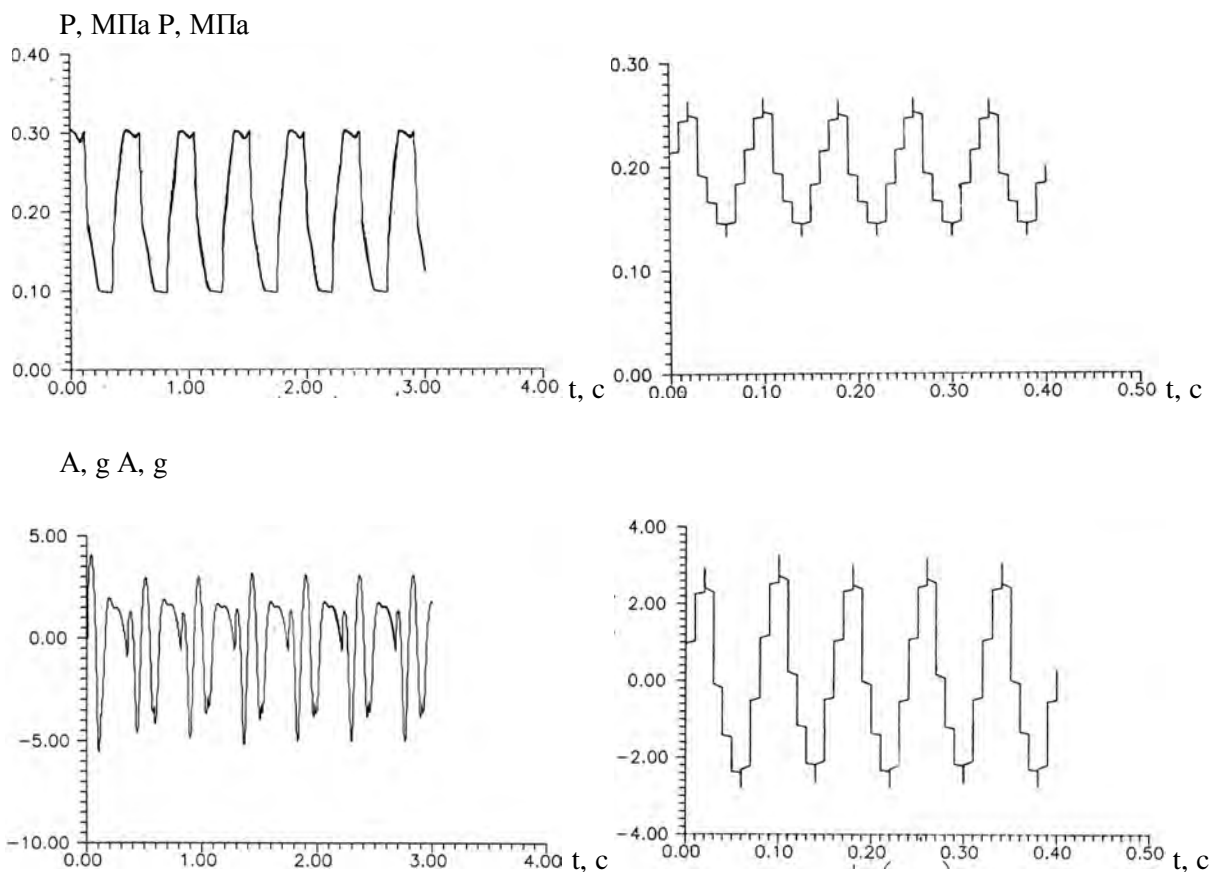


Рис. 2. Залежності тиску повітря в порожнині циліндра (p) та прискорення робочого органа (A) за частоти перемикачів розподільника повітря $f = 2$ Гц (з лівого боку) і $f = 12,5$ Гц (з правого боку)

Розв’язання диференціальних рівнянь виконано числовими методами на ПЕОМ. На рис. 2 наведено результати розв’язання для системи з параметрами: $M = 3000$ кг; $P_M = 0,3$ МПа; $F_1 = 0,128$ м²; $F_2 = 0,130$ м²; $f_1 = 0,002$ м²; $N_p = 4$; $V_0 = 0,0375$ м³; $\mu = 0,82$.

Для двобічного подавання стисненого повітря (рис. 3–5) одержано систему рівнянь руху робочого органа вібраційної машини і стану пневмосистеми в безрозмірному вигляді (рис. 4):

$$\ddot{\mathbf{x}} = (-s_1 + s_n + \Pi_1 \cdot s_2) \cdot N_p + \Pi_2 - \text{Sign}(\dot{\mathbf{x}}) \cdot [\Pi_3 \cdot \tilde{f}_0(\dot{\mathbf{x}}) + \Pi_4 \cdot \dot{\mathbf{x}}] + G(x) \cdot x; \quad (7)$$

$$\frac{ds_1}{dt} = \frac{k}{x_{01} - x} \cdot \left\{ \dot{I}_5 \cdot \dot{I}_1(s_1) - s_1 \frac{dx}{dt} \right\}; \quad (8)$$

$$\frac{ds_2}{dt} = \frac{k}{x_{02} + 1 + x} \cdot \left\{ \dot{I}_6 \cdot \dot{I}_2(s_2) - s_2 \frac{dx}{dt} \right\}; \quad (9)$$

$$\Pi_1 = \frac{F_2}{F_1}; \quad \Pi_2 = \frac{Mg + p_a \cdot F_\theta \cdot N_p}{F \cdot p_M}; \quad \Pi_3 = \frac{f_{отр}}{F \cdot p_M}; \quad \Pi_4 = b \cdot \sqrt{\frac{S}{M \cdot F_1 \cdot p_M}};$$

де

$$\Pi_5 = \frac{k_1 \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot T_0 \cdot f_{e1}}{F_1 \cdot S \cdot N_p}; \quad \Pi_6 = \frac{k_1 \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot T_0 \cdot f_{e2}}{F_2 \cdot S};$$

$\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_6$ – симплекси подібності систем:

$$T_0 = \sqrt{\frac{M \cdot S}{F_1 \cdot p_M}}; \quad G(x) = \frac{c_1 \cdot S}{F_1 \cdot p_M}, \quad x < 0; \quad G(x) = \frac{c_2 \cdot S}{F_1 \cdot p_M}, \quad x > 0;$$

$M = m_{p.o} + \gamma m_M + \rho_{ж} V_{ж} + N_p \cdot (m_{п1} + m_{ш})$ – маса рухомих частин системи; x_0 – координата положення нижнього торця поршня; γ – коефіцієнт приєднання маси матеріалу; $\rho_{ж}, V_{ж}$ – щільність та об’єм робочої рідини в приводі; N_p – кількість циліндрів; N_e – кількість оболонок; P_I, V_I, T_I – тиск, об’єм і абсолютна температура в пневматичній порожнині I;

P_{II}, V_{II}, T_{II} – тиск, об’єм, і абсолютна температура в пневматичній порожнині II; $f_{e1} = \mu \cdot f_1; f_{e2} = \mu \cdot f_2$ – ефективні площі отворів для входу та виходу стисненого повітря (f_1, f_2 – площі отворів; μ – коефіцієнт витрати); $F_1, F_2, F_{ш}$ – площі торців поршня і перерізу штока; C – зведений коефіцієнт жорсткості пружних елементів; b – зведений коефіцієнт опору; $f_{отр}$ – амплітудне значення сили тертя спокою; $\tilde{f}_0(\dot{\mathbf{x}})$ – функція, яка швидко убуває зі зростанням $\dot{\mathbf{x}}$; k – показник адиабати; $k_1 = \sqrt{2k(k-1)}$, R – газова стала; T_M – абсолютна температура повітря у магістралі; P_a, P_M – атмосферний і магістральний тиск; P_n – пороговий тиск оболонки; $j(s_i) = j(p_i/p_M)$ – витратна функція ($i = 1, 2$); d_0, l_0 – внутрішній діаметр та довжина еластичної оболонки.

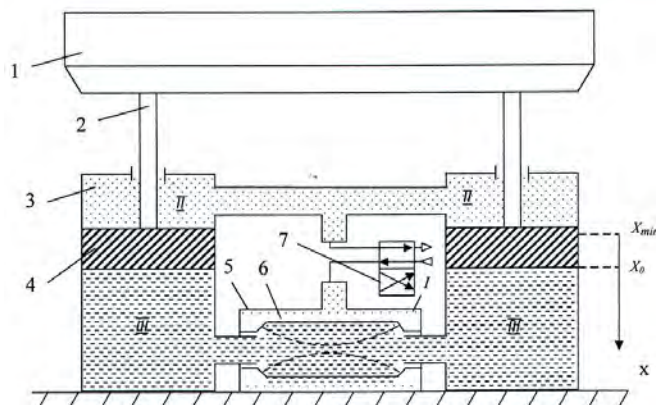


Рис. 3. Вібромашина, яка містить привід з двобічним поданням стисненого повітря: 1 – стіл; 2 – шток; 3 – циліндр; 4 – поршень; 5 – смкість; 6 – еластична оболонка; 7 – розподільник

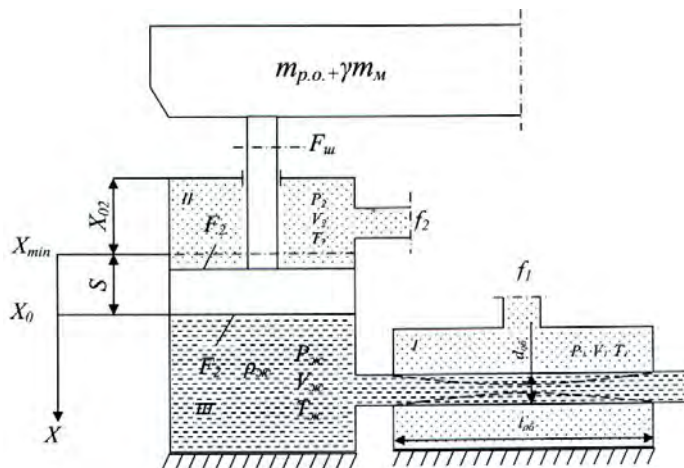


Рис. 4. Розрахункова схема вібромашини, яка містить привід з двобічним поданням стисненого повітря

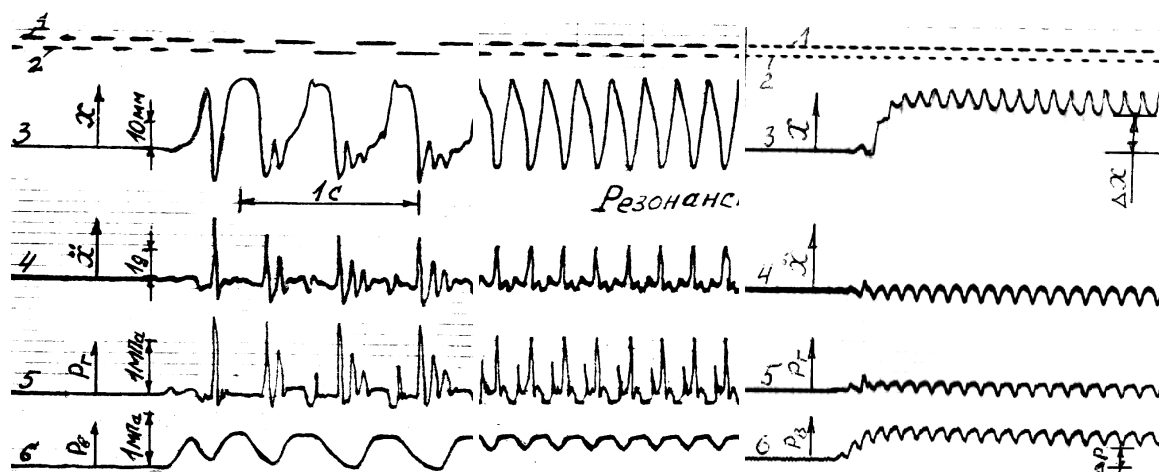


Рис. 5. Експериментальні осцилограми

За допомогою обробки експериментальних даних одержано апроксимуючу функцію регресії

$Y = \frac{p - p_0}{p_0}$ для аргументу $X = \frac{l_0}{d_0}$ у безрозмірному вигляді для стандартних діаметрів 63 та 50 мм:

$$\text{– для оболонки з діаметром 63 мм } \frac{p - p_0}{p_0} = \frac{0,516}{\left(\frac{l_0}{d_0}\right)^2} - 1,249 \cdot 10^{-4} \cdot e^{\frac{l_0}{d_0}};$$

$$\text{– для оболонки з діаметром 50 мм } \frac{p - p_0}{p_0} = \frac{0,502}{\left(\frac{l_0}{d_0}\right)^2} - 1,336 \cdot 10^{-4} \cdot e^{\frac{l_0}{d_0}}. \quad (10)$$

Потрібні об'єм порожнини і довжина циліндричної оболонки у вигляді рукава діаметром d_0 :

$$V_0 \geq \frac{F_2 \cdot S \cdot N_p}{N_e \cdot h}; \quad l_0 \geq \frac{4F_2 \cdot S \cdot N_p}{N_e \cdot p \cdot d_0^2 \cdot h}. \quad (11)$$

Внутрішній діаметр циліндра

$$D \approx 1.13 \sqrt{\frac{F_B}{c \cdot p_M \cdot (1 - k_{TP})}}, \quad (12)$$

де χ – безрозмірний параметр навантаження; p_M – магістральний тиск; k_{TP} – коефіцієнт тертя.

Потрібні площі отворів у циліндрах

$$f_1 \geq \frac{0,0036 \cdot u \cdot V_n}{m_1}; \quad f_2 \geq \frac{0,009 \cdot n \cdot V_n}{m_2}. \quad (13)$$

Витрата повітря за хвилину

$$Q \approx 30 \cdot u \cdot (a_p \cdot \Lambda - 1) \cdot \{ [1 - k_{П1}] \cdot V_1 + [1 + k_{П1}] \cdot x \cdot S + [1 - k_{П2}] \cdot V_2 \}; \quad (14)$$

$$\text{де } k_{П1} = \frac{1}{\left(1 + \frac{m \cdot f_1}{0.05 \cdot V_1 \cdot u}\right)^7}; \quad k_{П2} = \frac{1}{\left(1 + \frac{m \cdot f_2}{0.05 \cdot V_2 \cdot u}\right)^7}; \quad \Lambda = \frac{p_M}{p_a};$$

$k_{П} = 0.5 \cdot (k_{П1} + k_{П2})$; u – частота коливань; a_p – коефіцієнт зниження магістрального тиску повітря.

На рис. 5 подано осцилограми дорезонансного, резонансного та зарезонансного режиму роботи експериментальної віброплощадки з пневмогідравлічним приводом: 1, 2 – час подавання стисненого повітря у порожнини I та II; 3 – переміщення робочого органа (маса 200 кг); 4 – прискорення робочого органа; 5 – тиск рідини у порожнині III; 6 – тиск повітря у порожнині I.

Пікові значення прискорень робочого органа і тиску рідини у порожнині III в періоди зменшення тиску повітря у порожнині I відповідають моментам “м’яких” ударів (протидія примусовому розширенню еластичної оболонки).

Висновки. Результати дослідження дають змогу зробити важливі висновки:

- вібросистема з пневмогідравлічним приводом здійснює коливання в стійкому режимі;
- у дорезонансному режимі спостерігаються коливання з двома частотами (частотою збуджувальної сили та частотою власних коливань системи); у зарезонансному режимі – з однією частотою (з частотою перемикання розподільника повітря);
- характер коливань вібросистеми асиметричний у дорезонансній зоні й практично симетричний – у зарезонансній зоні коливань;
- під час збільшення частоти збуджувальної сили настає момент, коли виникає “повітряна подушка”; тиск повітря не встигає знижуватись до початкового рівня, центр рівноваги зміщується догори і система здійснює практично гармонічні коливання.

Означені переваги свідчать про те, що можливо використовувати вібромашини з пневмогідравлічним приводом для формування бетонних виробів в дві або три стадії, регулюючи частоту коливань без зупинки процесу.

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: навч. посіб. / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім “Слово”, 2010. – 440 с.
2. Савченко О.Г. Обладнання комплексів для виробництва будівельних дрібноштучних стінових виробів: навч. посіб. / О.Г.Савченко. – Х.: Тимченко, 2006. – 416 с.
3. Назаренко І.І. Теорія і принципи створення вібромашин будіндустрії нового покоління / І.І.Назаренко, А.Т. Свідерський, М.М. Ручинський// Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23., т. 2. – С. 22 – 30.
4. Сівко В.І. Обладнання підприємств промисловості будівельних матеріалів і виробів: підручн. / В.І. Сівко, В.А. Поляченко. – К.: Тов. “АВЕГА”, 2004. – 280 с.
5. Маслов А.Г. Исследование

вибрационных площадок с двухчастотными пространственными колебаниями / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков, 2007. – Вып. 38. – С. 39 – 44. 6. Нестеренко М.П. Дослідження руху віброплощадки із циліндричними та конічними опорами / М.П. Нестеренко, Т.О. Скляренко, С.М. Малинський // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23, т. 2. – С. 56 – 62. 7. Емельяненко Н.Г. Аспекты динамики виброформовочных машин с приводами, включающими элементы текучей среды // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – № 30. – С. 128–133. 8. Емельяненко Н.Г. Аналитическое определение коэффициентов жёсткости пневмоупругих элементов вибрационных машин // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2006. Вип. 36. – С. 216–219. 9. Емельяненко Н.Г. Обоснование выбора соотношений параметров пневмопривода вибромашины // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА ХОТВ АБУ, 2007. Вип.42. – С. 137–140. 10. Емельяненко Н.Г. Трактовка результатів експериментальних досліджень виброустановки с пневматическим приводом // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2009. Вип. 52. – С. 352–356.

УДК 621.914

І.В. КУЗЬО, Ю.П. ШОЛОВІЙ, М.Л. БІЛЯВСЬКИЙ
Національний університет “Львівська політехніка”

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ МАШИНИ НА БАЗІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

© Кузьо І.В., Шоловій Ю.П., Білявський М.Л., 2011

Запропоновано математичну модель роботи когенераційної машини на базі двигуна внутрішнього згорання, яка дає можливість розрахувати основні параметри стану робочого тіла (тиск, температура) у будь-який момент часу функціонування машини.

The mathematical model of work cogeneration machine on the basis of an internal combustion engine is offered gives the chance calculation key parameters of a condition working body (pressure, temperature) in defined the moment of time of functioning of the machine are created.

Постановка проблеми. Основним напрямом розвитку вітчизняної промисловості є розвиток нових або вдосконалення відомих енергозбережних технологій з метою зменшення собівартості виробництва продукції та підвищення продуктивності машин, призначених для генерування теплової та електричної енергії. Сучасний стан обладнання енергопостачальних підприємств не дає можливості раціонально використовувати паливно-енергетичні ресурси, що призводить до низького коефіцієнта корисної дії залучених машин та рентабельності усього виробничого процесу. Це пов'язано з тим, що в найближчі роки настає термін виведення з експлуатації основних енергогенерувальних машин, які були побудовані в кінці минулого століття. Особливо актуальна така проблема для комунальної теплоенергетики, де експлуатується 26430 котелень із критичним технічним станом обладнання і забезпечується тепловою та електричною енергією близько 55 % житлового фонду та установ бюджетної сфери [1–5]. Посилює енергетичну залежність