

УДК 648.238

ВОЛЯНИК О. Ю., ГЛАДЧУК О. З.

Київський національний університет технологій та дизайну

## АНАЛІЗ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ У ВІДЦЕНТРОВІЙ БАРАБАННІЙ ПРАЛЬНІЙ МАШИНИ

**Мета.** Розроблення та аналіз математичної моделі коливальних процесів, які виникають під час оброблення матеріалів у відцентрових барабанних пральних машинах, визначення умов відсутності контактних деформацій робочих органів та корпусу відцентрової машини.

**Методика.** У роботі використані методи математичного та динамічного моделювання електромеханічних систем з використанням спеціалізованих програмних засобів.

**Результатом** дослідження є розроблення та вдосконалення динамічної моделі для дослідження фізичних процесів, що відбуваються в коливальній системі підвіски барабанних машин і центрифуг. Розроблено математичну модель (шість ступенів свободи), яка описує площинний рух підвіски барабанної машини. Визначені умови, які відповідають за збереження контакту лівої і правої опор корпусу з основою. Також виокремлено умову, яка відповідає за збереження фрикційного зв'язку між корпусом і основою (підлогою). Додатково була здійснена перевірка на відсутність зіткнень та ударів виступаючих елементів підпружиненої системи бак-двигун-противаги з бічними, нижньою і верхньою стінками корпусу відцентрової барабанної пральної машини.

**Наукова новизна.** В роботі отримані аналітичні вирази, які встановлюють залежності сил, що впливають на робочі органи відцентрових автоматичних пральних машин. З використанням програмних засобів аналізу даних була проведена перевірка, чи зазнає розриву фрикційний зв'язок між основою корпусу і підлогою, а також, чи відбувається відрив ніжок корпусу від підлоги.

**Практична значимість.** Отримані результати досліджень можуть бути використані для розроблення конструкцій відцентрових машин аналогічного типу для різних галузей промисловості або побутового призначення.

**Ключові слова:** коливальні процеси, відцентровий пристрій, пральна машина, математичне моделювання, динамічна модель.

**Вступ.** Вимушений рух підвіски «бак-барабан» в динаміці описується системою диференціальних рівнянь, вирішення яких вимагає застосування складних комп'ютерних програм і значних обчислювальних потужностей [1]. Для істотного спрощення ситуації, розглядаємо рух підвісної частини в площині двох координат, що передбачає відсутність руху підвіски, який спрямовано на спостерігача. Це можливо при малих коливаннях бака відносно корпусу або наявності дуже м'якої манжети, що на практиці має місце при правильно спроектованій барабанній машині.

Крім того, експериментальні дані, отримані за результатами багатьох експериментів, дають можливість зробити висновок, що вимушений рух підвіски машини, з деякими обмеженнями, можна розглядати як плаский [4].

**Постановка завдання.** Побудова математичної моделі для дослідження плоско-паралельного руху у вертикальній площині, паралельній лицьовій і задній стінках корпусу пральної машини.

**Результати дослідження.** Математична модель підвіски барабанних машин. Розрахункова схема для дослідження руху барабанної пральної машини зображена на рисунку 1:

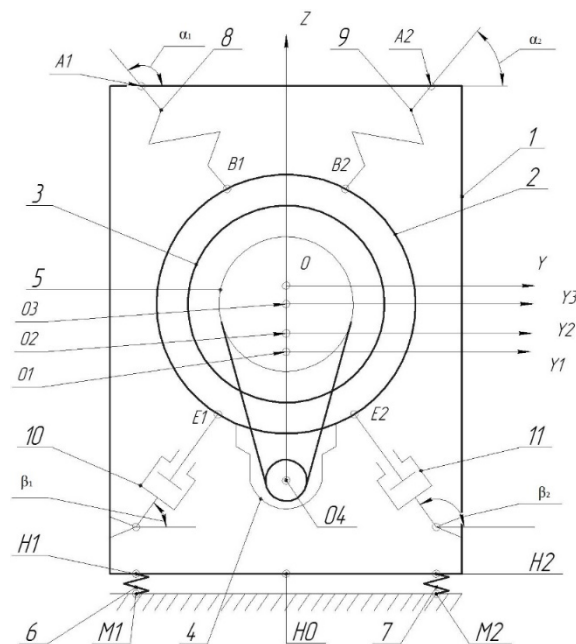


Рис. 1. Розрахункова схема барабанної машини

Інерційні елементи коливальної системи машини: 1 – корпус машини, 2 – бак, 3 – барабан з білизною і водою, 4 – двигун зі шківом і муфтою, 5 – шків пасової передачі. Корпус спирається через пружні елементи 6 і 7 на підлогу.

Бак підвішений до корпусу на двох пружинах 8 і 9. Крім того, корпус і бак мають кінематичний зв'язок через демпфери 10 і 11. Пружини 6, 7, 8 і 9 і демпфери 10 і 11 розглядаються як безінерційні ланки системи (реакція, що спричиняється ними, визначається вхідними координатами, а для демпферів – також швидкостями в поточний момент часу на вході).

Використовуються чотири системи координат:  $yOz$  – нерухома;  $y_1O_1z_1$  – нерухомо пов'язана з корпусом;  $y_2O_2z_2$  – нерухомо пов'язана з баком;  $y_3O_3z_3$  – нерухомо пов'язана з барабаном.

Центри  $O_i$  систем прямокутних координат знаходяться в центрах мас  $i$ -х інерційних тіл ( $i=1,3$ ). Центр  $O$  нерухомої системи координат розташуємо в геометричному центрі завантажувального вікна корпусу машини в статичному положенні. Вісь  $Oy$  горизонтальна. Зусилля пружин приймаємо лінійно залежними від деформації.

Маси корпусу (1) машини, бака (2), барабана (3), двигуна (4) і білизни з водою (а) позначимо відповідно, як  $m_1, m_2, m_3, m_4$  та  $m_a$ .

Моменти інерції корпусу, бака, барабана, двигуна, білизни щодо їх центрів мас позначимо:  $I_{O_1}, I_{O_2}, I_{O_3}, I_{O_4}, I_a$ .

Реакції демпферів ( $F_1, F_2, \dots, F_{N_2}$ ,  $N_2$  – кількість демпферів) вважаються залежними від сил сухого тертя і гідравлічного або пневматичного опору. Крім зазначених вище, візьмемо до уваги пружно-дисипативні властивості манжети між корпусом машини і баком, а також змінність маси і моменту інерції води, яка віджимается.

Вже згадана динамічна система, при розглянутому припущенні плоского руху, володіє

шістьма ступенями свободи, кількість яких розраховується виходячи з 3-х ступенів свободи для кожного вільного твердого тіла (1, 2, 3, 4), що рухається плоско-паралельно, та кількості визначених зв'язків. Корпус 1 має два ступені свободи, тому що третя виключається внаслідок наявності фрикційного зв'язку між опорами корпусу і основою (підлогою). При розриві цього фрикційної зв'язку (коли сила тертя досягає критичного значення) у корпусу буде три ступені свободи. Бак вносить в систему три ступені свободи. Барабан 3, що обертається відносно бака 2 в підшипниках, додає тільки одну ступінь свободи внаслідок наявності двох зв'язків в площині, що перпендикулярна осі обертання. Пасову передачу будемо розглядати як нерозтяжну.

Відповідно числу ступенів свободи введемо шість узагальнених координат:

$z_{H_O}$  – абсолютна координата точки  $H_O$  основи корпусу 1 (в системі  $yOz$ ), яка знаходиться на осі  $O_1z_1$ ;  $\phi_1$  – абсолютний кут повороту корпусу 1, який відраховується від горизонталі;  $y_{O_2}, z_{O_2}$  – координати центру мас  $O_2$  бака 2 в системі  $yOz$ ;  $\phi_2, \phi_3$  – абсолютні кути повороту бака 2 і барабана 3.

Для виведення рівнянь руху динамічної системи машини скористаємося рівняннями Лагранжа другого роду. Повна кінетична енергія системи складається з енергій її ланок 1, 2, 3, 4 та білизни (а):

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_a \quad (1.1.)$$

Згідно з теоремою Кеніга [1] кінетична енергія твердого тіла, що рухається плоско-паралельно, дорівнює сумі кінетичних енергій його центру мас, в якому умовно зосереджена вся маса тіла, і обертального руху відносно центру мас. Таким чином, необхідно отримати аналітичні вирази для швидкостей центрів мас ланок, тобто  $V_{O_1}, V_{O_2}, V_{O_3}, V_{O_4}, V_{O_a}$  в функції узагальнених швидкостей і координат [2].

Швидкість  $\bar{V}_{O_1}$  центру мас корпусу 1 можна виразити через відносну швидкість  $\bar{V}_{H_O}$  точки  $H_O$ , що знаходиться на основі корпусу (рис. 1), і відносну швидкість  $\bar{V}_{O_1H_O}$  в обертальному русі навколо т.  $H_O$ .

Швидкість  $V_{H_O}$  спрямована перпендикулярно до опорної поверхні  $M_1M_2$ .

Виходячи з вищевикладеного маємо

$$\begin{aligned} \bar{V}_{O_1} &= \bar{V}_{H_O} + \bar{V}_{O_1H_O} = \bar{k}_1 \dot{z}_{H_O} + \bar{i} \dot{\phi}_1 \ell_{H_O O_1} \left[ \bar{k}_1 \cos \phi_1 - \bar{j}_1 \sin \phi_1 \right] = \\ &= \bar{k}_1 \left[ \dot{z}_{H_O} - \dot{\phi}_1 \ell_{H_O O_1} \sin \phi_1 \right] - \bar{j}_1 \dot{\phi}_1 \ell_{H_O O_1} \cos \phi_1, \end{aligned} \quad (1.2.)$$

де  $\bar{i}$  – одиничний вектор, спрямований уздовж осі абсолютної системи координат;  $\bar{j}_1$  та  $\bar{k}_1$  – одиничні вектори відповідно паралельної і перпендикулярної опорної поверхні ( $M_1M_2$ , рис. 1);  $\ell_{H_O O_1}$  – відстань між точками  $H_O$  та  $O_1$ ;  $\dot{z}_{H_O}$  – проекція абсолютної швидкості точки на вісь  $K_O z_H$ , яка перпендикулярна до підлоги.

Швидкість  $\bar{V}_{K_2}$  точки  $K_2$ , а також швидкості  $\bar{V}_{O_3}, \bar{V}_{O_4}, \bar{V}_{O_a}$  (центрів мас барабана, ротора двигуна і білизни) можуть бути знайдені в результаті геометричного складання швидкостей поступального і відносного рухів, тобто

$$\begin{aligned}\bar{V}_{K_2} &= \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{K_2 O_2}, \quad \bar{V}_{O_3} = \bar{V}_{K_2} + \bar{V}_{O_3 K_2}, \\ \bar{V}_{O_4} &= \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{O_4 O_2}, \quad \bar{V}_{O_a} = \bar{V}_{K_2} + \bar{V}_{O_a K_2}.\end{aligned}\quad (1.3.)$$

Таким чином,

$$\begin{aligned}\bar{V}_{K_2 O_2} &= \ell_{K_2 O_2} \dot{\varphi}_2 \bar{i} \times [\bar{j} \cos(\varphi_2 + \varphi_{2,O}) + \bar{k} \sin(\varphi_2 + \varphi_{2,O})], \\ \bar{V}_{O_3 K_2} &= \ell_{O_3 K_2} \dot{\varphi}_3 \bar{i} \times [\bar{j} \cos(\varphi_3 + \varphi_{3,O}) + \bar{k} \sin(\varphi_3 + \varphi_{3,O})], \\ \bar{V}_{O_4 O_2} &= \ell_{O_4 O_2} \dot{\varphi}_2 \bar{i} \times [\bar{j} \cos \varphi_2 + \bar{k} \sin \varphi_2], \\ \bar{V}_{O_a K_2} &= \ell_{O_a K_2} \dot{\varphi}_3 \bar{i} \times [\bar{j} \cos(\varphi_3 + \psi_{3,O}) + \bar{k} \sin(\varphi_3 + \psi_{3,O})].\end{aligned}\quad (1.4.)$$

На підставі (1.2), (1.3), (1.4), з урахуванням векторного множення:

$$\bar{i} \times \bar{j} = \bar{k}, \quad \bar{i} \times \bar{k} = -\bar{j}.\quad (1.5.)$$

визначається кінетична енергія всієї системи машини:

$$\begin{aligned}T &= \frac{m_1 V_{O_1}^2}{2} + \frac{I_{O_1} \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{m_2 V_{O_2}^2}{2} + \frac{I_{O_2} \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{m_3 V_{O_3}^2}{2} + \frac{I_{O_3} \dot{\varphi}_3^2}{2} + \\ &+ \frac{m_4 V_{O_4}^2}{2} + \frac{I_{O_4} \dot{\varphi}_4^2 u_{43}^2}{2} + \frac{m_a V_{O_a}^2}{2} + \frac{I_{O_a} \dot{\varphi}_3^2}{2}.\end{aligned}\quad (1.6.)$$

Виразивши кінетичну енергію через узагальнені координати і швидкості, за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду отримаємо шість рівнянь плоскопаралельного руху системи.

Ці рівняння можуть бути представлені в матричному вигляді

$$A\ddot{X} = B.\quad (1.7.)$$

де  $A$  – квадратна матриця розміром  $6 \times 6$ ,

$$\ddot{X} = [\ddot{z}_{O_1} \quad \ddot{\varphi}_1 \quad \ddot{y}_{O_2} \quad \ddot{z}_{O_2} \quad \ddot{\varphi}_2 \quad \ddot{\varphi}_3]^T,$$

( $T$  – операція транспонування,  $B$  – матриця-стовпець).

В результаті, узагальнені сили  $Q_i$ ,  $i=1,6$  визначаються залежностями:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= P_{H_1} + P_{H_2} - \sum_{i=1}^n [P_i \sin \alpha_i] + \sum_{j=1}^k [F_j \sin \beta_j] + p_m \sin \alpha_c, \\
 Q_2 &= -P_{H_1} [\ell_{H_1} \cos \phi_1 + z_{H_{O_1}} \sin \phi_1] + P_{H_2} [\ell_{H_2} \cos \phi_1 + z_{H_{O_1}} \sin \phi_1] - \\
 &\quad - \sum_{i=1}^n [(y_{A_i} - y_{O_1}) P_i \sin \alpha_i - (z_{A_i} - z_{O_1}) P_i \cos \alpha_i] - \\
 &\quad - \sum_{j=1}^k [(y_{D_j} - y_{O_1}) F_j \sin \beta_j - (z_{D_j} - z_{O_1}) F_j \cos \beta_j], \\
 Q_3 &= \sum_{i=1}^n (P_i \cos \alpha_i) - \sum_{j=1}^k (F_j \cos \beta_j) - p_m \cos \alpha_c, \\
 Q_4 &= -m_{2\Sigma} g + \sum_{i=1}^n (P_i \sin \alpha_i) - \sum_{j=1}^k (F_j \sin \beta_j) - p_m \sin \alpha_c, \\
 Q_5 &= \sum_{i=1}^n [(y_{B_i} - y_{O_2}) P_i \sin \alpha_i - (z_{B_i} - z_{O_2}) P_i \cos \alpha_i] + M_{TP} \text{sign}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + \\
 &\quad + \sum_{j=1}^k [(y_{E_j} - y_{O_2}) F_j \sin \beta_j - (z_{E_j} - z_{O_2}) F_j \cos \beta_j] - M_D, \\
 Q_6 &= M_D u_{43} - M_b - M_{TP} \text{sign}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) - M_A.
 \end{aligned} \tag{1.8}$$

де  $P_{H_1}$  та  $P_{H_2}$  – пружно-дисипативні реакції опорних елементів 6 і 7;

$P_i$  – сили пружності пружин підвіски бака 2 до корпусу 1;

$F_j$  – діюче на бак поздовжнє зусилля в демпферах;

$P_M$  – зусилля в манжеті завантажувального вікна машини;

$M_D$  – момент, що розвивається електродвигуном;

$M_{TP}$  – момент сил тертя на валу барабана.

Момент сил аеродинамічного опору, що діють на барабан, визначимо за емпіричною формулою Пфлейдерера [3], яка в перетвореному вигляді в системі одиниць СІ матиме вигляд:

$$M_A = \beta \rho \omega_3^2 \left[ D^5 \left( 1 + 5 \frac{H}{D} \right) + D_a^5 \left( 1 + \frac{H_1}{D_a} \right) \right] H_m, \tag{1.9}$$

де  $\beta = 3 \cdot 10^{-6}$  (постійний коефіцієнт),  $\rho$  – густина повітря ( $\rho = 1,196 \text{ кг/м}^3$ ),  $D$  – зовнішній діаметр барабана,  $D_a$  – внутрішній діаметр кільця, утвореного ущільненою білизною,  $H$  – довжина барабана,  $H_1$  – довжина кільця білизни.

Інтегрування системи диференціальних рівнянь, що описують пласкі коливання корпусу 1 і бака 2, здійснювалося з використанням стандартного пакета MATLAB.

В якості вихідних умов системи (при  $t=0$ ) використовувалися:

$$z_{H_1}(0) = \frac{\varphi_1(0)c_H(\ell_{H_1} - \ell_{H_2}) - \gamma c_H(\ell_{H_1} - \ell_{H_2}) - Mg \cos \gamma}{2c_H},$$

$$\varphi_1(0) = \frac{\gamma c_H \ell_H^2 - Mg(\ell_H \cos \gamma - 2\ell_{H_2})}{c_H \ell_H^2 - 2Mg\ell_{O_1}}, \quad (1.10)$$

$$\varphi_3(0) = 0,$$

де  $M$  – сумарна маса машини: її центр мас умовно вважаємо розташованим в точці  $O_1$ .

За результатом інтегрування перевірялося, чи зазнає розриву фрикційний зв'язок між основою корпусу 1 і підлогою, а також, чи відбувається відрив ніжок корпусу від підлоги, відповідно до умов.

$$R_{H_1} = \frac{1}{\ell_{H_2} + \ell_{H_1}} \left[ -(y_{A_1} - y_{H_2})P_1 \sin \alpha_1 + (z_{A_1} - z_{H_2})P_1 \cos \alpha_1 - (y_{A_2} - y_{H_2})P_2 \sin \alpha_2 + (z_{A_2} - z_{H_2})P_2 \cos \alpha_2 + (y_{D_1} - y_{H_2})F_1 \sin \beta_1 - (z_{D_1} - z_{H_2})F_2 \cos \beta_1 + (y_{D_2} - y_{H_2})F_2 \sin \beta_2 - (z_{D_2} - z_{H_2})F_2 \cos \beta_2 + m_1 g(y_{O_1} - y_{H_2}) \right] \geq 0, \quad (1.11)$$

$$R_{H_2} = \frac{1}{\ell_{H_2} + \ell_{H_1}} \left[ (y_{A_1} - y_{H_1})P_1 \sin \alpha_1 - (z_{A_1} - z_{H_1})P_1 \cos \alpha_1 + (y_{A_2} - y_{H_1})P_2 \sin \alpha_2 - (z_{A_2} - z_{H_1})P_2 \cos \alpha_2 - (y_{D_1} - y_{H_1})F_1 \sin \beta_1 + (z_{D_1} - z_{H_1})F_1 \cos \beta_1 - (y_{D_2} - y_{H_1})F_2 \sin \beta_2 + (z_{D_2} - z_{H_1})F_2 \cos \beta_2 - m_1 g(y_{O_1} - y_{H_1}) \right] \geq 0, \quad (1.12)$$

$$(R_{H_1} + R_{H_2})f \geq | +P_1 \cos(\alpha_1 - \gamma) - P_2 \cos(\alpha_2 - \gamma) + F_1 \cos(\beta_1 - \gamma) - F_2 \cos \beta_2 + m_1 g + m_1 l |. \quad (1.13)$$

Тут  $R_{H_1}, R_{H_2}$  – реакції опорних елементів в точках  $H_1$  та  $H_2$ .

Позначаючи праву, ліву, верхню і нижню виступаючі точки підпружиненої системи через  $w_{\hat{i}}, w_{\hat{e}}, w_{\hat{a}}, w_{\hat{i}}$  на підставі нормальних рівнянь прямих (проекцій площин стінок корпусу машини на площину  $yOz$ ) отримуємо наступні умови відсутності зіткнень:

$$\begin{aligned} y_{w_{\hat{i}}} \cos \varphi_1 + z_{w_{\hat{i}}} \sin \varphi_1 &< \ell_{\hat{i}}, \quad \ell_{\hat{i}} = \ell_{i1} + y_{O_1}, \\ -y_{w_{\hat{a}}} \sin \varphi_1 + z_{w_{\hat{a}}} \cos \varphi_1 &< \ell_{\hat{a}}, \quad \ell_{\hat{a}} = \ell_{a1} + z_{O_1}, \\ y_{w_{\hat{e}}} \cos \varphi_1 + z_{w_{\hat{e}}} \sin \varphi_1 &< \ell_{\hat{e}}, \quad \ell_{\hat{e}} = \ell_{e1} + y_{O_1}, \\ y_{w_{\hat{i}}} \sin \varphi_1 + z_{w_{\hat{i}}} \cos \varphi_1 &< \ell_{\hat{i}}, \quad \ell_{\hat{i}} = \ell_{i1} + z_{O_1}. \end{aligned} \quad (1.14)$$

де  $\ell_{i1}, \ell_{e1}$  – відстані від точок  $w_{\hat{i}}$  та  $w_{\hat{e}}$  до осі  $O_1 z_1$  системи координат  $O_1 y_1 z_1$ ;  $\ell_{a1}, \ell_{i1}$  – відстані від точок  $w_{\hat{a}}, w_{\hat{i}}$  до осі  $O_1 y_1$  цієї ж системи координат.

**Висновки.** Розроблено математичну модель (шість ступенів свободи), яка описує площинний рух підвіски барабанної машини. Умови (1.12) і (1.13) відповідають збереженню контакту лівої ( $H_1$ ) і правої ( $H_2$ ) опор корпусу 1 з основою; умова (1.14) відповідає

збереженню фрикційного зв'язку між корпусом 1 і основою (підлогою). Додатково здійснюється перевірка на відсутність зіткнень виступаючих елементів підпружиненої системи бак-двигун-противаги з бічними, нижньою і верхньою стінками корпусу 1 машини.

#### Література

1. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики. – М.: Рипол Классик, 2013. – 474 с.
2. Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.
3. Алешин В. Разработка рекомендаций для уменьшения уровня вибрации и шума. – М.: МИТ, 1987. – 142 с.
4. Антонюк Е.Я. Динамическая модель для исследования переходных и установившихся колебаний барабанной машины с упругой подвеской / Е.Я. Антонюк, С.В. Орчинский // Вісник КНУТД. – 2005. – №3. – С. 19-25.
5. Сергиенко Ю.М. Расходные характеристики малогабаритной арматуры. / Ю.М. Сергиенко, С.В. Орчинский // Промислова гідраліка і пневматика. – 2004. – № 3(5). – С. 38-41.
6. Петко І. В. Електропобутова техніка / І. В. Петко, О. П. Бурмістенков, Т. Я. Біла, М. Є. Скиба. – Хмельницький: ХНУ, 2017. – 213 с.
7. ДСТУ 2721-94. Машини пральні побутові. Загальні технічні умови. Київ. Дата введення 1995-01-09.
8. Inman, D. J., & Singh, R. C. (1994). *Engineering vibration* (Vol. 3). Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall.
9. Steinberg, D. S. (2000). *Vibration analysis for electronic equipment*.
10. Myklestad, N. O. (2018). *Fundamentals of vibration analysis*. Courier Dover Publications.

#### References

1. Buchholz N. (2013) *Osnovnoy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Basic course of theoretical mechanics]. Moscow [in Russian].
2. Klyuchev V. (1985) *Teoriya elektroprivoda* [Theory of electric drive]. Moscow [in Russian].
3. Alyoshin V. (1987) *Razrabotka rekomendatsiy dlyz umesheniya urovnya vibratsii i shuma* [Development of recommendations for reducing noise and vibration]. Moscow [in Russian].
4. Antonyuk E., Orchinsky S., Petko I. (2005) *Dinamicheskaya model dlya issledovaniya kolebaniy barabannoy mashini* [Dynamic model for the study of transient oscillations of a drum machine with elastic suspension]. *Visnyk KNUTD. – Bulletin of KNUTD*, 3, 19-25 [in Russian]
5. Sergienko Y., Orchinsky S. (2004) *Raskhodniye kharakteristiki malogabaritnoy armature* [Flow characteristics of small-sized armature]. *Promislova gidravlika i pnevmatika – Manufacture hydraulics and pneumatics*, 3 (5). 38-41. [in Ukrainian]
6. Petko I. V., Burmistenkov O. P., Bila T. Y., Skyba M. Y. (2017). *Elektropobutova tekhnika* [Electrical household appliances]. Khmel'nyts'kyu: KhNU [in Ukrainian]
7. DSTU 2721-94. *Mashyny pralni pobutovi. Zagalni tekhnichni umovy* [State Standard 2721-94. Household washing machines. General technical conditions]. *Kyiv, Derzhstandart Publ., 1995. 108 p.*
8. Inman, D. J., & Singh, R. C. (1994). *Engineering vibration* (Vol. 3). Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall.
9. Steinberg, D. S. (2000). *Vibration analysis for electronic equipment*.
10. Myklestad, N. O. (2018). *Fundamentals of vibration analysis*. Courier Dover Publications.

**VOLIANYK OLEKSII**

*oleksiivolianyuk@gmail.com*

*ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7278-0910*

*ResearcherID:I-7967-2018*

*Kyiv National University of Technologies & Design*

**GLADCHUK OLEKSANDR**

*ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9921-0299*

*Kyiv National University of Technologies & Design*

## АНАЛИЗ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦЕНТРОБЕЖНОЙ БАРАБАННОЙ СТИРАЛЬНОЙ МАШИНЕ

**ВОЛЯНИК А. Ю., ГЛАДЧУК А. З.**

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Разработка и анализ математической модели колебательных процессов, возникающих при обработке материалов в центробежных барабанных стиральных машинах, определение отсутствия контактных деформаций рабочих органов и корпуса центробежной машины.

**Методика.** В роботі використані методи математичного і динамічного моделювання електромеханічних систем з використанням спеціалізованих програмних засобів.

**Результатом** дослідження являється розробка і удосконалення динамічної моделі для дослідження фізичних процесів, що відбуваються в колибальній системі підвіски барабанних машин і центрифуг. Розроблена математична модель (шість степеней свободи), яка описує плоскі рухи підвіски барабанної машини. Визначені умови, що відповідають за збереження контакту лівої і правої опор корпусу з основою. Також виділено умову, яка відповідає за збереження фрикційної зв'язки між корпусом і основою (полом). Крім того була виконана перевірка на відсутність зіткнень і ударів виступаючих елементів пружинної системи бак-двигатель-протилежес з боковими, нижньою і верхньою стінками корпусу центробежної барабанної стиральної машини.

**Научна новизна.** В роботі отримані аналітичні вирази, які встановлюють залежності сил, що впливають на робочі органи центробежних стиральних машин. З використанням програмних засобів аналізу даних була проведена перевірка, чи відбувається розрив фрикційної зв'язки між основою корпусу і полом, а також, чи відбувається відірвання ніжок корпусу від підлоги.

**Практична значимість.** Отримані результати досліджень можуть бути використані для розробки конструкцій центробежних машин аналогічного типу для різних галузей промисловості або побутового призначення.

**Ключові слова:** колибальні процеси, центробежне пристрій, стиральна машина, математичне моделювання, динамічна модель.

## ANALYSIS OF VIBRATIONAL PROCESSES IN A CENTRIFUGAL DRUM WASHING MACHINE

VOLIANYK O., GLADCHUK O.

Kyiv National University of Technologies and Design

**Purpose.** Development and analysis of mathematical model of oscillation processes that occur during material processing in centrifugal drum washing machines, determination of absence conditions of contact deformations of working bodies and body of centrifugal machine.

**Methodology.** The methods of mathematical and dynamic modeling of electromechanical systems using specialized software are used.

**Result** of the study is the development and improvement of a dynamic model for the study of physical processes occurring in the oscillating suspension system of drum machines and centrifuges. A mathematical model (six degrees of freedom) was developed to describe the plane motion of the suspension of a drum machine. The conditions that are responsible for maintaining contact between the left and right body supports with the base are defined. The condition responsible for maintaining the friction bond between the housing and the base (floor) is also highlighted. Additionally, a check was made for the absence of collisions and shocks of the protruding elements of the spring-loaded tank counterbalance system with the lateral, lower and upper walls of the center of the centrifugal drum washer.

**Scientific novelty.** The analytical expressions that determine the dependencies of forces affecting the working bodies of centrifugal automatic washing machines are obtained in the work. The data analysis software was used to check whether the friction connection between the base of the case and the floor is broken, and whether the legs of the case are detached from the floor.

**Practical significance.** The results of the research can be used to develop designs of centrifugal machines of the same type for different industries or domestic applications.

**Key words:** oscillatory processes, centrifugal device, washing machine, mathematical modeling, dynamic model.