

Для порівняння наведено гальмівні сили за відсутності забруднення та при забрудненні моторною оливою (рис. 3).

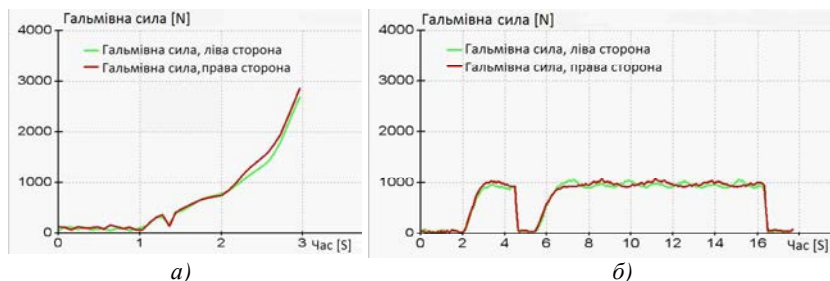


Рис.3. Зміна гальмівної сили без забруднення гальмівних механізмів (а) та при забрудненні моторною оливою гальмівних механізмів (б)

Наведені результати дослідження дозволили розробити практичні рекомендації щодо експлуатації гальмівної системи у реальних експлуатаційних умовах та її належного діагностування.

Н. Климковський

*Наукові керівники – д. т. н., доц. Ланець О. С.;
к. т. н., асист. Корендій В. М.*

ДОСЛІДЖЕННЯ МОБІЛЬНОЇ ВІБРОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ З ДВОМА ДЕБАЛАНСНИМИ ВІБРОЗБУДНИКАМИ

Мобільні роботи широко застосовуються для виконання різноманітних транспортно-технологічних операцій у середовищах, небезпечних для життя людини. На даний час активно розвивається новий напрям мобільної робототехніки – вібраційні роботи, які використовують коливний рух своїх робочих органів, що безпосередньо взаємодіють із навколишнім середовищем.

Двомасова коливальна система робота включає два тіла m_1 і m_2 , які з'єднані між собою за допомогою пружного елемента c (рис. 1). У якості привідного зусилля використовуються відцентрові сили інерції, які виникають при обертанні дебалансів m_3 і m_4 . Рух робота вздовж горизонтальної площини в даному випадку можна забезпечити шляхом раціонального підбору інерційно-жорсткісних параметрів системи та частот ω_1 і ω_2 обертання дебалансів з урахуванням тертя ковзання між тілами та опорною поверхнею.

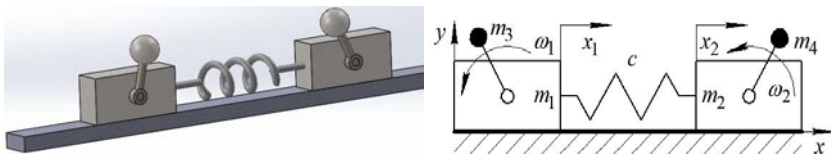


Рис. 1. Принципова та розрахункова схеми вібраційного робота

Система диференціальних рівнянь, яка описує поступальний рух вібраційного робота уздовж осі Ox , має вигляд [1]:

$$(m_1 + m_3) \cdot \ddot{x}_1(t) = F_1(t) - F_{mp1}(t);$$

$$(m_2 + m_4) \cdot \ddot{x}_2(t) = F_2(t) - F_{mp2}(t),$$

де прийнято наступні позначення:

$$F_1(t) = m_3 \cdot l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(x_1 + \omega_1 \cdot t) - (c \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + m \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)));$$

$$F_2(t) = m_4 \cdot l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(x_2 + \omega_2 \cdot t) - (c \cdot (x_2(t) - x_1(t)) + m \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)));$$

$$F_{mpi}(t) = \begin{cases} f_i \cdot F_{Ni}(t) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_i(t)), & \text{якщо } \dot{x}_i(t) \neq 0; \\ F_i(t) \cdot \operatorname{sgn}(F_i(t)), & \text{якщо } [\dot{x}_i(t) = 0 \wedge F_i(t) \leq F_{Ni}(t)]; \\ f_i \cdot F_{Ni}(t) \cdot \operatorname{sgn}(F_i(t)), & \text{якщо } [\dot{x}_i(t) = 0 \wedge F_i(t) > F_{Ni}(t)]; \end{cases}$$

$$F_{Ni}(t) = (m_i + m_{i+2}) \cdot g - m_{i+2} \cdot l_i \cdot \omega_i^2 \cdot \sin(x_i + \omega_i \cdot t);$$

l_i – довжина кривошипа i -го дебаланса; x_i – початкова фаза коливання i -го дебаланса; m – коефіцієнт дисипації енергії в пружному елементі; f_i – коефіцієнт тертя між i -ю коливною масою та опорною поверхнею; g – пришвидшення вільного падіння.

Моделювання руху вібраційного робота проводилося для наступних параметрів системи: $m_1 = m_2 = 0,25$ кг, $m_3 = m_4 = 0,025$ кг, $l_1 = l_2 = 0,03$ м, $c = 470$ Н/м, $m \approx 0$ (Н·с)/м, $f_1 = f_2 = 0,1$, $x_1 = 0$, $x_2 = p/2$, $\omega_1 = \omega_2 = 60$ рад/с. Результати моделювання подані на рис. 2. Із графіків випливає, що робочі маси коливаються у протифазі із частотою збуджуючого зусилля (в даному випадку, із частотою обертання дебалансів), а сам робот рухається поступально вздовж горизонтальної осі. Середня швидкість руху становить приблизно 0,2 м/с та в подальшому може бути оптимізована за рахунок підбору раціональніших інерційно-жорсткісних параметрів коливної системи віброробота.

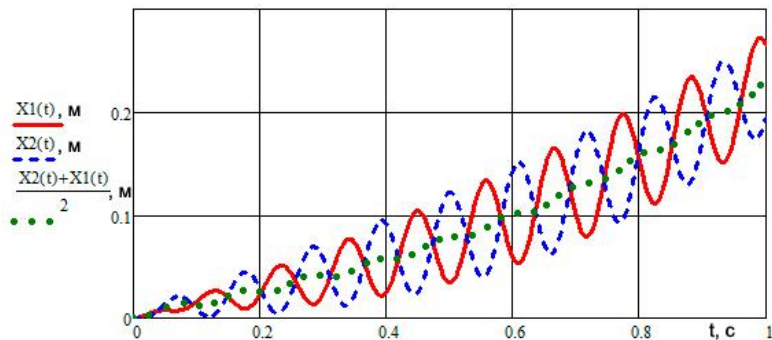


Рис. 2. Часові залежності переміщення коливних мас (маси $m_1 - X1(t) = x_1(t)$, маси $m_2 - X2(t) = x_2(t)$) та центру мас механічної системи робота

$x_{ц.м.}(t) = (x_1(t) + x_2(t))/2$ отримані на основі аналітичних залежностей в програмному продукті MathCAD

Результати чисельного моделювання на основі запропонованої математичної моделі практично повністю співпадають із результатами віртуального експерименту в середовищі SolidWorks Motion. При цьому похибка не перевищує 15 %. В подальших етапах досліджень буде аналізуватися вплив експлуатаційних параметрів (зокрема частоти обертання та зсуву фаз дебалансів) на техніко-експлуатаційні показники віборобота (зокрема на швидкість його руху).

Н. Сокіл

Науковий керівник – к.т.н., доц. Сергіз О. Р.

МАШИНА ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ТА ВИПІЧКИ ХЛІБЦІВ

Сучасний ринок хлібопродуктів в Україні представлений великим асортиментом виробів, серед котрих чільне місце зайняли хлібці отримані на основі таких злаків, як пшениця, гречка та рис. Технологія формування та випічки таких продуктів полягає в тому, що суміш зерен вказаних культур у певному співвідношенні, та у відповідності величині порції, і із заздалегідь досягнутою вологістю, поміщують у закритий герметичний об'єм з заданою температурою, в результаті чого, при певній часовій витримці та встановленій температурі, ядра вказаних злаків набухають та зриваються, а сам виріб набирає форми того закритого