

ваемых периодическими продольными силами // Сборник “Поперечные колебания и критические скорости”. – М.: Изд. АН СССР, 1951. – С. 46–77. 6. Крылов Н.М., Боголюбов Н.Н. Расчет вибраций рамных конструкций с учетом нормальных сил при помощи методов нелинейной механики // Сборник “Исследование колебаний конструкций”. – ДНТВУ, 1935. 7. Справочник по сопротивлению материалов // Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с. 8. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высш. школа, 1980. – 480 с. 9. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 500 с.

УДК 621.01

**І.В. Кузьо, О.В. Ланець, В.І. Лозинський\***  
Національний університет “Львівська політехніка”  
кафедра механіки та автоматизації машинобудування,  
\*кафедра ЕЗІКТ

## **ВСТАНОВЛЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ АЕРОІНЕРЦІЙНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ЗА УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО ЗБУРЮВАЛЬНОГО МОМЕНТУ**

© Кузьо І.В., Ланець О.В., Лозинський В.І., 2012

**Встановлено інерційно-жорсткісні параметри механічної коливальної системи вібраційної машини з аероінерційним збуренням за умови забезпечення її робочих білярезонансних режимів роботи при мінімальних значеннях приводного моменту, що прикладається до крильчатки з жорстко закріпленим дебалансом. Необхідні розрахунки проведені в програмному продукті MathCAD 13.**

**From the condition providing the working near resonances mode with minimum value of the drive moment, applied to the impeller with rigid fastened unbalance, the inertia-inflexibility parameters of vibratory machine mechanical oscillating system with the aeroinertia indignation are set in the article. Calculations conducted in the software product of MATHCAD 13 are needed.**

**Вступ та огляд літератури.** У статтях [1, 2] запропоновано новий підхід до створення низькочастотного вібраційного технологічного обладнання, згідно з яким дебаланс жорстко з'єднується з крильчаткою, яка приводиться в обертальний рух за допомогою повітряних потоків, що розкручують дебаланс на номінальну частоту обертання в білярезонансному режимі роботи вібраційної машини. Встановлення обертів дебаланса здійснюється шляхом його “зависання” в дорезонансному режимі відносно однієї з власних частот тримасової механічної коливальної системи. При цьому вібраційний момент [3, 4] на валі дебалансного віброзбудника є вищим за збурювальний, який генерується крильчаткою. Дебаланс, не маючи необхідного моменту збурення для переходу через резонанс, “зависає” на певній частоті обертання в дорезонансному режимі.

Такий привід отримав назву аероінерційного. Перевагою схеми з аероінерційним збуренням є її простота та наявність автоматично набутого захисту приводу від перевантаження в умовах використання резонансних режимів роботи. Даний підхід повністю усуває вплив руху дебаланса на джерело збурення, а як наслідок – інерційний віброзбудник може входити у будь-які режими роботи.

**Постановка проблеми та формування задачі досліджень.** Наведені у роботах [1, 2] аналітичні залежності для встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів дозволяють сформулювати механічну коливальну систему, в якій реалізуватимуться робочі білярезонансні режими роботи вібраційної машини з аероінерційним збуренням. Проте залишається не до кінця обґрунтованим вибір інерційних параметрів таких систем, оскільки реактивна маса вибирається з певного встановленого діапазону.

Тому автори проаналізують, як впливає значення реактивної маси на збурювальний момент, що прикладається до крильчатки. Передбачається, що існує певне значення реактивної маси, за якого необхідний збурювальний момент матиме мінімальну величину. Це дасть змогу синтезувати параметри вібраційних машин з аероінерційним збуренням за умови мінімального споживання.

**Виклад матеріалу.** Алгоритм розрахунку вібраційної машини з аероінерційним збуренням наведено на рис. 1. В четвертому пункті алгоритму відображено, що за відомих двох власних частот  $\Omega_{e1}$  та  $\Omega_{e2}$  та двох мас  $m_1, m_2$  інерційне значення реактивної маси  $m_3$  вибирається з діапазону:

$$0 < m_3 < \frac{-m_2 (m_1 + m_2) (1 - \Lambda^2)^2}{m_2 (1 - \Lambda^2)^2 - 4 m_1 \Lambda^2}. \quad (1)$$

Спробуємо встановити оптимальне значення реактивної маси  $m_3$ , за якого момент збурення  $M$  буде мінімальним. Для цього використаємо наступні параметри системи. Власні частоти технологічно задані: перша власна частота коливань системи становить:  $\Omega_{e1} = 2\pi \cdot 25 \text{ Гц} = 157 \text{ рад/с}$ , а другу власну частоту коливань системи визначаємо з умови [3, рис.1):  $\Omega_{e2} = 157/0.83 = 189 \text{ рад/с}$ . Частота вимушених коливань системи  $\Omega = \Omega_{e1}/0.98 = 154 \text{ рад/с}$ . Значення першої та другої коливальних мас, які конструктивно задаються, формуємо з умови [2, рис.1):  $m_1 = (3 \dots 5)m_2$  і приймаємо наступними:  $m_1 = 30 \text{ кг}$ ;  $m_2 = 7 \text{ кг}$ . У такому випадку співвідношення мас:  $\frac{m_1}{m_2} = 4.3$ . Жорсткості  $c_{12}$  та  $c_{23}$  двох резонансних пружних систем визначатимуться із умов [5 та 6, рис.1). Оскільки вони залежні від параметра  $m_3$ , їх запишемо як функції:

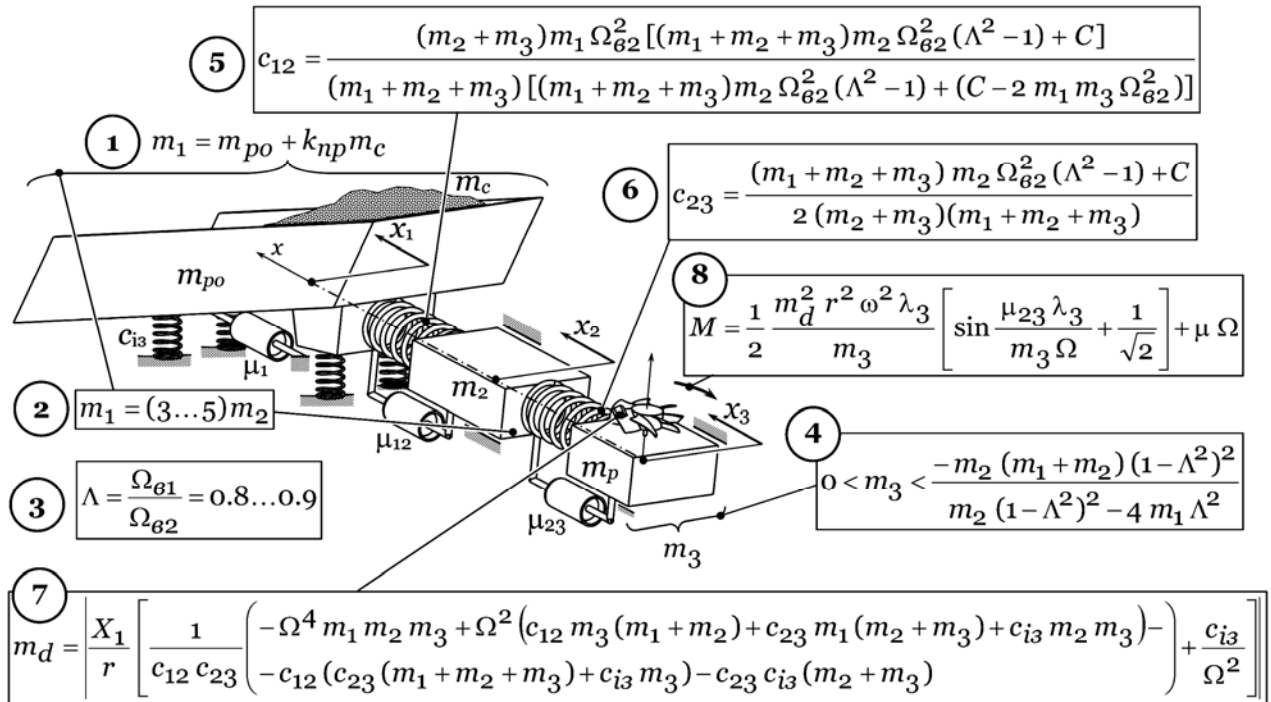
$$c_{12}(m_3) = \frac{(m_2 + m_3) m_1 \Omega_{e2}^2 [(m_1 + m_2 + m_3) m_2 \Omega_{e2}^2 (\Lambda^2 - 1) + C]}{(m_1 + m_2 + m_3) [(m_1 + m_2 + m_3) m_2 \Omega_{e2}^2 (\Lambda^2 - 1) + (C - 2 m_1 m_3 \Omega_{e2}^2)]}; \quad (2)$$

$$c_{23}(m_3) = \frac{(m_1 + m_2 + m_3) m_2 \Omega_{e2}^2 (\Lambda^2 - 1) + C}{2 (m_2 + m_3) (m_1 + m_2 + m_3)} \quad (3)$$

і використовуватимемо в подальших розрахунках. Жорсткість віброізоляторів, виконаних з м'якого гумового шланга, становить:  $c_{i3} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ . Приймаючи наступні коефіцієнти внутрішнього частотно-незалежного тертя:  $\chi_{12} = 0.03 \text{ м}^3 \cdot \text{с}$  та  $\chi_{23} = 0.003 \text{ м}^3 \cdot \text{с}$ , коефіцієнти в'язкого тертя, що відображають розсіювання енергії в двох резонансних пружних системах, визначатимуться із залежностей:  $\mu_{12}(m_3) = \frac{\chi_{12} c_{12}(m_3)}{\Omega}$ ;  $\mu_{23}(m_3) = \frac{\chi_{23} c_{23}(m_3)}{\Omega}$ , що є функціями від параметра  $m_3$ .

Покладаємо, що коефіцієнт  $\mu_1$ , який описує зовнішній в'язкий опір руху маси  $m_1$  і викликаний впливом маси середовища завантаження  $m_c$  та в'язким тертям у віброізоляційних пружних елементах жорсткістю  $c_{i3}$ , становить:  $\mu_1 = 100 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ . Коефіцієнт  $\mu$ , що відображає в'язке тертя під час обертання крильчатки, становить:  $\mu = 3 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$ . Ексцентриситет (радіус розташування) дебаланса відносно осі симетрії крильчатки:  $r = 0.033 \text{ м}$ . Використовуючи умову [7, рис.1), незрівноважена маса дебаланса  $m_d$  запишеться у вигляді функції:

$$m_d(m_3) = \frac{X_1}{r} \left[ \frac{1}{c_{12}(m_3)c_{23}(m_3)} \left( -\Omega^4 m_1 m_2 m_3 + \Omega^2 \left( c_{12}(m_3) m_3 (m_1 + m_2) + c_{23}(m_3) m_1 (m_2 + m_3) + c_{i3} m_2 m_3 \right) - c_{12}(m_3) (c_{23}(m_3) (m_1 + m_2 + m_3) + c_{i3} m_3) - c_{23}(m_3) c_{i3} (m_2 + m_3) \right) + \frac{c_{i3}}{\Omega^2} \right] \quad (4)$$



$$C = \sqrt{(m_1 + m_2 + m_3) m_2 \Omega_{\delta 2}^4 [(m_1 + m_2 + m_3) m_2 (\Lambda^2 - 1)^2 - 4 m_1 m_3 \Lambda^2]}$$

Рис. 1. Алгоритм розрахунку вібраційної машини з аероінерційним збуренням, де:  $c_{12}$ ,  $c_{23}$ ,  $[H/m]$  – жорсткості резонансних пружних систем, що з’єднують у вібраційній машині відповідно першу масу з другою та другу масу з третьою;  $c_{i3}$ ,  $[H/m]$  – жорсткість віброізоляторів;  $M$ ,  $[H \cdot m]$  – момент збурення крильчатки, спричинений дією повітряних потоків, спрямованих на її лопаті;  $m_{po}$ ,  $[кг]$  – інерційне значення робочого органа вібромашини без завантаження (функцію робочого органа виконує перша маса);  $k_{np}$  – частина середовища завантаження  $m_c$ , що умовно приєдналась до робочого органа  $m_{po}$ ;

$m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ ,  $[кг]$  – інерційні значення відповідно першої, другої та третьої мас, причому  $m_1 = m_{po} + k_{np} m_c$ ;  $m_d$ ,  $[кг]$  – інерційне значення незрівноваженої маси;  $r$ ,  $[м]$  – радіус, на якому розташовується незрівноважена маса відносно осі симетрії крильчатки;  $X_1$ ,  $[м]$  – амплітуда коливань першої маси;  $\lambda_3$  – коефіцієнт динамічності реактивної маси;  $\mu$ ,  $[H \cdot m \cdot c / рад]$  – коефіцієнт в’язкого тертя пропорційний швидкості, який відображає розсіювання енергії під час обертання крильчатки;  $\mu_1$ ,  $[H \cdot c / м]$  – комплексний показник, що описує зовнішній в’язкий опір руху маси  $m_1$  і викликаний впливом маси середовища завантаження  $m_c$  та в’язким тертям у віброізоляційних пружних елементах жорсткістю  $c_{i3}$ ;

$\mu_{12}$ ,  $\mu_{23}$ ,  $[H \cdot c / м]$  – коефіцієнти в’язкого тертя, які пропорційні швидкості і відображають розсіювання енергії у пружних системах, що з’єднують у вібромашині відповідно першу масу з другою та другу масу з третьою;  $\Omega$ ,  $[рад/с]$  – встановлена кутова частота вимушених коливань системи;

$\Omega_{\delta 1}$ ,  $\Omega_{\delta 2}$ ,  $[рад/с]$  – відповідно перша та друга власні кутові частоти коливань тримасової системи

Коефіцієнт динамічності маси  $m_3$  шукатимемо у вигляді:

$$\lambda_3(m_3) = \left| \frac{(k_{12}(m_3)k_{21}(m_3) - k_{11}(m_3)k_{22}(m_3))m_3 \omega^2}{[k_{12}(m_3)k_{21}(m_3)k_{33}(m_3) - k_{11}(m_3)k_{22}(m_3)k_{33}(m_3) + k_{11}(m_3)k_{23}(m_3)k_{32}(m_3)]} \right|, \quad (5)$$

де  $k_{11}(m_3) = c_{12}(m_3) + c_{i3} - m_1 \Omega^2 + i(\mu_1 + \mu_{12}(m_3))\Omega$ ;  $k_{12}(m_3) = k_{21}(m_3) = -c_{12}(m_3) - i\mu_{12}(m_3)\Omega$ ;

$k_{22}(m_3) = c_{12}(m_3) + c_{23}(m_3) - m_2 \Omega^2 + i(\mu_{12}(m_3) + \mu_{23}(m_3))\Omega$ ;

$k_{23}(m_3) = k_{32}(m_3) = -c_{23}(m_3) - i\mu_{23}(m_3)\Omega$ ;  $k_{33}(m_3) = c_{23}(m_3) - m_3 \omega^2 + i\mu_{23}(m_3)\Omega$ .

На даному етапі покладаємо, що амплітуда коливань активної маси  $X_1 = 0.00085 \text{ м}$  – еквівалент  $2g$ , адже у такому випадку перевантаження становитиме  $\xi = X_1 \Omega^2 / g = 2$ .

Функція для збудувального моменту, що прикладається до крильчатки, запишеться як:

$$M(m_3) = \frac{1}{2} \frac{m_d^2(m_3) r^2 \Omega^2 \lambda_3(m_3)}{m_3} \left[ \sin \frac{\mu_{23}(m_3) \lambda_3(m_3)}{m_3 \Omega} + \frac{1}{\sqrt{2}} \right] + \mu \Omega. \quad (6)$$

Отже, цільова функція нашої задачі –  $M(m_3) \rightarrow \min$ ; обмеженням є амплітуда коливань робочого органа  $X_1 = 0.00085 \text{ м}$ , інерційні параметри першої та другої мас  $m_1 = 30 \text{ кг}$ ,  $m_2 = 7 \text{ кг}$ , власні частоти системи  $\Omega_{\delta 1} = 157 \text{ рад/с}$ ,  $\Omega_{\delta 2} = 189 \text{ рад/с}$ , частота вимушених коливань системи  $\Omega = 154 \text{ рад/с}$  та радіус розташування дебаланса  $r = 0.033 \text{ м}$  (всі ці параметри є постійними); варіюваним параметром є маса  $m_3$ , межі зміни якої чітко встановлені згідно залежності (1). Використовуючи функцію (6) з врахуванням виразів (2)-(5) та вищенаведених параметрів системи, отримуємо залежність, що відображена на рис. 2. Спостерігаємо мінімум збудувального моменту при  $m_3 = 0.2 \text{ кг}$ . Це значення можна чітко встановити, використовуючи спеціалізовану функцію з програмного продукту MathCAD 13:

Приблизне значення реактивної маси, в околі якого проводиться пошук мінімуму функції збудувального моменту:

**m3 := 0.15**

Задання функції:

**Given**

**Mmin := Minimize(M, m3)**

Результат пошуку екстремуму:

**Mmin = 0.2**

Чітко знаючи значення реактивної маси, подальше розраховуються параметри системи згідно алгоритму, наведеного на рис. 1. Жорсткісні параметри системи у такому випадку становитимуть:

$c_{12} = 1.47 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ ;  $c_{23} = 4.97 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ .

Значення незрівноваженої маси становить:

$m_d = 12 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$ .

**Висновок.** У результаті оптимізації механічної коливальної системи вібротехніки з аероінерційним збудженням отримано параметри системи, за яких необхідно прикладати мінімальне значення збудувального моменту. Встановлено, що значення реактивної маси не доцільно робити надмалими, оскільки збудувальний момент може зростати в рази, щоб привести робочий орган в рух з технологічно заданим перевантаженням. Інерційний параметр цієї

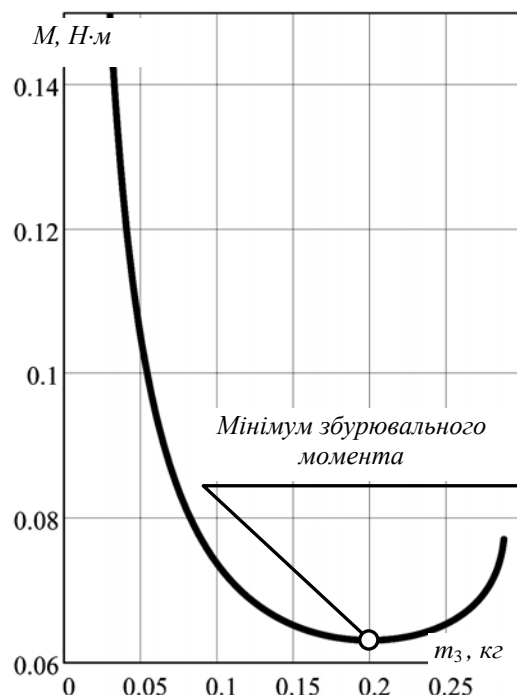


Рис. 2. Залежність збудувального  $M$  моменту від реактивної маси  $m_3$

маси не потрібно приймати і по максимально можливій границі. Існує таке оптимальне значення  $m_3$ , за якого для збудження системи необхідно подавати мінімум енергії стисненого повітря.

1. Кузьо І. В. Формування та аналіз математичної моделі вібраційної машини з аероінерційним збудженням / І. В. Кузьо, О. В. Ланець, В. М. Гурський // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2012. – № 2 (66) – С. 50–58. 2. Кузьо І. В. Вибір структури та обґрунтування силових і жорсткісних параметрів вібраційної машини з аероінерційним збудженням / І. В. Кузьо, О. В. Ланець, Я. В. Шпак // *Серія: Галузеве машинобудування, будівництво: Збірн. наук. праць Полтавського нац. техн. ун-ту ім. Ю. Кондратюка*. – 2012. – Вип. 2 (32). Т. 1. – С. 120–131. 3. Ярошевич М. П. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом / М. П. Ярошевич, Т. С. Ярошевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с. 4. Блехман И. И. *Вибрационная механика* / И. И. Блехман. М.: Изд-во “Фізматлит”, 1994. – 400 с.

УДК 621.869.98

**А.І. Москаленко, О.В. Черніков**

Харківській національній автомобільно-дорожній університет,  
кафедра інженерної та комп'ютерної графіки

## **ВПЛИВ ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРУ ВАГИ НА РОБОТУ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА**

© Москаленко А.І., Черніков О.В., 2012

**Розглянуто створення віртуальної лабораторії для дослідження впливу положення центру ваги на режими роботи фронтального навантажувача. Визначено основні параметри, що впливають на зміну положення центру ваги фронтального навантажувача.**

**The article considers the creation of a virtual laboratory for the study of the influence position of the center gravity on operating modes of the front loader. The basic parameters that influence the change of position of the center of gravity of the front loader.**

**Постановка проблеми.** Сьогодні зростає потреба в будівництві нових будинків та доріг, у зв'язку з цим також збільшується необхідність у розвитку будівельної та дорожньої техніки.

Широко використовуються вантажні машини, зокрема фронтальні навантажувачі. Їх поширенню сприяють багато чинників: ці машини мають гарну маневреність, високу продуктивність і можуть працювати в обмежених умовах (на невеликих будівельних майданчиках, складах тощо).

Виникає потреба у розвитку методів комп'ютерного моделювання, орієнтованих на задачі, пов'язані з проектуванням та експлуатацією дорожньо-будівельних машин.

**Аналіз останніх досліджень.** У розрахунках будівельних і дорожніх машин приймається, що центр ваги машини є фіксованим, нерухожим. Але особливо при дослідженні шарнірно-зчленованих конструкцій, присутній зсув центру ваги машини, як в статиці, так і при русі машини. Зсув центру ваги значно впливає на ефективність роботи навантажувача, а також на безпеку оператора. Таке спрощення вводиться через складність проведення розрахунків. Створення віртуальної лабораторії дає змогу досліджувати зміну положення центру тяжіння в реальному часі – при цьому з'являється можливість варіювати початкові параметри машини.