Ланець О. В.

Кузьо І. В.

Шпак Я. В.

Національний університет "Львівська політехніка"

УДК 621.01

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ ПРОЕКТУВАННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З АЕРОІНЕРЦІЙНИМ ЗБУРЕННЯМ

Представлена методология создания низкочастотного резонансного вибрационного технологического оборудования на базе инерционного привода, в котором устранено взаимовлияние движения неуравновешенной массы вибровозбудителя на источник его питания. Для этого приведены аналитические зависимости для установления конструктивно-силовых параметров, которые обеспечивают четкое "самофиксирование" колебательной системой оборотов неуравновешенной массы вибровозбудителя в стойкой дорезонансной зоне относительно первого собственного резонансного пика. На основе синтезированных параметров построена экспериментальная модель вибрационной машины с аэроинерционным приводом.

The methodology of low-frequency resonance vibratory technological equipment creation on the base of the inertia drive, in which interplay of vibroexciter's unstable mass motion on the source of it's feed will be removed, is presented. For this purpose the analytical dependences for establishment of structurally power parameters which provide the clear "self-jigging" of vibroexciter unstable mass turns by the oscillating system in a stable near resonance area in relation to the first own resonance peak are produced. On the basis of the synthesized parameters the experimental model of vibratory machine with an aeroinertia drive is built .

Вступ та огляд літератури. Вібраційне технологічне обладнання на сьогодні широко застосовується в різноманітних галузях промисловості та господарства країни. Саме економічні чинники, надійність, висока виробнича доцільність, відносна простота виготовлення віброобладнання та легкість його застосування на автоматичних ділянках обумовлює швидке поширення вібраційної техніки.

Розрахунок та проектування вібраційного обладнання розвинено відомими вченими А. П. Бабічевим, П. С. Берником, І. І. Биховським, Л. А. Вайсбергом, І. Х. Гончаревичем, Е. Е.Лавенделом, І. І. Назаренком, В. П. Надутим, В. М. Потураєвим, В. О. Повідайлом, Л. І. Сердюком, А. П. Субачем, В. П. Франчуком та ін [1-4].

Більшість вібраційного технологічного обладнання, реалізованого на базі найбільш поширеного інерційного привода у вигляді дебалансних віброзбуджувачів, приведених в рух електродвигуном, є одномасовим. В таких вібраційних машинах використовуються переважно енергозатратні далеко зарезонансні режими роботи. Проте, ці режими дозволяють досягати високої стабільності коливань робочого органа при значних змінах маси технологічного завантаження.

Тенденція розвитку сучасних вібраційних машин з інерційним приводом – це використання енергоощадних резонансних режимів роботи, що забезпечують значно вищі амплітуди коливань мас за тих же значень збурювального зусилля. Проте, недоліком виконання вібраційного технологічного обладнання за такими схеми є нижча стабільність коливань робочого органа при значних змінах маси технологічного завантаження та не до кінця усунена проблема роботи в близьких дорезонансних режимах.

Так, наявність взаємовпливу руху дебаланса на електромеханічну характеристику електродвигуна може викликати його вихід з ладу під час "зависання" обертів дебалансного віброзбуджувача в білярезонансних режимах

роботи. Цей процес прийнято пов'язувати з ефектом Зоммерфельда [5] і в електромеханічних системах його прояви недопустимі. Ефект Зоммерфельда – це явища, пов'язані зі: *а*) сповільненням ("зависанням") обертів незбалансованого ротора двигуна з наближенням його кутової швидкості обертання до частоти, близької до резонансного піка; *б*) зростанням амплітуди коливань збуреної маси при збільшенні прикладеного момента до незбалансованого ротора двигуна, без суттєвої зміни частоти його обертання; *в*) швидким переходом ("зриванням") резонансної частоти, що супроводжується різким зменшенням амплітуди коливань збуреної маси та різким зростанням обертів незбалансованого ротора двигуна.

Тому, під час створення резонансних вібромашин даного типу використовують дорогі системи керування, що запобігають перегріву обмоток збурення та "фіксують" частоту обертання дебалансного віброзбуджувача в околі власного піка системи.

Вагомий внесок у розвиток теоретичних основ вимушених коливань механічних систем під час проходження резонансу, а саме встановлення взаємодії вібромашин з джерелом збурення обмеженої потужності, дослідження проявів ефекту Зоммерфельда, було зроблено такими вченими, як С. П. Тимошенком, А. К. Каліщуком, В. С. Мартишкіним, Ф. Ф. Аліфовим, В. І. Бабіцьким, Є. Г. Голоскоковим, А. П. Філіповив, К. Ш. Ходжаєвим, М. П. Ярошевичем, T. Kotera, R. Mazet, Y. Rocard та ін. Чітке теоретичне пояснення ефекту Зоммерфельда на основі рішення задачі про взаємодію джерела збурення з коливальною системою методом Пуанкаре було дане І. І. Блєхманом [6-9].

Постановка проблеми. Проблема усунення взаємовпливу руху дебаланса на двигун, може бути вирішена завдяки використанню віброзбуджувачів, збурених повітряними потоками. Повітряні потоки є тою механічною розв'язкою (запобіжним буфером) між віброзбуджувачем та компресором, що виключає їх взаємовплив.

Проте існуючі методи розрахунку резонансних конструкцій унеможливлюють використання інерційних віброзбуджувачів з надлегкими незрівноваженими масами для реалізації низькочастотних режимів в технологічному обладнанні, адже збурювальні сили за таких умов будуть мізерними і не в змозі приводити в рух коливальні системи зі значними інерційними параметрами.

Формування ідеї та гіпотези. Для усунення вказаної проблеми, було запропоновано *ідею* створення вібраційного технологічного обладнання, резонансні режими в якому реалізуються з використанням процесів, пов'язаних з явищем Зоммерфельда.

Підстави, щодо реальності застосування закладеної ідеї, розкриває *висунута гіпотеза.* Вибравши простий у виконанні базовий інерційний віброзбуджвач, в якому надлегкий дебаланс, жорстко закріплений до крильчатки, приводиться в рух повітряними потоками, передбачається, що його можна без труднощів привести в обертальний рух за допомогою повітряних потоків, які спрямовуються на лопаті крильчатки. Приріст обертів незбалансованої крильчатки, коли їх частота обертання наближається до резонансного піка системи, починає сповільнюватись. Оберти крильчатки "зависають" в близькому дорезонансному режимі в околі резонансного піка однієї з власних частот n-масової механічної коливальної системи. Для цього необхідно виконати умову, щоб вібраційний момент на валу дебалансного віброзбуджувача був вищим за збурювальний, який генеруватиметься крильчаткою [6, 7]. У такому випадку незбалансована крильчатка, не маючи необхідного момента збурення для переходу через резонансний пік, "зависне" на певній частоті обертання в близькому дорезонансному режимі. Тим самим частота вимушених коливань механічної коливальної системи самовстановлюватиметься (самофіксуватиметься) в близькому дорезонансному режимі [6-10], а частота "зависання" обертів крильчатки і буде для вібраційної машини вимушеною.

Виклад матеріалу. Як найбільш придатну структуру коливальної системи для синтезу резонансного вібраційного технологічного обладнання з аероінерційним збуренням вибрано тримасову. Аероінерційне збурення – це збурення, природа якого – приведення в рух незрівноваженої маси віброзбуджувача повітряними потоками. До нього віднесено наступні схеми збурення: коли незрівноважена маса (дебаланс), що жорстко закріплена до крильчатки, приводиться в рух потоком повітря, спрямованим на її лопаті (це віброзбуджувач турбінного типу); коли вільна незрівноважена маса (кулька) під дією потоку повітря здійснює рух по замкненій траєкторії (це кульковий відцентровий пневматичний віброзбуджувач).

Синтез параметрів механічної коливальної системи здійснюватимемо на основі спрощених моделей – моделей, в які час

входить в системи диференціальних рівнянь у явному вигляді, тобто рух дебаланса наперед заданий. Це дозволяє розглядати диференціальні рівняння систем, на базі яких і синтезуються параметри, як лінійні, а самé встановлення необхідних величин у такому випадку зводиться до простих алгебраїчних перетворень.

Опис тримасової моделі вібромашини з аероінерційним збуренням. Її принципова схема, де реалізуються робочі прямолінійні коливання вздовж осі x, наведена на рис. 1. Покладено, що закон зміни жорсткості в пружних елементах відповідає закону Гука оскільки розглядаються малі коливання у вібраційній машині. Її маси – це абсолютно тверді тіла. Врахування середовища здійснюється шляхом введення опору руху робочого органа, який відображається коефіцієнтом в'язкого тертя $м_1$, а інертність самого середовища – у вигляді частки $k_{пр}$ приєднаної маси середовища завантаження m_c, що умовно приєднано до робочого органа m_{po}. Тому, інерційне значення коливальної маси m_1, що виконує функцію робочого органа, формується як $m_1 = m_{po} + k_{пр} m_c$.

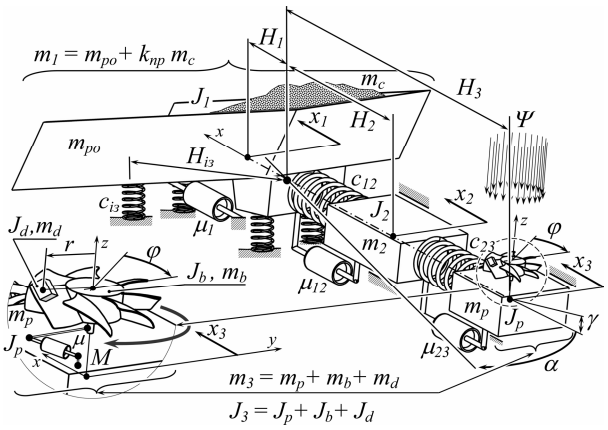

Рис. 1. Принципова схема тримасової вібромашини з аероінерційним збуренням

Робочий орган масою m_{po} та моментом інерції відносно власного центру мас J_{po}, проміжна маса m_2 з моментом інерції J_2 та реактивна m_p (J_p) здійснюють прямолінійні коливання вздовж осі x за координатами відповідно x_1, x_2 та x_3. У зв'язку з тим, що центри вище перерахованих мас вздовж осі x рознесені і розташовуються відносно центру мас системи на відстані відповідно H_1, H_2, H_3, уся система має можливість здійснювати кутові коливання в горизонтальній площині за координатою $б$. Робочий орган m_p та умовно приєднана частина $k_{пр}\, m_c$ маси середовища завантаження утворюють масу m_1. Реактивна маса m_p, маса крильчатки m_b з моментом інерції J_b відносно власної осі симетрії та маса дебаланса m_d утворюють масу m_3. Проміжна маса m_2 приводиться в рух завдяки кінематичному збуренню від маси m_3. У свою чергу маса m_1 кінематично збурюється від маси m_2.

Силове збурення вимушених коливань в системі відбувається за рахунок дії потоків повітря Ψ на крильчатку, до однієї з лопатей якої жорстко прикріплена незрівноважена маса m_d (маса дебаланса). Крутний момент M, що виникає на крильчатці, приводить в обертальний рух масу m_d на радіусі r, відцентрові сили від якої і є причиною виникнення знакозмінного силового збурення маси m_3, а як наслідок, її коливальних рухів вздовж осі x. У зв'язку з тим, що крильчатка з жорстко закріпленим до неї дебалансом розташована на відстані H_3 від центру мас системи – виникає збурювальний момент, що провертає механічну систему в горизонтальній площині. Це і є причиною паразитних коливань за координатою $б$.

Маси m_1, m_2 та m_3 попарно з'єднані між собою пружними системами із жорсткостями відповідно c_{12} та c_{23} у напрямку коливань вздовж осі x. Вважається, що вздовж осі y значення цих жорсткостей є на порядки вищими порівняно з жорсткостями вздовж осі x. Вібраційна машина встановлена на нерухому основу через віброізолятори жорсткістю $c_{із}$, що кріпляться до маси m_1. Кут кидання у вібраційній машині $г$, що відображає нахил відносно горизонту умовної лінії, що з'єднує її центри мас та центри жорсткостей пружних систем.

Коефіцієнт $м_1$ є комплексним показником, що додатково враховує в'язке тертям у віброізоляційних пружних елементах жорсткістю $c_{із}$. Коефіцієнт $м$ відображає в'язке тертя під час обертання крильчатки, а $м_{12}$ та $м_{23}$ – в'язке тертя в двох резонансних пружних системах.

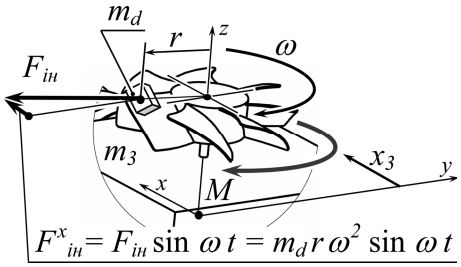

Рис. 2. Принципова схема дії інерційної відцентрової сили

Модель вібромашини з аероінерційним збуренням, коли рух дебаланса задано явно від часу (рис. 2). Інерційна відцентрова сила від незрівноваженої маси m_d становить $m_d r \text{щ}^2$. Величина силового збурення маси m_3 вздовж цієї осі x відображається як проекція на вісь x відцентрової сили $F^x_{ін} = m_d r \text{щ}^2 \sin \text{щ} t$. Тоді система диференціальних рівнянь для лінійної тримасової системи, знехтувавши рухом за узагальненою координатою б (рис. 1), матиме відомий запис:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_{12}(x_1 - x_2) + c_{із}x_1 + \\ + \text{м}_1\dot{x}_1 + \text{м}_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_2\ddot{x}_2 + c_{12}(x_2 - x_1) + c_{23}(x_2 - x_3) + \\ + \text{м}_{12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \text{м}_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0; \\ m_3\ddot{x}_3 + c_{23}(x_3 - x_2) + \\ + \text{м}_{23}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = m_d r \text{щ}^2 \sin \text{щ} t. \end{cases} \quad (1)$$

У матричному записі за амплітудами коливань мас, рішення системи (1):

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{ін} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

де: $k_{11} = c_{12} + c_{із} - m_1\text{щ}^2 + i\,(\text{м}_1 + \text{м}_{12})\,\text{щ}$;

$k_{12} = k_{21} = -c_{12} - i\,\text{м}_{12}\,\text{щ}$; $k_{13} = k_{31} = 0$;

$k_{22} = c_{12} + c_{23} - m_2\text{щ}^2 + i\,(\text{м}_{12} + \text{м}_{23})\,\text{щ}$;

$k_{23} = k_{32} = -c_{23} - i\,\text{м}_{23}\,\text{щ}$; $k_{33} = c_{23} - m_3\,\text{щ}^2 + i\,\text{м}_{23}\,\text{щ}$.

Розв'язок системи (2) у вигляді виразів для амплітуд коливань X_1, X_2 та X_3 відповідно мас m_1, m_2 та m_3 в усталених режимах зведуться до:

$$X_1 = -F_{ін}\,k_{12}\,k_{23}/\Delta; \quad X_2 = F_{ін}\,k_{11}\,k_{23}/\Delta;$$
$$X_3 = F_{ін}(k_{12}\,k_{21} - k_{11}\,k_{22})/\Delta, \quad (3)$$

де

$$\Delta = k_{12}(\text{щ})k_{21}(\text{щ})k_{33}(\text{щ}) - k_{11}(\text{щ})k_{22}(\text{щ}) \times \times k_{33}(\text{щ}) + k_{11}(\text{щ})k_{23}(\text{щ})k_{32}(\text{щ}) \quad (4)$$

– визначник матриці коефіцієнтів при невідомих у системі рівнянь (1).

Встановлення інерційно-жорсткістних параметрів системи. Прирівнявши визначник матриці коефіцієнтів при невідомих до нуля та знехтувавши коефіцієнтами в'язкого опору та жорсткістю віброізоляторів, визначаємо значення жорсткості c_{12} через першу власну частоту коливань $\Omega_{в1}$ системи, а через $\Omega_{в2}$ – значення c_{23}:

$$\begin{cases} c_{12} = \dfrac{m_1\,\Omega^2_{в1}\,[m_2\,m_3\,\Omega^2_{в1} - c_{23}\,(m_2 + m_3)]}{m_3\,\Omega^2_{в1}\,(m_1 + m_2) - c_{23}\,(m_1 + m_2 + m_3)}; \\ c_{23} = \dfrac{m_3\,\Omega^2_{в2}\,[m_1\,m_2\,\Omega^2_{в2} - c_{12}\,(m_1 + m_2)]}{m_1\,\Omega^2_{в2}\,(m_2 + m_3) - c_{12}\,(m_1 + m_2 + m_3)}. \end{cases}$$

Розв'язуючи як систему рівності, наведені вище, вирази для встановлення дійсних значень жорсткостей c_{12} та c_{23} набудуть вигляду:

$$c_{12} = \frac{\left(\begin{array}{c}(m_2 + m_3)\,m_1\,\Omega^2_{в2} \times \\ \times [(m_1 + m_2 + m_3)\,m_2\,\Omega^2_{в2}\,(\Lambda^2 - 1) + C]\end{array}\right)}{\left(\begin{array}{c}(m_1 + m_2 + m_3) \times \\ \times\,[(m_1 + m_2 + m_3)\,m_2\,\Omega^2_{в2}\,(\Lambda^2 - 1) + \\ +\,(C - 2\,m_1\,m_3\,\Omega^2_{в2})]\end{array}\right)}; \quad (5)$$

$$c_{23} = \frac{(m_1 + m_2 + m_3)\,m_2\,\Omega^2_{в2}\,(\Lambda^2 - 1) + C}{2\,(m_2 + m_3)(m_1 + m_2 + m_3)}, \quad (6)$$

де $$\Lambda = \Omega_{в1}/\Omega_{в2}, \quad (7)$$

$\Lambda = 0.8 \ldots 0.9$ – рекомендовані значення.

$$C = \sqrt{\begin{array}{c}(m_1 + m_2 + m_3)\,m_2\,\Omega^4_{в2} \times \\ \times [(m_1 + m_2 + m_3)\,m_2\,(\Lambda^2 - 1)^2 - \\ -\,4\,m_1\,m_3\,\Lambda^2]\end{array}}. \quad (8)$$

Встановлення параметра m_3 здійснено з наступних міркувань. По завершенню формування системи значення жорсткостей c_{12} та c_{23} двох резонансних пружних систем, розрахунок яких проводиться з використанням виразів (5) та (6), повинні бути дійсними числами. Комплексне значення жорсткостей c_{12} та c_{23} може вийти тоді, коли добуток

$$[(m_1 + m_2 + m_3)\,m_2\,(\Lambda^2 - 1)^2 - 4\,m_1\,m_3\,\Lambda^2]$$

в підкореневому виразі (8) буде від'ємним. А тому, перше критичне значення маси m_3, що встановлює верхнє її граничне значення визначається, прирівнявши останній вираз до нуля:

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

Від'ємне значення жорсткостей c_{12} та c_{23} може вийти тоді, коли добуток $[(m_1+m_2+m_3)\,m_2\,\Omega_{в2}^2\,(\Lambda^2-1)+(C-2\,m_1\,m_3\,\Omega_{в2}^2)]$ в знаменнику виразу (5) буде від'ємним. Тому, друге критичне значення маси m_3, яке встановлює її нижнє граничне значення визначається, прирівнявши останній вираз до нуля. Враховуючи вирази (7) та (8): $m_3 > 0$.

Отже, значення реактивної маси m_3 встановлюється (приймається) із наступного діапазону:

$$0 < m_3 < \frac{-\,m_2\,(m_1+m_2)\,(1-\Lambda^2)^2}{m_2\,(1-\Lambda^2)^2 - 4\,m_1\Lambda^2}\,. \qquad (9)$$

Масу дебаланса m_d визначаємо з першого рівняння виразів (3), вважаючи, що крильчатка із жорстко закріпленим до неї дебалансом на радіусі r вийшла на номінальну частоту обертання в дорезонансному режимі відносно одного з власних піків системи. Так, оперуючи наперед заданою (технологічно необхідною) амплітудою коливань X_1 активної маси (робочого органа) m_1 та враховуючи, що амплітудне значення інерційного збурювального зусилля визначається як $F_{ін} = m_d\,r\,\text{щ}^2$ та знехтувавши дисипацією в системі, вираз для встановлення інерційного значення незрівноваженої маси дебаланса m_d набуде вигляду:

$$m_d = \left| \frac{X_1}{r} \left| \frac{\left(\begin{array}{l} -\Omega^4\,m_1\,m_2\,m_3 + \\ +\Omega^2 \left(\begin{array}{l} c_{12}\,m_3\,(m_1+m_2)+ \\ +c_{23}\,m_1\,(m_2+m_3)+ \\ +c_{із}\,m_2\,m_3 \end{array} \right) - \\ -c_{12} \left(\begin{array}{l} c_{23}\,(m_1+m_2+m_3)+ \\ +c_{із}\,m_3 \end{array} \right) - \\ -c_{23}\,c_{із}\,(m_2+m_3) \end{array} \right)}{c_{12}\,c_{23}} + \frac{c_{із}}{\Omega^2} \right| \right| \qquad (10)$$

Вираз (10) взято за модулем, оскільки амплітудне значення маси на АЧХ може приймати від'ємне значення. Жорсткість віброізоляторів встановлюється з умови, що вібромашина (розглядаючи її як абсолютно тверде тіло) на віброізоляторах повинна мати власну частоту коливань в 3…5 *разів* нижчу за вимушену:

$$c_{із} = [(m_1+m_2+m_3)\,\Omega/(3\ldots5)]^2\,. \qquad (11)$$

Таким чином, формування інерційно-жорсткістних параметрів системи здійснюється наступним чином. За відомих двох власних частот $\Omega_{в1}$ та $\Omega_{в2}$ (перша задається з технологічних міркувань а друга з умови (7)) та двох мас m_1 та m_2, інерційні параметри яких конструктивно задаються проектантом, визначають значення маси m_3 згідно (9). З використанням виразів (5) та (6) встановлюється значення жорсткостей c_{12} та c_{23}. Інерційне значення маси дебаланса m_d визначається згідно (10), попередньо задавшись частотою вимушених коливань Ω з умови $\Omega = z\,\Omega_{в1}$ (тут $z = 0.97\ldots$ …0.99 – резонансне налагодження системи), технологічно необхідною амплітудою коливань робочого органа X_1 та радіусом розташування дебаланса r. Жорсткість віброізоляторів, уже знаючи необхідні інерційні параметри системи та частоту вимушених коливань, встановлюється згідно (11).

Встановлення необхідного значення момента збурення. Момент збурення M на крильчатці в установленому режимі на частоті вимушених коливань Ω в околі резонансного піка повинен долати момент опору обертання крильчатки від дії дисипативних сил $\text{м}\Omega$ та вібраційний момент, відомий запис якого з врахуванням його коливання відносно середнього рівня має вигляд [4, 5]:

$$V(\Omega) = -\frac{1}{2}\,m_d\,r\,\Omega^2\,\frac{m_d\,r}{m_3}\,\text{л}_3 \times$$

$$\times \left[\sin\frac{\text{м}_{23}\,\text{л}_3}{m_3\,\Omega} - \sin\left(2\,\text{щ}t + \frac{\text{м}_{23}\,\text{л}_3}{m_3\,\Omega} \right) \right].$$

Вираз, наведений вище, містить доданок $\sin(2\,\text{щ}t + \text{м}_{23}\,\text{л}_3/(m_3\,\text{щ}))$, що змінюється за гармонійним законом. Тому, враховуємо його дійсне значення за період, яке становить $1/\sqrt{2}$. Таким чином, необхідний момент збурення M крильчатки, як сума дисипативного та вібраційного моментів, визначається згідно:

$$M = \frac{1}{2}\,\frac{m_d^2\,r^2\,\Omega^2\,\text{л}_3}{m_3} \left[\sin\frac{\text{м}_{23}\,\text{л}_3}{m_3\,\Omega} + \frac{1}{\sqrt{2}} \right] + \text{м}\,\Omega\,. \qquad (12)$$

де л_3 – коефіцієнт динамічності маси m_3, який шукаємо як $\text{л}_3 = X_3\,m_3\,\Omega^2/F_{ін}$. Використовуючи третій вираз з (3), л_3 набуває вигляду:

$$\text{л}_3 = \left| \frac{(k_{12}\,k_{21} - k_{11}\,k_{22})\,m_3\,\Omega^2}{[k_{12}\,k_{21}\,k_{33} - k_{11}\,k_{22}\,k_{33} + k_{11}\,k_{23}\,k_{32}]} \right|. \qquad (13)$$

Встановлення необхідного значення повітряного потоку Ψ (витрат повітря в одиницю часу) для забезпечення необхідного збурювального момента M на приведення крильчатки в рух. Розглянемо розрахункову схему приведення крильчатки в рух повітряними потоками (рис. 3). Вважається, що потік повітря Ψ спрямовується по нормалі до дотичної, що проходить через так звану зведену точку на лопаті. Дотична проходить під кутом ж до площини обертання крильчатки. Зведена точка – це умовна точка, до якої прикладається сумарний вектор зусилля, спричиненого дією повітряного потоку Ψ. Вона розташовується на радіусі $r_{зв}$ відносно осі обертання крильчатки.

Зусилля, спричинене дією повітряного потоку, можна визначити згідно відомої аналітичної залежності: $F_{пп} = C_x \frac{\text{с}\, S}{2}(V_{пп} - V_л)^2$, де C_x – коефіцієнт лобового опору, що залежить від форми лопаті; с – густина повітря; S – сумарна площа лопатей, на які діє потік повітря; $V_{пп}$ – швидкість потоку повітря; $V_л$ – швидкість лопаті у напрямку дії повітряного потоку.

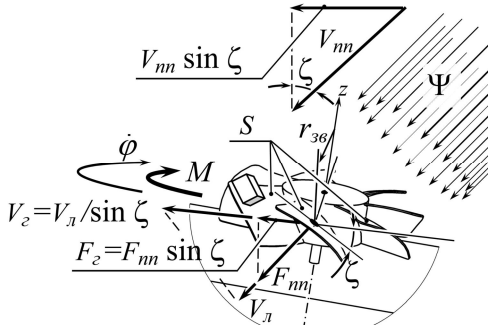

Рис. 3. Розрахункова схема збурення повітряним потоком крильчатки

Відомо, що лінійна швидкість в площині обертання крильчатки: визначається згідно залежності $V_г = \Omega\, r_{зв}$. Тоді швидкість лопаті $V_л$ матиме вигляд: $V_л = V_г \sin\text{т} = \Omega\, r_{зв} \sin\text{т}$. Необхідний збурювальний момент, використовуючи графічні викладення на рис. 3, запишеться як $M = F_г \cdot r_{зв} = F_{пп} \cdot r_{зв} \sin\text{т}$, а тому збурювальне зусилля, яке потрібно прикладати по нормалі до лопаті знаходиться як: $F_{пп} = M/(r_{зв} \cdot \sin\text{т})$. Отже, вираз для сили повітряного потоку: $M/(r_{зв} \sin\text{т}) = C_x \text{с}\, S(V_{пп} - \Omega\, r_{зв} \sin\text{т})^2/2$. Із останньої залежності необхідна швидкість потоку повітря становить:

$$V_{пп} = r_{зв}\,\Omega \sin\text{т} + \sqrt{2\,M/(\text{с}\; S\, C_x\, r_{зв} \sin\text{т})}\,.$$

Витрати ж повітря (необхідний потік повітря Ψ):

$$\Psi = V_{пп} S\,. \qquad (14)$$

Необхідну потужність для приведення системи в рух знаходиться з наступних міркувань. Корисна потужність, яка використовується механічною коливальною системою, щоб привести крильчатку в рух: $N_к = M\,\Omega$. Відомо, що ККД використання повітряного потоку становить: $\text{з}_{пп} = C_x\,(\text{е} - 2\text{е}^2 + \text{е}^3)$, де $\text{е} = V_л/V_{пп}$. Враховуючи ККД компресора $\text{з}_{ком}$, сумарний ККД приводу встановлюється згідно виразу: $\text{з} = \text{з}_{пп} \cdot \text{з}_{ком}$. Необхідна потужність для приведення системи в рух, враховуючи залежності наведені вище, визначається як:

$$N = N_к/\text{з}\,. \qquad (15)$$

Формування конструктивно-силових параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з аероінерційним збуренням. Встановлення параметрів здійснювалось з наступних міркувань. Власні частоти технологічно задані. Так, перша власна частота коливань системи становить: $\Omega_{в1} = 2\text{р} \cdot 25\,Гц = 157\ рад/с$, а друга, враховуючи умову (7): $\Omega_{в2} = 2\text{р} \cdot 30\,Гц = 189\ рад/с$.

Значення першої та другої коливальних мас, які конструктивно задаються, формуємо з умови $m_1 = (3\ldots5)m_2$ і приймаємо: $m_1 = 30\ кг$; $m_2 = 7\ кг$. Таке співвідношення обумовлене тим, що чим більша маса робочого органу порівняно з масою m_2, тим менший вплив маси завантаження на власну частоту системи. Інерційне значення третьої маси вибираємо з умови (9), згідно якої: $0 < m_3 < 0.29\ кг$ і приймаємо: $m_3 = 0.2\ кг$.

Значення жорсткостей двох резонансних пружних систем розраховуються згідно аналітичних виразів (5) та (6): $c_{12} = 1.5357 \cdot 10^5\ Н/м$, $c_{23} = 6.45 \cdot 10^3\ Н/м$. Сумарна жорсткість віброізоляторів: $c_{із} = 2 \cdot 10^5\, Н/м$ (умова (11)). Поклавши, що резонансне налагодження системи відносно 1-го власного піка $z = 0.98$, частота вимушених коливань системи становить: $\Omega = \Omega_{в1} z = 154\ рад/с$. Прийнявши, що радіус розташування дебаланса $r = 0.033\ м$, згідно (10) маса дебаланса: $m_d = 12 \cdot 10^{-3}\ кг$.

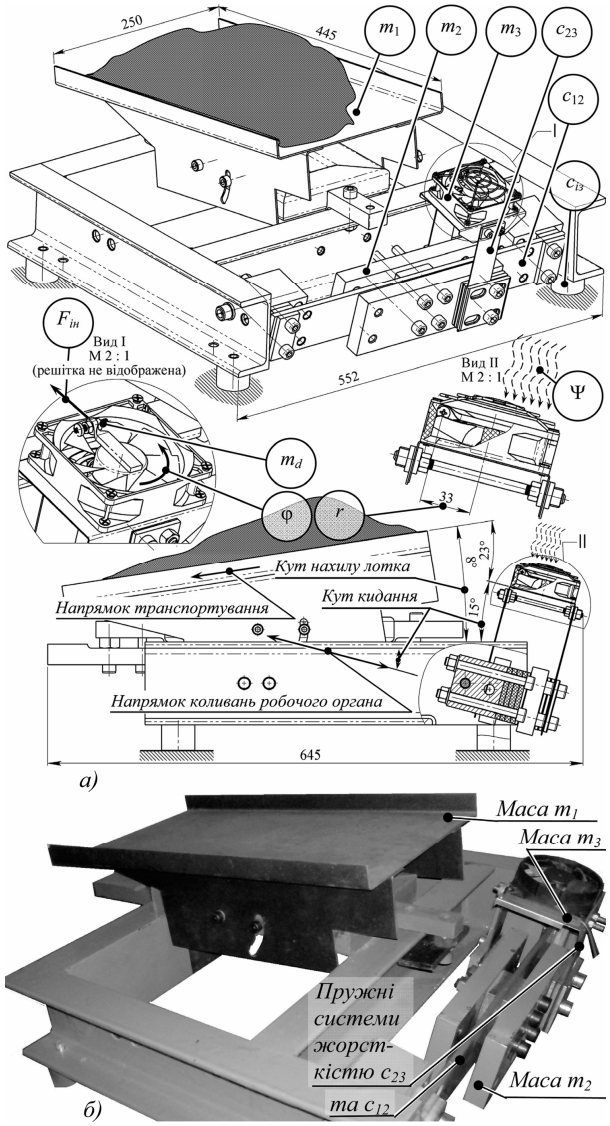

Рис. 4. Твердотіла (а) та експериментальна (б) модель тримасової вібраційної машини з аероінерційним збуренням

Реалізація експериментальних моделей вібраційних машин з аероінерційним збуренням. Згідно параметрів, наведених вище, розроблено конструкцію (рис. 4, а) та виготовлено саму вібромашину (рис. 4, б). В результаті аналізу експериментальної вібраційної установки встановлено її дійсні інерційно-жорсткістні та частотні параметри (табл. 1). Силові параметри встановлювались теоретично. Послідовність розрахунку параметрів вібраційної машини з аероінерційним збуренням згідно розробленої методики наведена на рис. 5.

Обґрунтування вибору параметрів тримасової системи вібраційної машини з аероінерційним збуренням. Інерційні параметри встановлювались шляхом зважування коливальних мас. Визначення частотних параметрів носило попередній характер і їх встановлення відбувалось шляхом збурення коливань через електромагнітний віброзбуджувач, підведений до маси m_3, сигнал на який подавався від звукового генератора. Знаючи значення власних частот та інерційних параметрів коливальних мас, розрахунковим шляхом встановлено реальні значення двох резонансних жорсткостей c_{12} та c_{23} пружних систем згідно аналітичних виразів (5) та (6).

Таблиця 1

Параметри коливальної системи вібраційної машини

Інерційні та конструктивні:

Параметр	Значення
m_1, кг	29.4
m_2, кг	6.9
m_3, кг	0.2
m_d, кг	0.012
r, м	0.033
X_1, м	0.00085

Частотні:

Параметр	Значення
$\Omega_{в1}$, рад/с	154.6
$\Omega_{в2}$, рад/с	185
Ω, рад/с	151.5 *
z	0.98 *

Жорсткістні:

Параметр	Значення
c_{12}, Н/м	$1.469 \cdot 10^5$
c_{23}, Н/м	$6.188 \cdot 10^3$
c_{i3}, Н/м	$\approx 2 \cdot 10^4$

Силові:

якщо для збурення використовувати:

– потік повітря

Параметр	Значення
M, Н·м	0.05
Ψ, $м^3/с$	0.077
N, Вт	577
з	1.3 %

–потік рідини

Параметр	Значення
M, Н·м	0.05
Ψ, $м^3/с$	0.0042
N, Вт	47
з	16 %

* – *прогнозовані значення*

Амплітуда коливань маси m_1 взята з умови, що її технологічно необхідне значення повинно відповідати еквіваленту двом перевантаженням ($2g$) на робочому органі, тобто $\text{о} = X_1\Omega^2/g = 2$, звідки $X_1 = 0.00085\,м$. Знаючи амплітуду та конструктивно задавшись радіусом розташування дебаланса, згідно (10), визначено необхідне його інерційне значення, яке і було конструктивно реалізоване.

Необхідний момент збурення M (вираз 12) встановлювався з наступних умов. Для визначення коефіцієнта динамічності (13) реактивної маси m_3, згідно наближених математичних розрахунків встановлено, що коефіцієнт в'язкого тертя $\text{м}_1 = 100\ Н\cdot с/м$, а коефіцієнт, що відображає в'язке тертя під час обертання крильчатки $\text{м} = 3\cdot10^{-5}\ Н\cdot м\cdot с/рад$.

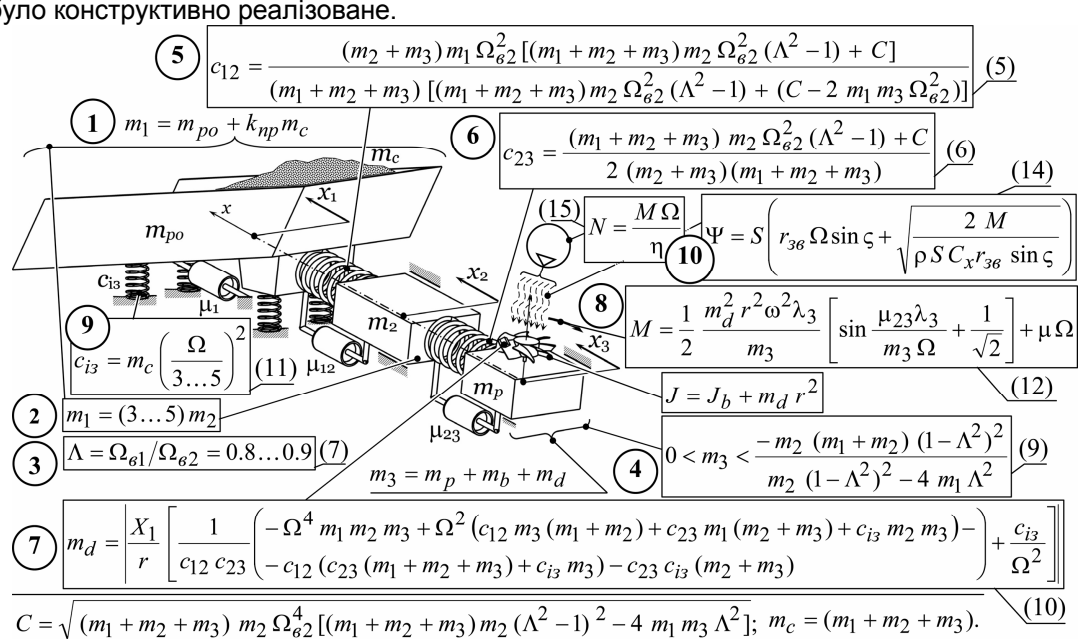

Рис. 5. Алгоритм розрахунку вібраційної машини з аероінерційним збуренням (в круглих дужках – посилання на вирази, згідно яких розраховувались параметри)

Враховуючи, що пружна система жорсткістю c_{12} виконана із склотекстоліта, а пружна система жорсткістю c_{23} виконана із сталі, відповідні їм коефіцієнти внутрішнього частотно-незалежного тертя будуть $\text{ч}_{12} = 0.03\ м^3с$ та $\text{ч}_{23} = 0.003\ м^3с$, а тому:

$$\text{м}_{12} = \text{ч}_{12}\,c_{12}/\Omega = 30\ Н\cdot с/м;$$
$$\text{м}_{23} = \text{ч}_{23}\,c_{23}/\Omega = 0.13\ Н\cdot с/м. \quad (16)$$

Для забезпечення необхідної жорсткості $c_{із} = 2\cdot10^5\ Н/м$, віброізолятори були виконані з м'якого гумового шланга, а розсіювання енергії у віброізоляторах було враховане в коефіцієнті м_1.

Для того, щоб чітко встановити витрати повітря (рідини), необхідну потужність, потрібно було мати параметри крильчатки. Приведення системи в рух вирішено здійснювати за допомогою куллера, що використовується для охолодження системних блоків комп'ютерів. Така конструкція не є оптимальною для використання, оскільки потік повітря обдуватиме випуклі лопаті, що крім того розташовані під кутом до площини обертання крильчатки. Це суттєво впливає на ККД самого приводу. Проте дане рішення дозволяє апробувати запропонований підхід аероінерційного збурення у вібраційних машинах, використавши готовий та дешевий модуль. Для нього було встановлено, що: $\text{ж} \approx 30^\circ$; $r_{зв} = 0.028\ м$; поклавши, що одночасно дію повітря сприйматимуть дві лопаті, сумарна площа лопатей, на які діє потік повітря $S \approx 10\ см^2$; коефіцієнт лобового опору, що залежить від форми лопаті, у випадку використання потоку повітря $C_x \approx 1$, потоку рідини – $C_x \approx 1.6$; густина повітря $\text{с} = 1.29\ кг/м^3$, рідини – $\text{с} = 1000\ кг/м^3$.

Встановлення оптимальних параметрів тримасової вібраційної машини з умови забезпечення мінімального збурювального момента. Передбачається, що існує таке значення реактивної маси m_3, при якому момент збурення M буде мінімальним, оскільки реактивна маса m_3 вибирається з певного встановленого діапазону (9). Для розв'язку

оптимізаційної задачі використано параметри наявні в системі.

Цільова функція задачі – $M(m_3) \to \min$; обмеженням є амплітуда коливань робочого органа $X_1 = 0.00085\,м$, інерційні параметри першої та другої мас $m_1 = 29.4\,кг$, $m_2 = 6.9\,кг$, власні частоти системи $\Omega_{в1} = 154.57\,рад/с$, $\Omega_{в2} = 185\,рад/с$, частота вимушених коливань системи $\Omega = 154\,рад/с$ та радіус розташування дебаланса $r = 0.033\,м$; варійованим параметром є маса m_3, яка входитиме у вирази (5, 6, 10, 16) як змінна. Розв'язавши оптимізаційну задачу чисельним методом, оскільки аналітично встановити похідну функції $M(m_3)$ (вираз (12)) по параметру m_3 неможливо, спостерігається мінімум збурювального момента при $m_3 = 0.2\,кг$ (рис. 6). Це значення, власне, і реалізовано в системі (див. табл. 1).

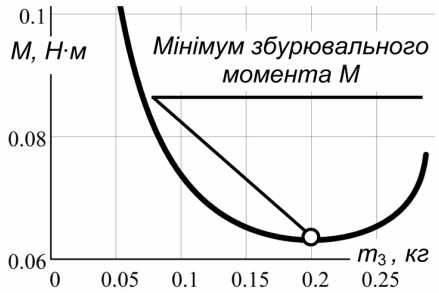

Рис. 6. Залежність збурювального момента М від реактивної маси m_3

Висновки. Представлена методологія створення низькочастотного резонансного інерційного вібраційного технологічного обладнання дозволяє обґрунтовано формувати резонансні коливальні структури з усуненим впливом руху дебаланса на джерело його збурення.

Базуючись на запропонованих аналітичних залежностях обґрунтовано параметри та реалізовано натурний зразок тримасової вібраційної машини з аероінерційним збуренням, інерційні параметри якої: $m_1 = 29.4\,кг$ (робочий орган), $m_2 = 6.9\,кг$, $m_3 = 0.2\,кг$, що дозволяє зімітувати роботу невеликого живильника, грохота, траспортера, сепаратора, тощо. Маса дебаланса $m_d = 0.012\,кг$ і розташовується з ексцентриситетом $r = 0.033\,м$ відносно осі обертання. Це дозволяє використовувати відносно невеликі повітряні потоки для приведення в обертальний рух крильчатки, адже розрахунковий збурювальний момент складає лише $M = 0.05\,Н \cdot м$.

Встановлено, що ККД приводу для розробленої вібраційної машини з аероінерційним збуренням низький. Цей показник можна суттєво підвищити, якщо використати рідинні потоки. Проте, в роботі для апробації закладеної ідеї акцент ставитиметься на простішому в реалізації аероінерційному збуренні, а отримані результати можна буде без труднощів поширити на системи з гідроінерційним збуренням.

Сформована конструкція вібраційної машини дозволяє на етапі математичного моделювання систем оперувати реальними параметрами вібраційних машин. Отримані динамічні характеристики, можна буде адекватно співставити з результатами подальших експериментальних досліджень.

Література

1. Вибрации в технике: Справочник: В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.).– М.: Машиностроение, 1981 – Т. 4: Вибрационные процессы и машины / Под. ред. Э. Э. Лавенделa. – 1981. 509 с., ил.

2. Бабичев А. П. Основы вибрационной технологии / А. П. Бабичев, И. А. Бабичев. – Ростов н/Д.: Издательский центр ДГТУ, 2008. – 694 с.

3. Назаренко И. И. Прикладные задачи теории вибрационных систем / И. И. Назаренко. – К.: ИСИО, 1993. –216с.

4. Потураев В. Н. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах: монография / В. Н. Потураев, В. П. Франчук, В. П. Надутый. – Днепропетровск, 2002. – 190 с.

5. Sommerfeld A. Naturwissenschaftliche Ergebnisse der neueren technischen Mechanik / A. Sommerfeld // VDI, 1904. N 18. – 631-636.

6. Блехман И. И. Вибрационная механика / И. И. Блехман. М.: Изд-во "Физматлит", 1994. – 400 с.

7. Ярошевич М. П. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом / М. П. Ярошевич, Т. С. Ярошевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.

8. Вибрации в технике: Справочник: В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред).– М.: Машиностроение, 1979 – Т. 2: Колебания нелинейных механических систем / Под. ред. И. И. Блехмана. 1979. – 351 с., ил.

9. Кононенко В. О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В. О. Кононенко. – М.: Изд-во "Наука", 1964. – 256 с., ил.

10. Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники / И. И. Быховский. – М.: Изд-во "Машиностроение", 1968. – 362 с.