

ДОСЛІДЖЕННЯ СИНФАЗНОГО РУХУ КОЛИВАЛЬНИХ МАС У РЕЗОНАНСНІЙ ТОРОВОЇ ВІБРАЦІЙНІЙ МАШИНІ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М., 2005

Описано 3D-модель торової вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом, її математичне моделювання та динаміку її руху. Наведено визначення інерційних та пружних параметрів для забезпечення синфазного руху коливальних мас.

This article describes 3D-model the vibratory machine of volumetric processing with electromagnetic vibrator. The dynamics and mathematical description of the vibratory machine is considered. The inertial and elastic parameters are calculated for realization co – phase motion of vibratory masses.

Вступ. Торові резонансні вібраційні машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом з'явилися порівняно недавно [1]. Невелике їхнє поширення на виробництві спричинено низьким ККД електромагнітних віброзбудників, що, в першу чергу, обумовлено прямо пропорційною залежністю повітряного проміжку у віброзбуднику від амплітуди коливань робочого органу. Крім того, маса завантаження робочого органу таких вібраційних машин суттєво впливає на резонансне налагодження механічної коливальної системи, а отже, і на динаміку руху мас.

Клас вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас має суттєві переваги порівняно з традиційними конструкціями вібраційних машин з антифазним рухом коливальних мас. Динаміка руху таких машин може відбуватись практично без повітряного проміжку в електромагнітних віброзбудниках, що значно підвищує їх ККД і позбавляє впливу амплітуди коливань робочого органу на величину повітряного проміжку.

Тому подальші дослідження з вдосконалення торових резонансних вібраційних машин об'ємної обробки з електромагнітним приводом доцільно здійснювати на основі теорії синфазного руху коливальних мас, що дасть змогу підвищити ефективність використання приводу, а саме – збільшити його ККД та енергоощадність.

Аналіз останніх досліджень. Теорія синфазних коливань у тримасових механічних системах [2, 3], оснований на класичній теорії антифазного руху коливальних мас, експериментально підтверджена на прикладі вібраційних площадок з електромагнітним приводом для ущільнення бетоносумішей [4], які можна віднести до великогабаритних потужних машин, як і машини об'ємної обробки.

Постановка задачі. Взявши за основу математичне моделювання торової резонансної вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом та елементами синфазного руху коливальних мас [3] (надалі ВМ) і базуючись на існуючих наукових здобутках, метою цієї статті автори вважають дослідження динаміки синфазного руху коливальних мас в умовах технологічного завантаження ВМ. Іншими словами, потрібно встановити, чи справедливі принципи теорії синфазних коливань під час її реалізації у ВМ, де відбувається значна зміна інерційних параметрів механічної коливальної системи.

3D-модель торової вібраційної машини об'ємної обробки. Базою для проектування нової конструкції ВМ є кільцевий багатофазний електромагнітний віброзбудник, неодноразово використовуваний у попередніх конструкціях вібраційних машин об'ємної обробки [1].

ВМ виконано за тримасовою схемою (рис. 1). Робочу коливальну масу 1 встановлюють на реактивній масі 2 через пружну систему у вигляді гумових кілець 3. З робочою коливальною масою в її центральній частині одним з своїх кінців жорстко зацелений пружний стрижень 5, за другий кінець якого також жорстко кріпиться маховик 4, що виконує роль активної коливальної маси (разом стрижень та маховик утворюють так званий резонатор). Підбором інерційних параметрів маховика 4 та пружних параметрів стрижня 5 забезпечують синфазний рух у силовому збуренні між робочою та реактивною коливальною масою. Конструкцію встановлено на плиті 7 через віброізолятори 6, розташовані за периметром реактивної коливальної маси 2.

Розглянемо детальніше конструкцію відповідних коливальних мас ВМ. Робоча коливальна маса (рис. 2) складається з корпусу 1, на який надягається якір 2 у вигляді набору кільцевих пластин з електротехнічної сталі. Якір затягують опорним кільцем 3, яке відповідно фіксується на корпусі 1 за допомогою верхнього 5 та нижнього 4 кілець. На корпус 1 приварено стакан 6. Контейнер у складі робочої камери 9, внутрішнього 10 та зовнішнього 11 кілець та кільця 8 кріпиться на стакані 6. У втулці 7 є внутрішній конусоподібний отвір для затягування пружного стрижня.

Робоча коливальна маса опирається на реактивну масу через верхнє гумове кільце 12 та нижнє гумове кільце, розміщене на реактивній масі. Якщо як тороїдну робочу камеру 9 використати гумово-кордні покришки (зношені зовні, а тому полегшені) від автомобілів, то економічність конструкції значно збільшиться, до того ж значно зменшується шум від роботи ВМ.

Розглянемо конструкцію реактивної коливальної маси (рис. 3). В гільзу 1 вставляють опору 3, що має вирізи під котушки 7. На опору 3 накладають набір штампованих кругових пластин з вирізом для встановлення котушок 7, утворюючи при складанні електромагніт 5.

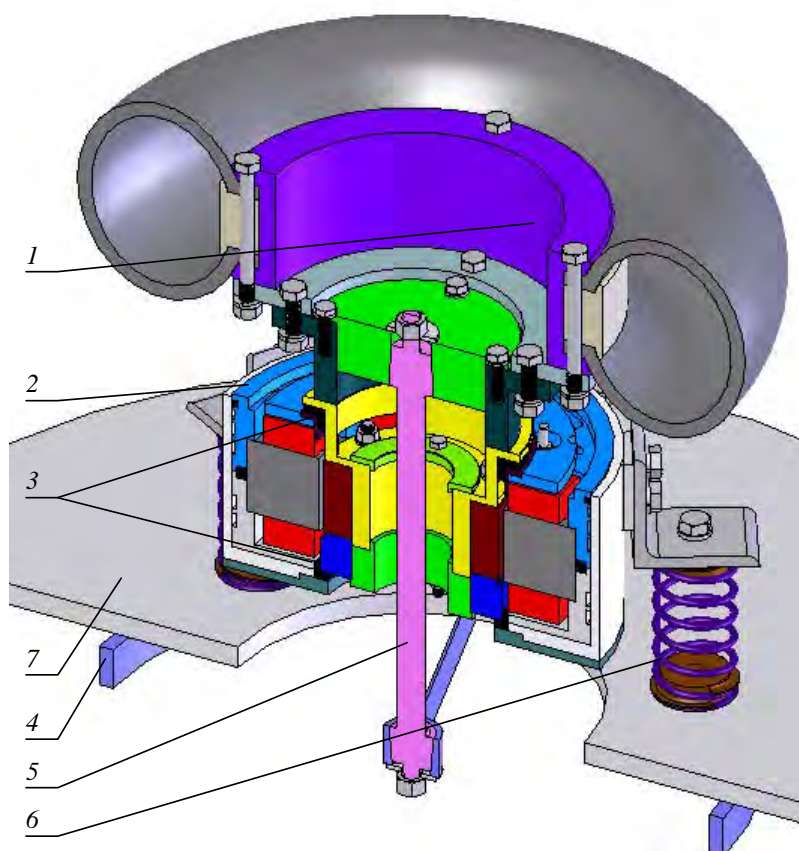


Рис. 1. 3D-модель вібраційної машини

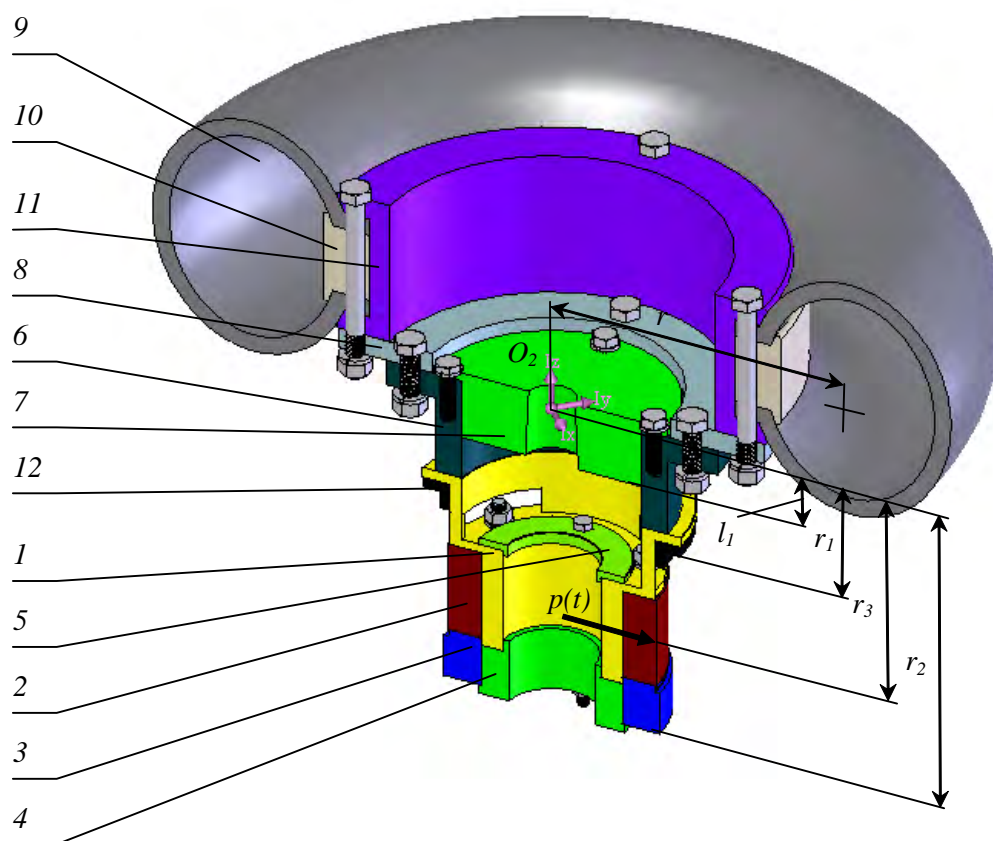


Рис. 2. Робоча коливальна маса вібраційної машини

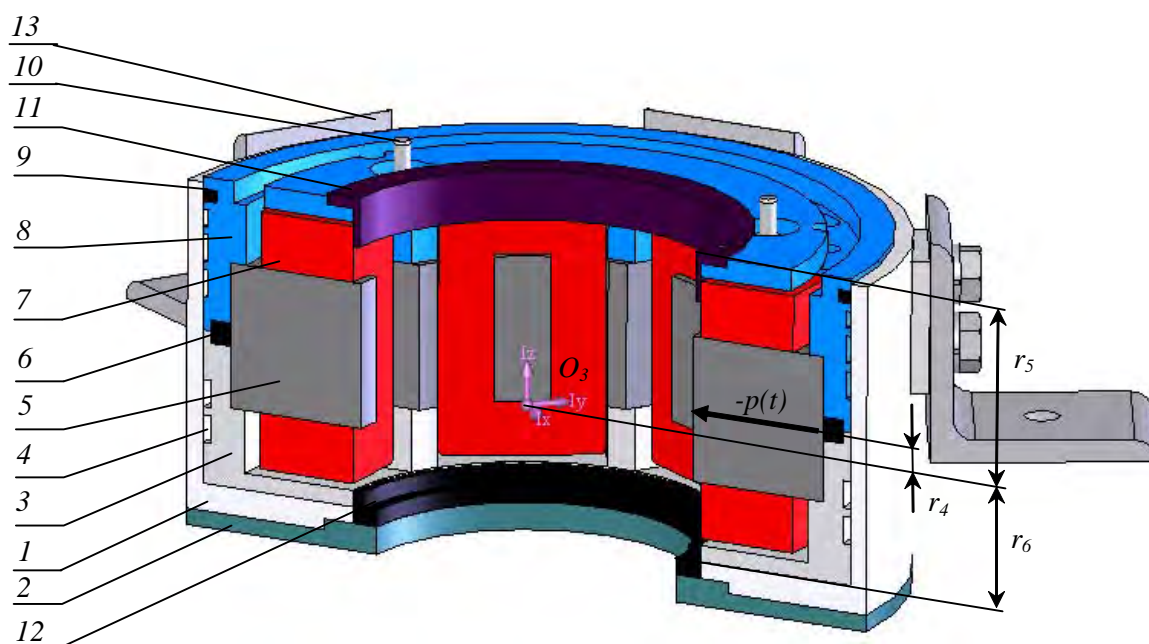


Рис. 3. Реактивна коливальна маса вібраційної машини

У кришці 8 та опорі 3 є кругові канали 4, в які може подаватися вода або стиснуте повітря для примусового охолодження вібробудників, що значно зменшує втрати їхньої потужності. Підігріту

рідину можна подавати до робочого середовища робочої камери, тим самим збільшуючи продуктивність та якість віброобробки ([1], с. 50). У зв'язку з цим між кришкою 8 та опорою 3, а також між гільзою 1 та кришкою 8 встановлено прокладки 6 та 9. Кришку 8 притягнуто до опори 3 за допомогою шпильок 10. У верхню частину кришки вставлено верхнє кільце 11, а на нижнє кільце 2 – нижнє гумове кільце 12, на які потім опирається робоча маса. За периметром гільзи 1 закріплено через планки 6 кутників 13, що є місцями встановлення віброізолювальних пружин.

Активна коливальна маса (рис. 4) – це маховик 1, закріплений на циліндричному стрижні 2, розрахунком відповідних інерційних та жорсткісних параметрів яких забезпечується синфазний рух у силовому збуренні між робочою та реактивною масою.

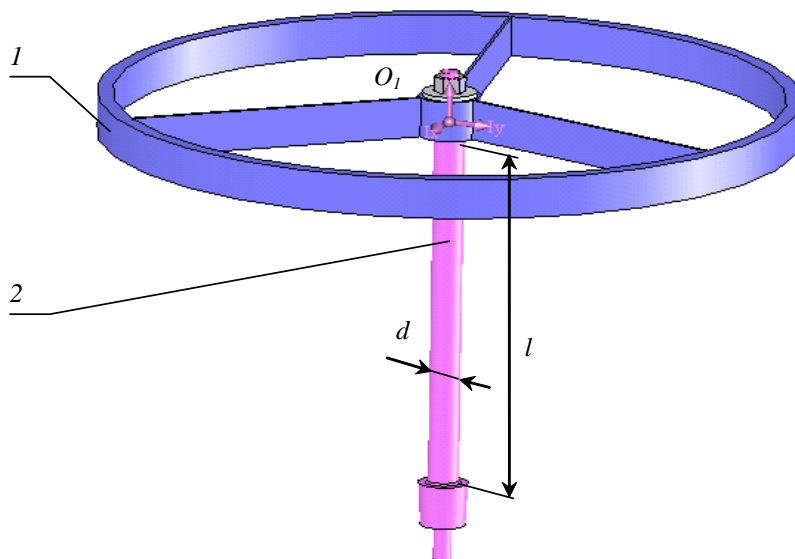


Рис. 4. Активна коливальна маса вібраційної машини

Принцип роботи такої ВМ описано в [3].

Математична модель ВМ з електромагнітним приводом та динаміка її руху. Метою математичного моделювання є виявлення впливу маси завантаження робочого органу на характер його руху. Математичний опис досліджуваної динамічної моделі ВМ проводимо на основі рівнянь Лагранжа II роду в узагальнених координатах. Порядок побудови математичної моделі аналогічний до [3].

Плоска модель тороїдної тримасової вібромашини об'ємної обробки (рис. 5) має шість ступенів вільності з узагальненими координатами:

$$x_1, x_2, x_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3,$$

де x_1 – абсолютне переміщення вздовж осі x центру мас O_1 маси m_1 внаслідок кінематичного збурення від горизонтального переміщення $(x_2 + \varphi_2 \cdot l_1)$ точки закріплення стрижня на масі m_2 ; x_2 – переміщення вздовж осі x центру мас O_2 маси m_2 внаслідок змушувального зусилля $p(t) = P \sin \omega t$; x_3 – абсолютне переміщення вздовж осі x центру мас O_3 маси m_3 внаслідок визмушувального зусилля $-p(t) = -P \sin \omega t$; φ_1 – кут повороту маси m_1 навколо власного центру мас O_1 внаслідок кінематичного збурення від повороту маси m_2 ; φ_2 – кут повороту маси m_2 навколо власного центру мас O_2 внаслідок дії збурювального моменту $M_2(t) = p(t) \cdot r_3$; r_3 – відстань (плече) від центру мас O_2 до лінії дії змушувального зусилля $p(t) = P \sin \omega t$; φ_3 – кут повороту реактивної маси m_3 навколо власного центру мас O_3 внаслідок дії збурювального моменту

$M_3(t) = -p(t) \cdot r_4$; r_4 – відстань (плече) від центру мас O_3 до лінії дії змушувального зусилля $-p(t) = -P \sin \omega t$.

У динамічній моделі (рис. 5) загасання наведене демпферами з коефіцієнтами в'язкого тертя $\mu_1, \mu_1^*, \mu_2, \mu_2^*$, які є пропорційні швидкостям руху коливальних мас та відображають явище гістерезису в пружних елементах, та коефіцієнти μ_3, μ_3^* , що уособлюють в'язкий опір руху робочого органу, викликаний взаємним тертям деталей та їхнім тертям з робочою поверхнею. Покладається, що жорсткість віброізоляторів 6 (рис.1) досить мала, тому їхній динамічний вплив на роботу ВМ можна не враховувати.

Система диференціальних рівнянь руху механічної коливальної системи:

$$m_1 \ddot{x}_1 + \frac{c_{1x}}{c_1} \cdot J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_{1x}(x_1 - x_2 - \varphi_2 \cdot l_1) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2 - \dot{\varphi}_2 \cdot l_1) = 0;$$

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{c_{1\varphi}}{c_1} \cdot m_1 \ddot{x}_1 + c_{1\varphi}(\varphi_1 - \varphi_2) + \mu_1^*(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0;$$

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 - c_{1x}(x_1 - x_2 - \varphi_2 \cdot l_1) + c_{2x}(x_2 + \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) + c_{2x}(x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) - \\ - \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2 - \dot{\varphi}_2 \cdot l_1) + \mu_2(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) + \mu_2(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) + \mu_3 \dot{x}_2 = P \sin \omega t; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{1x} l_1 (x_1 - x_2 - \varphi_2 \cdot l_1) - c_{1\varphi}(\varphi_1 - \varphi_2) + 2c_{2\varphi}(\varphi_2 - \varphi_3) + c_{2x} r_1 (x_2 + \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) + \\ + c_{2x} r_2 (x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) - \mu_1 l_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2 - \dot{\varphi}_2 \cdot l_1) - \mu_1^*(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + 2\mu_2^*(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + \\ + \mu_2 r_1 (\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) + \mu_2 r_2 (\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) + \mu_3^* \dot{\varphi}_3 = Pr_3 \sin \omega t; \quad (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_3 \ddot{x}_3 - c_{2x}(x_2 + \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) - c_{2x}(x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) - \\ - \mu_2(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) - \mu_2(\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) = -P \sin \omega t; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_3 \ddot{\varphi}_3 - 2c_{2\varphi}(\varphi_2 - \varphi_3) - c_{2x} r_5 (x_2 + \varphi_2 r_1 - x_3 - \varphi_3 r_5) + c_{2x} r_6 (x_2 + \varphi_2 r_2 - x_3 + \varphi_3 r_6) - \\ - 2\mu_2^*(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \mu_2 r_5 (\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_1 - \dot{x}_3 - \dot{\varphi}_3 r_5) + \mu_2 r_6 (\dot{x}_2 + \dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{x}_3 + \dot{\varphi}_3 r_6) = -Pr_4 \sin \omega t. \end{aligned}$$

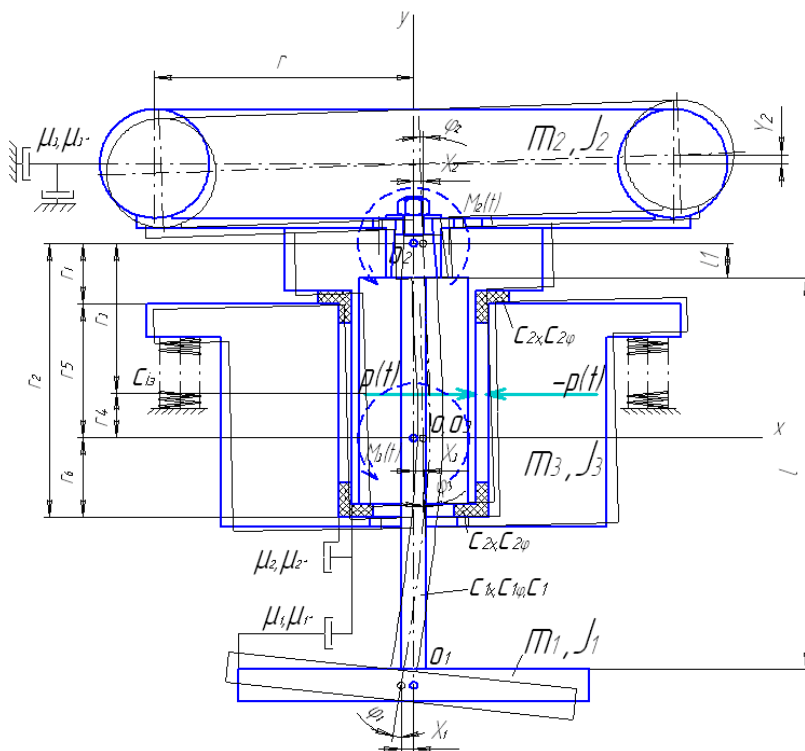


Рис. 5. Динамічна модель вібраційної машини

Визначення параметрів механічної коливальної системи ВМ для забезпечення синфазного руху коливальних мас. Згідно з [2] для забезпечення синфазного руху коливальних мас ВМ необхідно в диференціальні рівняння її руху (1) закласти необхідні значення інерційних та жорсткісних параметрів механічної коливальної системи. У запропонованій 3D-моделі передбачається забезпечення синфазного руху коливальних мас m_2 і m_3 , що зв'язані пружною системою жорсткістю $c_{2x}, c_{2\varphi}$, при силовому їх збуренні в горизонтальному напрямку. Для реалізації цього необхідно певним чином визначити інерційні параметри маховика та значення жорсткостей пружного стрижня, що з'єднує маховик з робочою масою. Користуючись положеннями теорії синфазних коливань, згідно з [2, 3] з використанням ефекту «нульової жорсткості» визначаємо:

– масу маховика:

$$m_1 = \frac{(1 - z^2)(m_2 + m_3)m_2}{z^2(m_2 + m_3) - m_2}; \quad (2)$$

– згинальну жорсткість стрижня під дією сили:

$$c_{1x} = \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 \cdot \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}, \quad (3)$$

де z – резонансне налагодження, $z = 0,96 \dots 0,98$.

Значення згинальних жорсткостей пружного стрижня від дії моменту сили та взаємовпливу, для конструктивно прийнятого значення довжини стрижня l :

$$c_{1\varphi} = \frac{l^2}{3} c_{1x}; \quad (4)$$

$$c_1 = \frac{2l}{3} c_{1x}. \quad (5)$$

Момент інерції маховика J_1 :

$$J_1 = \frac{J_2 \cdot c_{1\varphi} \cdot z^2}{\omega^2 \cdot J_2 - c_{1\varphi} \cdot z^2}. \quad (6)$$

Конструктивний розрахунок стрижня та підбір розмірів маховика для забезпечення синфазного руху коливальних мас. За значенням хоча би однієї із жорсткостей циліндричного стрижня при відомому значенні його довжини l діаметр стрижня d визначатиметься:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot c_{1x} \cdot l^3}{3\pi E}}, \quad (7)$$

де E – модуль пружності першого роду.

За інерційними параметрами маховика підбирають його розміри. Для цієї ВМ форма маховика (див. рис.4) обумовлена отриманням при розрахунку великого значення його моменту інерції.

Динаміка руху коливальних мас ВМ

1. Динаміка руху коливальних мас ВМ без завантаження робочого органу. Однією з переваг 3D-моделювання є отримання реальних значень їхніх інерційних параметрів. Так, для створення цієї 3D-моделі ВМ використовували програмний продукт Solid Works 2003. Відповідно, отримано такі інерційні параметри коливальних мас:

– робоча коливальна маса:

$$m_2 = 40,44 \text{ кг}; \quad J_2 = 0,52 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad r_1 = 70,84 \text{ мм}; \quad r_2 = 183,84 \text{ мм}; \quad r_3 = 120,34 \text{ мм}; \quad l_1 = 21,28 \text{ мм}; \\ r = 200 \text{ мм};$$

– реактивна коливальна маса:

$$m_3 = 43,15 \text{ кг}; J_3 = 0,33 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; r_4 = 8,17 \text{ мм}; r_5 = 65,77 \text{ мм}; r_6 = 43,27 \text{ мм};$$

Конструктивно закладено та визначено згідно з (4) та (5) параметри:

$$c_{2x} = 4 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; c_{2\varphi} = 4 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}; P = 2000 \text{ Н}; \omega = 314 \text{ с}^{-1}; z = 0,98; l = 250 \text{ мм}.$$

Значення коефіцієнтів в'язкого тертя:

$$\text{– у пружному стрижні: } \mu_1 = 10 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \mu_{1*} = 0,1 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}};$$

$$\text{– у гумових кільцях: } \mu_2 = 50 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \mu_{2*} = 50 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}};$$

$$\text{– робочого середовища: } \mu_3 = 0 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \mu_{3*} = 0 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}.$$

Тут нульові значення останніх коефіцієнтів в'язкого тертя свідчать про те, що робочий орган є ненавантажений деталями та робочим середовищем. Це дає змогу оцінити роботу ВМ без навантаження.

Згідно з (2–6) отримано такі параметри з використанням ефекту «нульової жорсткості»:

$$\text{– маховика: } m_1 = 3,36 \text{ кг}; J_1 = 0,0738 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

– пружного стрижня:

$$c_{1x} = 3,185 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; c_{1\varphi} = 6,635 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; c_1 = 5,308 \cdot 10^4 \text{ Н}; d = 20,029 \text{ мм}.$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (1) для заданих параметрів системи (без навантаження) наведено у вигляді графіків, функції яких виведено після 4.9 с, а саме після проходження перехідних процесів (рис. 6, 7), використовуючи для розв'язання системи рівнянь програмний пакет «Mathcad 11 Enterprise Edition».

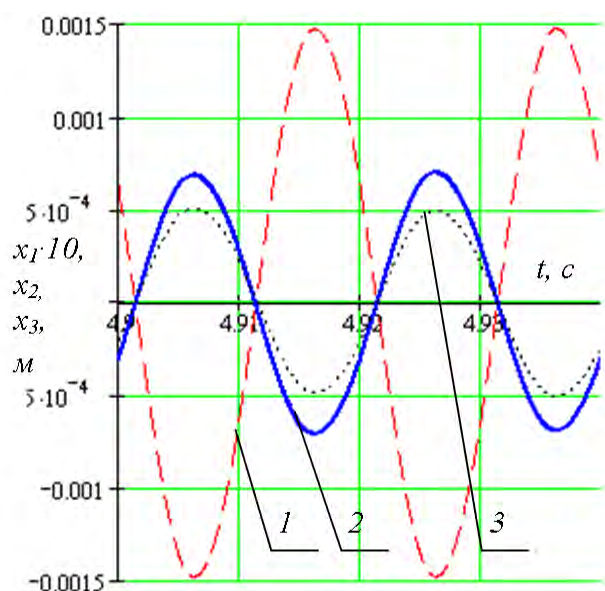


Рис. 6. Амплітуди лінійних коливань маховика 1 (x_1), робочої 2 (x_2) та реактивної 3 (x_3) маси

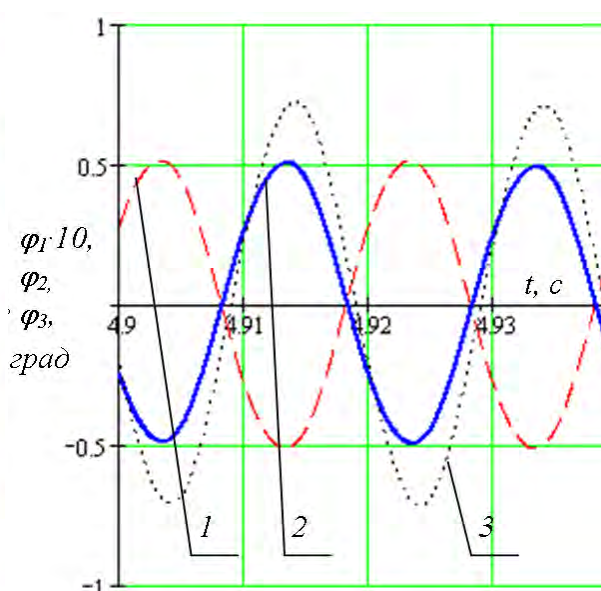


Рис. 7. Амплітуди кутових коливань маховика 1 (φ_1), робочої 2 (φ_2) та реактивної 3 (φ_3) маси

Вертикальні коливання контейнера на радіусі $r = 200\text{мм}$ визначають за формулою $y_2(t) = r \cdot \text{tg}(\varphi_2(t))$, амплітудне значення яких становить $1,8\text{мм}$.

2. Динаміка руху коливальних мас ВМ із завантаженим робочим органом. Наявність оброблювальних деталей та робочого середовища в робочій камері додає її руху певних особливостей. Тому дослідження впливу середовища завантаження на характер руху робочого органу за допомогою цієї математичної моделі дасть тільки наближені результати (ця модель відображає тільки найсуттєвіші властивості впливу завантаження).

У цій математичній моделі (1) вплив завантаження на рух коливальної системи може бути врахований шляхом приєднання маси завантаження до маси робочого органу з врахуванням коефіцієнтів в'язкого тертя μ_3, μ_{3*} .

Для визначення маси завантаження скористаємося відповідною методикою [5]. За відповідними розрахунками вона становить 48кг .

Коефіцієнти дисипації:

$$\mu_3 = 500 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \quad \mu_{3*} = 500 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$$

Відповідно до цих параметрів, розв'язок системи диференціальних рівнянь (1) для механічної коливальної системи ВМ із завантаженням візуалізовано на графіках (рис.8, 9).

Узагальнюючи результати, можна констатувати: динаміка руху коливальних мас ВМ без завантаження робочого органу характеризується синфазним рухом робочої та реактивної коливальних мас за їх горизонтальними (рис. 6) та кутовими (рис. 7) переміщеннями при амплітуді робочого органу за горизонтальними переміщеннями $0,71\text{мм}$. Амплітуда вертикальних переміщень робочого органу – $1,8\text{мм}$.

Амплітуда вертикальних коливань контейнера під час завантаження становить $0,38\text{мм}$.

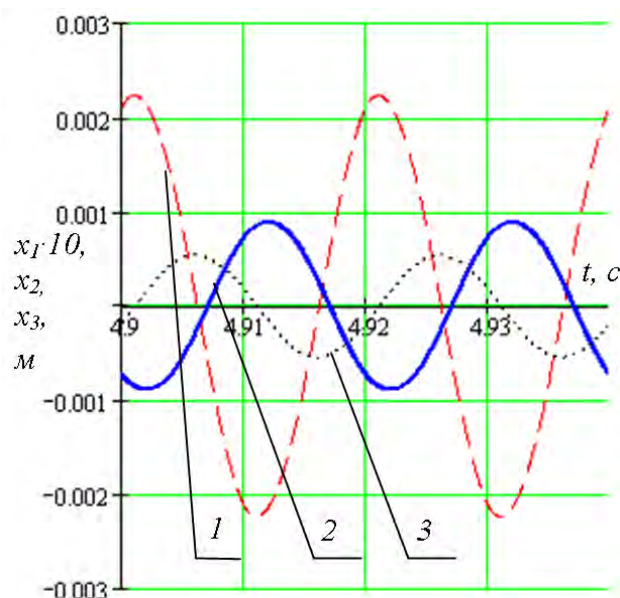


Рис. 8. Амплітуди лінійних коливань маховика 1 (x_1), робочої 2 (x_2) та реактивної 3 (x_3) маси під час завантаження

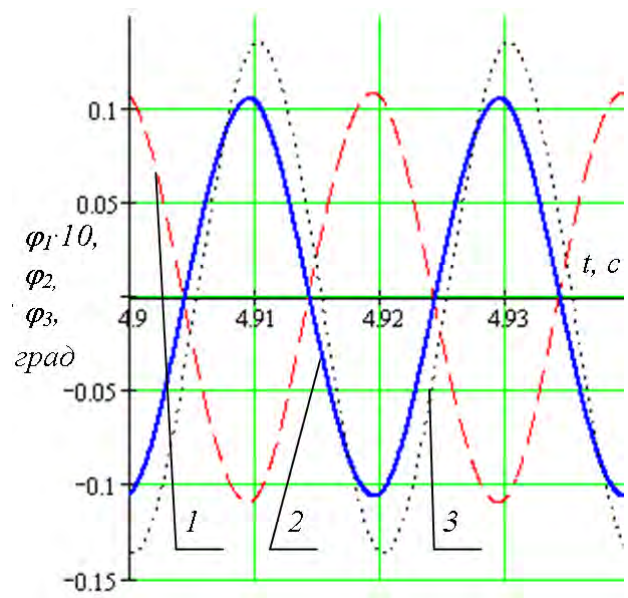


Рис. 9. Амплітуди кутових коливань маховика 1 (φ_1), робочої 2 (φ_2) та реактивної 3 (φ_3) маси під час завантаження

За максимального завантаження робочого органу його горизонтальні переміщення становлять $0,9\text{мм}$ і відносно горизонтальних переміщень реактивної маси зсунуті на кут 90^0 (рис. 8). Кутові коливання робочої та реактивної коливальних мас (рис. 9) під час завантаження ВМ є синфазними. Робоча амплітуда вертикальних переміщень робочого органу – $0,38\text{мм}$.

Висновки. За результатами математичного моделювання просторової моделі ВМ визначено наявність синфазного руху в коливальних масах. Однак необхідно зазначити, що збільшення величини маси завантаження робочого органу порушує принципи синфазного руху між робочою та реактивною коливальними масами за горизонтальними переміщеннями і не порушує їхнього синфазного руху за кутовими переміщеннями. Максимальний зсув фаз між горизонтальними переміщеннями робочої та реактивної коливальними масами дорівнює 90^0 за максимального завантаження робочого органу.

Дослідження впливу маси завантаження робочого органу на роботу ВМ та динаміку синфазного руху коливальних мас вимагає детальнішого розгляду під час подальших досліджень.

1. Повідайло В. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 2. Ланець О.С. *Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях.* – 2005. – №2. 3. Гаврильченко О. В., Ланець О.С., Гурський В.М. *Математичне моделювання торової вібраційної машини об’ємної обробки з елементами синфазного руху коливальних мас // Вібрації в техніці та технологіях,* 2005. 4. Ланець О.С. *Експериментальне підтвердження положень теорії синфазних коливань у тримасових механічних системах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях.* – 2006. – №1. 5. *Новые вибрационные станки: конструирование и расчет / Б.Я. Отирский, П.Д. Денисов.* – Львов : Світ, 1991. – 160 с.

УДК 621.01:621-868, 621.9.048.6.06(088.8)

О.В. ГАВРИЛЬЧЕНКО, О.С. ЛАНЕЦЬ, Я.В. ШПАК

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості

МЕТОДИКА УТОЧНЕНОГО РОЗРАХУНКУ ПРУЖНИХ СИСТЕМ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Шпак Я.В., 2005

*Наведено методику уточненого розрахунку пружних систем резонансних вібраційних машин.
Подано загальну аналітичну формулу визначення резонансного налагодження механічної
коливної системи з врахуванням в'язкого опору
середовища.*

In this article the method of specified computation of the elastic systems of resonance vibration machines is given. The general analytical formula of determination of the resonance adjusting of the mechanical hesitate system taking into account the viscid resistance of environment are pointed.

Вступ. Пружні системи резонансних вібраційних машин з електромагнітними вібробудниками значно впливають на якісну картину динамічних процесів у механічній коливній системі. В загальному розрахунок резонансної механічної коливної системи вібрмашини при відомих масах та