

УДК 621.01

О.С. ЛАНЕЦЬ, Т.І. КОЧАН, В.І. ЛОЗИНСЬКИЙ*

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

*кафедра ЕЗІКТ

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ПАРАМЕТРИЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ МІЖРЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

© Ланець О.С., Кочан Т.І., Лозинський В.І., 2009

Порівняно з традиційними тримасовими конструкціями вібраційних машин з електромагнітним приводом окреслені параметричні особливості вібраційних машин з синфазним рухом коливальних мас. Вказано переваги таких машин.

In the article in comparing to the traditional three-masses constructions of the vibration machines with the electromagnetic occasion the self-reactance features of vibration machines with cophased motion of oscillating masses are outlined. Advantages of such machines are specified.

Вступ та огляд літератури. Високу ефективність на виробництві показали тримасові конструкції вібраційних машин з електромагнітним приводом, де порівняно з двомасовими, введена в конструкцію третя коливальна маса m_a (рис.1а), яка виконує функцію вузькочастотного динамічного гасника коливальності проміжної маси m_n (рис.1б) [1, 2]. Тримасова конструкція з динамічним гасником виконується так, щоб збурення коливальності маси m_a відбувалось кінематично і в протифазі до реактивної коливальності маси m_p . За відповідного підрахунку сумарних жорсткостей c_1 та c_2 пружних систем відповідно 4 та 5, а саме:

$$c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \quad \text{та} \quad c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \quad (1)$$

проміжна маса m_n під час роботи буде умовно нерухомою; у формулах ω – колова частота вимушених коливальності; z – резонансне налагодження механічної коливальності системи. Тримасова конструкція розраховується за двома одномасовими схемами, де механічні коливальності системи, що утворюються активною коливальною масою m_a з пружною системою 4 та реактивною коливальною масою m_p з пружною системою 5 налагоджуються на однакову білярезонансну частоту вимушених коливальності $\omega_g = \omega / z$. Інакше кажучи, дві одномасові коливальності системи розраховуються за однаковою парціальною частотою, яка і виступає частотою власних коливальності тримасової механічної коливальності системи. У такому разі повітряний проміжок між якорем і осердям з котушкою електромагнітного вібробудника переважно регламентується амплітудою коливальності A_p реактивної коливальності маси m_p та в незначному ступені амплітудою коливальності A_n проміжної коливальності маси m_n , яка рухається в протифазі до реактивної маси. Тому, повітряний проміжок формується з умови $A_g = A_n + A_p$, причому $A_n \ll A_p$.

Основною проблемою у традиційних тримасових вібраційних машинах з електромагнітним приводом є те, що у таких конструкціях вібраційних машин, порашованих за принципом протифазного руху коливальності мас, амплітуда коливальності робочого органа пропорційно залежить

від повітряного проміжку між якорем та осердям з котушкою електромагнітних віброзбудників. Так, з одного боку, необхідність конструктивно закласти у вібраційній машині вищі амплітуди коливань робочого органа вимагає збільшення повітряного проміжку у віброзбудниках, що непропорційно, приблизно за гіперболічною залежністю, знижує їх тягове зусилля і призводить до значного споживання електроенергії. З іншого боку, прогнозовано малий повітряний проміжок між якорем та осердям з котушкою віброзбудника може викликати явище прилипання. У такому разі для існуючих вібраційних машин з електромагнітним приводом, в яких маси коливаються в протифазі, рух буде неможливий, або нестійкий.

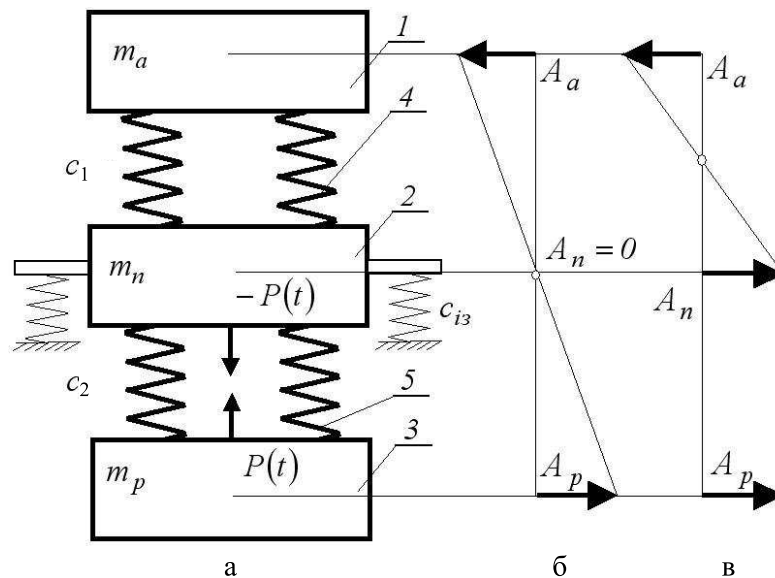


Рис. 1. Структурна схема тримасової механічної коливальної системи (а) та розподіл амплітуд коливань (б) і (в) мас у системі, що відповідно порахований згідно з класичною [1, 2] та запропонованою [3] теоріями

Здійснюючи наукові дослідження в області створення тримасових високочастотних вібраційних машин з електромагнітним приводом (площадок) для ущільнення бетоноsumішей [3], вдалось отримати наукові рішення [4–6], що дало змогу започаткувати новий клас енергоощадних машин. Запропоновані методики розрахунку та принципи побудови вібраційних машин знаходять своє вираження в якісно новій поведінці механічної коливальної системи (принципово новій картині руху коливальних мас). Це забезпечує досягнення необхідних високих технічних вимог, поставлених потребами виробництва, за мінімальних енерговитрат, що є без сумніву актуальним з огляду на державну програму України щодо створення та впровадження у виробництво енергозберігаючих технологій.

Розроблена теорія вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас детально викладена в [4–6]. Запропонована теорія придатна до апробації на будь-якому типі вібраційних машин з електромагнітним приводом. Результатом розрахунку згідно з запропонованою теорією є те, що аналітично встановлюються параметри тримасової механічної коливальної системи, а саме: інерційні і жорсткісні показники, виконання яких забезпечить наступну картину руху коливальних мас. Дві суміжні маси, а саме: реактивна m_p та проміжна m_n (рис. 1, а), які з'єднані між собою за допомогою пружної системи з сумарною жорсткістю пружних елементів на згин c_2 , рухатимуться синфазно (як одне ціле з однаковими амплітудами коливань) завдяки прикладеному між ними гармонійному збуджувальному зусиллю $P(t)$, яке реалізується на двотактних електромагнітних віброзбудниках. Активна коливальна маса m_a , кінематично збуджу-

ючись від проміжної маси 2 через пружну систему 4 з сумарною жорсткістю на згин c_1 , рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас (рис. 1, в). Завдяки наявності синфазного руху повітряний проміжок в електромагнітному вібробуднику можна робити мінімальним, оскільки в такому разі відсутні відносні амплітуди коливань між двома суміжними масами, $A_\delta = A_n - A_p \rightarrow 0$. Це дасть змогу значно знизити величину струму, що протікає в обмотці вібробудника, а отже, і споживану потужність.

Для кращого подальшого розуміння переваг запропонованих вібраційних машин наведемо основні залежності розрахунку їх конструктивних параметрів. Синфазна картина руху коливальних мас забезпечується подальшим підбором пружних елементів. Жорсткість пружної системи 4 розраховується за принципом

$$c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta} \text{ або } c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z_1} \right)^2, \quad (2)$$

де η – частка сумарної жорсткості c_2 на згин, що припадає на пружну систему 5. Значення сумарної жорсткості c_2 пружної системи 5 знаходимо згідно з формулою

$$c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \frac{m_a m_n \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 - c_1 (m_a + m_n)}{J_a \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 (m_n + m_p) - c_1 (m_a + m_n + m_p)} \text{ або } c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z_2} \right)^2, \quad (3)$$

де z_1, z_2 – парціальні налагодження в тримасовій міжрезонансній системі відповідно першої та другої одномасових МКС, утворених масою m_a з пружною системою жорсткістю c_1 і масою m_p з пружною системою жорсткістю c_2 .

Сумарну жорсткість c_2 ще можна визначити за такою формулою, що еквівалентна (3),

$$c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \eta. \quad (4)$$

При уже встановлених значеннях активної m_a та проміжної m_n коливальних мас (вони уже відомі, або наперед задані) визначають значення реактивної коливальної маси m_p як:

$$m_p = \frac{1}{2 \cdot \eta (1 - z^2)} \left[(1 - z^2) (m_n (1 - 2\eta) - \eta m_a) - z^2 m_a \pm \dots \rightarrow \right. \\ \left. \rightarrow \dots \pm \sqrt{z^4 \left[2m_a m_n (1 - \eta) + m_a^2 (1 - \eta)^2 + m_n^2 \right] + 2z^2 \left[m_a^2 \eta (1 - \eta) - m_n (m_n - m_a) \right] + (\eta m_a + m_n)^2} \right], \quad (5)$$

де резонансне налагодження перебуває в межах $z \in 0 \div 1$; знаки $(\pm)$ дозволяють отримувати два корені, з яких приймається додатне значення, а якщо його не існує, здійснюється подальший підбір прийняттого кореня співвідношенням параметрів η та z .

Постановка задачі. Багатомасові (міжрезонансні, до яких належать і синфазні) конструкції вібраційних машин з електромагнітним приводом мають значні переваги порівняно з традиційними, а тому їх впровадження на практиці є перспективним і дає значний ефект за продуктивністю та енергоощадністю. Своєю чергою втілення багатомасових конструкцій у виробництві обумовлюється подальшим удосконаленням їх конструкцій і методів розрахунку з огляду на підвищення ККД вібробудників, що дасть змогу розширити галузі використання вібраційних машин з електромагнітним приводом як середньо-, так і великогабаритного обладнання. Для цього необхідне повне розуміння принципів побудови таких машин, їх особливостей.

У статті автори саме і постараються обґрунтувати ефективність та окреслити параметричні особливості вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас порівняно з традиційними тримасовими конструкціями [1–2].

Обґрунтування параметрів тримасових МКС для досягнення їх високих технічних показників. Виконаємо порівняльний аналіз запропонованих та традиційних МКС з динамічним гасником. Розглянемо спочатку порівняння з конструкціями, в яких реалізована “нульова жорсткість”, де $\eta = 0$. Приймаємо такі параметри досліджуваної МКС: $m_a = 5 \text{ кг}$; $m_n = 20 \text{ кг}$; $\omega = 314 \text{ рад/с}$; $z = 0.98$; $P = 500 \text{ Н}$. Тоді згідно з (5) значення реактивної маси становить $m_p = 4.94 \text{ кг}$, а значення жорсткостей пружних систем згідно з (2) та (3) дорівнюватимуть $c_1 = 4.111 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ та $c_2 = 0 \text{ Н/м}$. Для традиційної тримасової механічних коливальних систем (МКС) вибираємо ідентичні параметри, з відмінністю лише у тому, що $m_n = 0.5 \text{ кг}$ та $m_p = 20 \text{ кг}$, тоді згідно з (1) $c_1 = 5.138 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $c_2 = 2.055 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

Аналізуючи АЧХ тримасових моделей (рис. 2) очевидно, що амплітуди коливань їх відповідних¹ мас на частоті вимушених коливань $\omega = 314 \text{ рад/с}$ практично однакові, притому що повітряний проміжок в запропонованих конструкціях може прямувати до нуля, що значно підвищує ККД вібробудників. Рівність амплітуд підтверджує і динамічний коефіцієнт λ (рис. 3), для прикладу активної маси 1 (див. рис. 1), де спостерігається однакове підсилення за амплітудою в обох МКС. Для побудови графічної залежності користуємось таким аналітичним виразом для динамічного коефіцієнта²:

$$\lambda = \frac{X_1 \cdot m_a \cdot \omega^2}{P}. \quad (6)$$

Отже, запропоновані тримасові МКС з нульовою жорсткістю за показниками підсилення тої самої міри ефективні, що і традиційні, притому, що конструктивно їх реалізувати значно простіше і повітряний проміжок може бути значно меншим.

Розглянемо випадок, коли частка η сумарної жорсткості c_2 , що припадає на пружну систему 5 (див. рис. 1), не дорівнює нулю, лежить в межах $\eta \in (0 \dots 1)$ і становить, для прикладу, $\eta = 0.8$. Для тих самих параметрів МКС, що і вище, перерахувавши тільки значення жорсткостей та реактивної маси для запропонованої системи за (2), (3), (5) відповідно: $c_1 = 3.976 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $c_2 = 5.964 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $m_p = 0.725 \text{ кг}$, отримаємо залежності на рис. 4 та рис. 5. З графіків спостерігається підсилення амплітуди коливань у запропонованих конструкціях порівняно з традиційними до 7 разів.

Для $\eta = 0.98$, коли $c_1 = 3.951 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $c_2 = 6.925 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, $m_p = 0.07 \text{ кг}$, отримаємо залежності, що на рис. 6 та рис. 7. Як бачимо, підсилення амплітуди коливань мас у запропонованих конструкціях приблизно в 60 разів більші за традиційні і з подальшим приближенням $\eta \rightarrow 1$ коефіцієнт динамічності λ зростає за нелінійною залежністю, за умови, що в системі теоретично відсутня дисипація. Ця залежність очевидно зображена на рис. 8.

¹ У цьому випадку проміжна маса запропонованих МКС за своєю функціональністю відповідає реактивній масі традиційних з динамічним гасником.

² Хоч до активної маси не прикладається сила електромагнітного збурення, однак вважатимемо, що в цьому випадку зусилля P – еквівалент сили кінематичного збурення, $P = B m_a \omega^2$, де B – амплітуда кінематичного збурення.

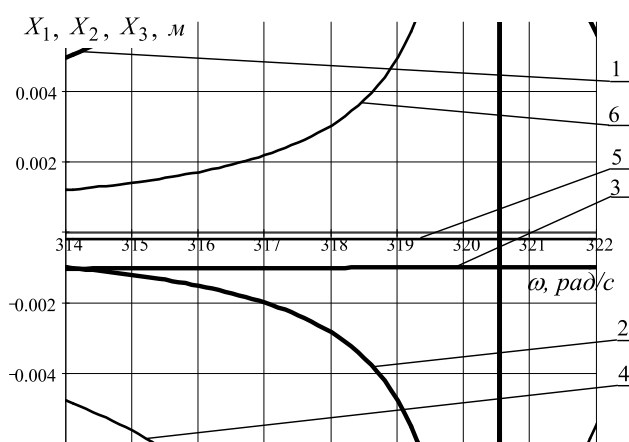


Рис. 2. АЧХ тримасових МКС порохованих за запропованою методикою (1, 2, 3), коли $\eta = 0$, та за традиційною (4, 5, 6), де 1, 4 – активні, 2, 5 – проміжні та 3, 6 – реактивні маси

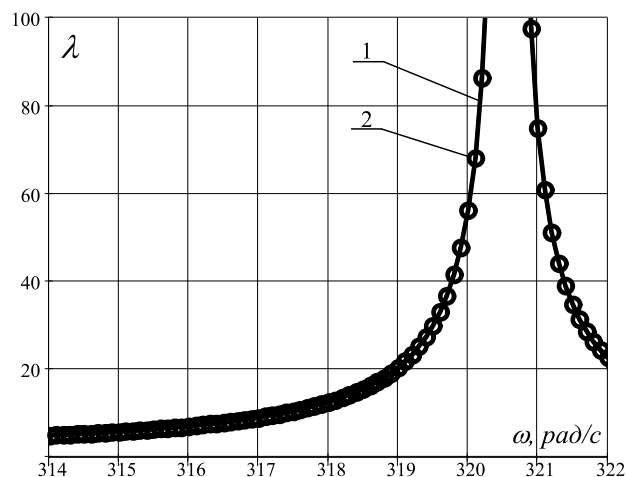


Рис. 3. Значення динамічного коефіцієнта λ підсилення амплітуди коливань активної маси для запропонованих 1 (—), коли $\eta = 0$, та традиційних 2 (.....) МКС

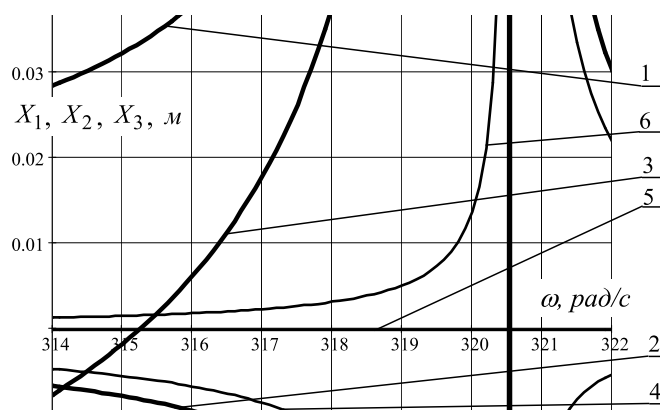


Рис. 4. АЧХ тримасових МКС порохованих за запропованою методикою (1, 2, 3), коли $\eta = 0.8$, та за традиційною (4, 5, 6), де позначення ті самі, що й на рис. 2

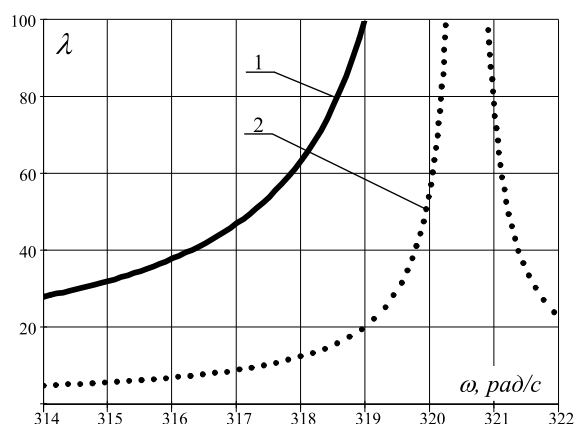


Рис. 5. Значення динамічного коефіцієнта λ підсилення амплітуди коливань активної маси для запропонованих 1, коли $\eta = 0.8$, та традиційних 2 МКС

Власне різниця в значеннях динамічного коефіцієнта λ є цією мірою ефективності, що яскраво вказує на істотні переваги запропонованих МКС вібраційних машин. Як бачимо, коефіцієнт динамічності λ теоретично може перевищувати в десятки разів встановлені межі. Однак на таких граничних умовах МКС стає дуже чутливою до значень параметрів системи. Так, значення жорсткості c_2 при $\eta \rightarrow 1$ може до двох порядків у менший бік відрізнятись від величини жорсткості c_1 і, здавалось би, як і у випадку з “нульовою жорсткістю”, цю величину не обов’язково чітко витримувати. Проте, як і жорсткість c_2 , так і інерційне значення реактивної маси m_p мусять бути суворо дотриманим. Крім того, чим ближче $\eta \rightarrow 1$, тим стійкість руху реактивної маси падає. В цьому і полягає основна складність таких високоефективних систем. Тому під час проектування

запропонованих вібраційних машин потрібно шукати ту “золоту середину”, яка дала б високе підсилення коливань, істотно не впливаючи на стійкість руху.

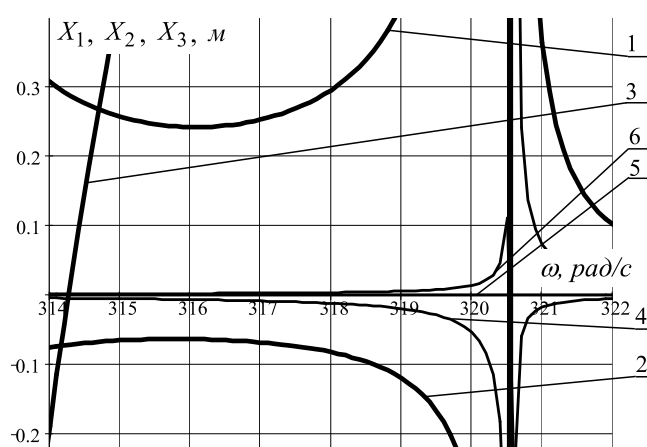


Рис. 6. АЧХ тримасових МКС порашованих за запропонованою методикою (1, 2, 3), коли $\eta = 0.98$, та за традиційною (4, 5, 6), де позначення ті самі, що й на рис. 2

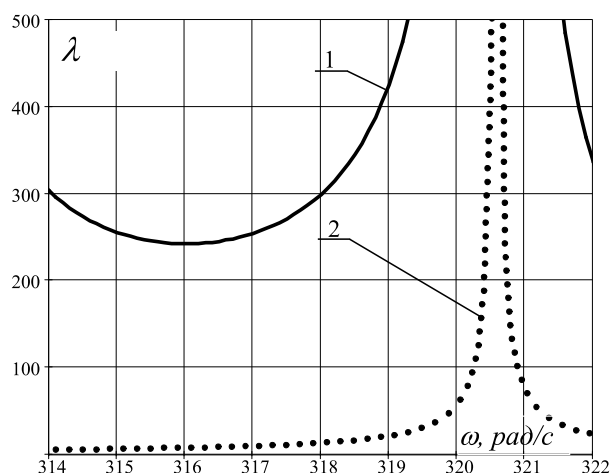


Рис. 7. Значення динамічного коефіцієнта λ підсилення амплітуди коливань активної маси для запропонованих 1, коли $\eta = 0.98$, та традиційних 2 МКС

Якщо в системі присутня дисипація, то залежність для λ дещо змінюється (рис. 9). Припустивши, що розсіювання енергії присутнє тільки на ділянці проміжної маси, як робочої, бачимо, що значення λ спадає по мірі того, як зростає коефіцієнт в'язкості μ_n . Однак навіть під дією значної дисипації запропоновані системи можуть розвивати коефіцієнти підсилення, що на порядок перевищують традиційні значення. Крім того, як очевидно, резонансний пік зсувається дещо ліворуч під впливом дисипації в МКС, а тому, жорсткість пружної системи необхідно коректувати до більшого.

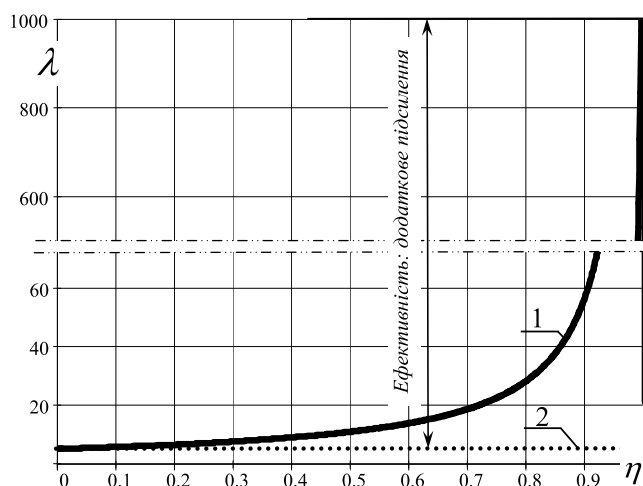


Рис. 8. Візуальна картина ефективності запропонованих конструкцій:
1 та 2 – відповідно залежності λ від η для запропонованих та традиційних МКС

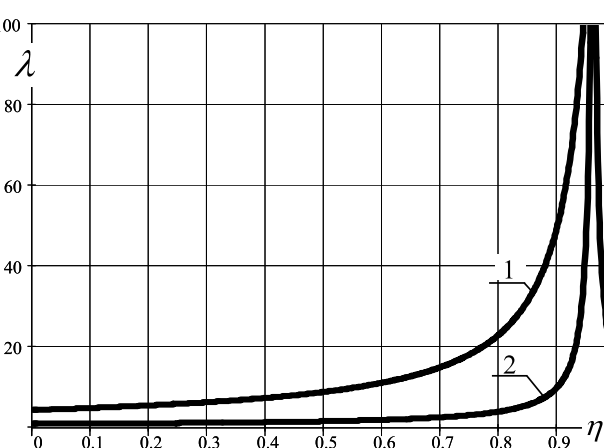


Рис. 9. Значення коефіцієнта λ у випадку, коли:
1 – $\mu_n = 1000 \text{ кг/с}$ та 2 – $\mu_n = 10000 \text{ кг/с}$

Отже, МКС продемонструвала свій “прихований” потенціал повною мірою, який можна використувати для створення високоефективних вібраційних машин будь-якого класу та призначення. Досягненням таких високих показників необхідно завдячувати саме резонансним властивостям МКС. Власне механіка, в яку закладено принципово новий підбір параметрів, що позбавив жорсткого розрахунку за одномасовими схемами, забезпечує якісно нову картину руху мас із високими динамічними показниками.

Теоретично, межа ефективності (додаткове підсилення D амплітуд) дуже висока. Так, значення $D=100$, $D=500$, $D=1000$ тощо, ми зможемо підібрати необхідні параметри МКС, які забезпечуватимуть закладену ефективність. Однак необхідно розуміти, що на практиці існує безліч факторів, які унеможливають створення таких систем, а саме: наявна дисипація (див. рис. 9), точність виготовлення, позиціонування пружних систем тощо. Тому значення D в реальних конструкціях автор прогнозує в межах $1 < D < 10$, а параметр η у такому разі лежатиме приблизно в межах $0 < \eta < 0.9$. Безумовно, не виключено, що цей показник на практиці можна досягнути і вищим.

3.3. Пояснення високої ефективності в запропонованих тримасових МКС вібраційних машин. Ефект накладання двох резонансів

Причиною такого значного підсилення є те, що для запропонованих МКС частотна область, окрім робочого резонансного піка амплітуд коливань на коловій частоті $\omega_{e2} = \omega/z = 320.4 \text{ рад/с}$, містить резонансний пік, що перебуває в межах $\omega \in 0 \dots 320.4 \text{ рад/с}$ (рис. 10), і чим більше значення η , тим цей перший пік ближче наближається до робочого. Параметри взято ті самі, що і вище.

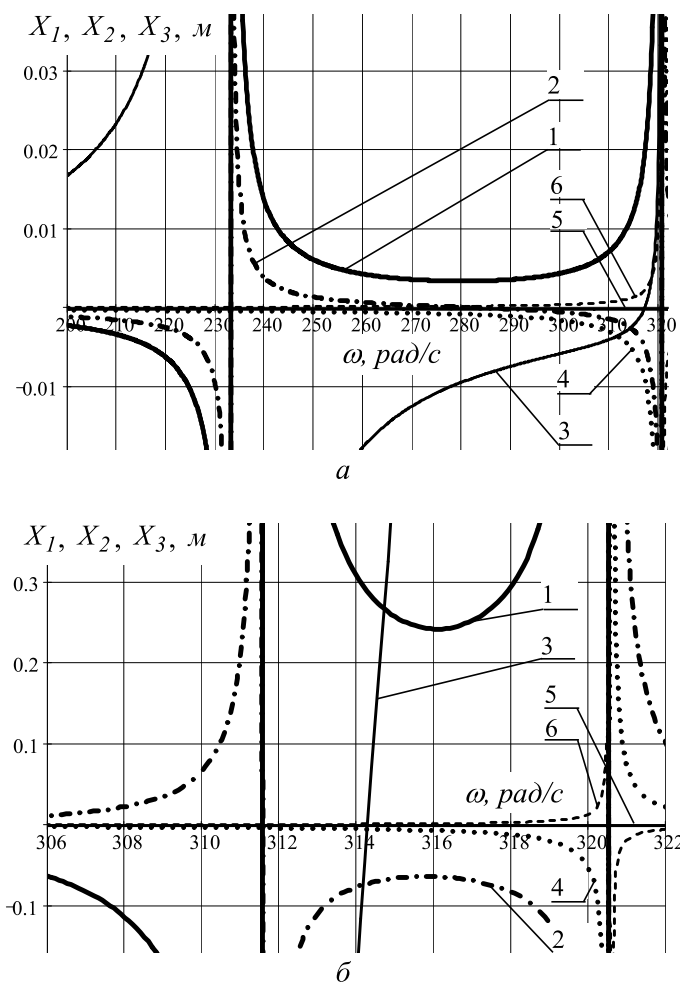


Рис. 10. АЧХ тримасових МКС порівняних за запропонованою методикою (1, 2, 3) при $\eta = 0.5$ (а), при $\eta = 0.98$ (б) та за традиційною (4, 5, 6), де позначення ті самі, що й на рис. 2

Два резонанси накладаються і отримуємо подвійне (дуальне) підсилення амплітуд коливань [7]. Це явище отримало назву ефекту накладання резонансів або ефекту подвійного резонансу. Амплітуда проміжної та реактивної мас не встигає знизитись на першому резонансі, як починається її зростання на другому. Амплітуди мас опиняються в так званому “сідлі” між двома піками, забезпечуючи стійкий рух активної та проміжної мас. Реактивна маса на цій частотній ділянці змінює свою фазу коливань, що робить її рух порівняно нестійким. Зведення двох резонансних піків у запропонованих конструкціях з синфазним рухом мас є причиною вагомих переваг, що полягають ось у чому. За тих самих масових характеристик та збудовальних зусиль електромагнітних віброзбудників забезпечується підсилення амплітуд коливань більш ніж на порядок вище порівняно з традиційними конструкціями.

Аналізуючи значення активної маси, відзначимо, що вона працює з проміжною масою в протифазі і підсилює її коливання (див. рис. 2, рис. 4 та рис. 6), на відміну від традиційних конструкцій, де за рахунок синфазного руху цих мас гасяться коливання проміжної маси. Ця відмінність і обумовлює усю особливість запропонованих конструкцій. Ця картина руху мас є антиподом принципам руху за одномасовими схемами, які “зв’язували” можливості тримасових МКС.

По суті, проміжна маса 2 (див. рис. 1) отримує необхідну енергію коливань від активної маси 1, що на пружній системі 4 кінематично збуджується. Енергія руху кінематично збудженої маси 1 на багато більша за енергію, яка затрачається електромагнітними віброзбудниками. Саме активна маса 1 є тим джерелом енергії для МКС, яка, увійшовши в резонанс з проміжною масою, надає їй значних динамічних зусиль і приводить її в рух. Електромагнітні віброзбудники тільки підживлюють МКС, не даючи згаснути коливальному руху. Власне тому сукупність активної маси 1 та пружної системи 4 називатимемо *резонатором*³. Нагадаємо, у традиційних тримасових конструкціях ця система має значення динамічного гасника.

Отже, запропоновані МКС перспективніші навіть з того погляду, що спрямовані суто на збурення коливань. Поняття динамічних гасників повністю відсутнє. Такі конструкції не запозичували коливальних схем з інших галузей, де, для прикладу, в суднобудівній промисловості в багатомасових системах механізму гребного гвинта, у будівництві під час спорудження масивних та висотних споруд, необхідно гасити коливання засобами динамічного гасника. Такі схеми поширені в машинобудуванні, літакобудуванні тощо, і що найцікавіше, спрямовані на повне гасіння коливань. Тому логічно, що у вібротехніці, яка покликана на збурення коливань, використання принципу розрахунку МКС за динамічним гасником не може розкрити повною мірою ефективність тримасових конструкцій. Власне міжрезонансні системи, до яких і належать запропоновані МКС, повною мірою освоюють закладений потенціал.

Парціальну частоту власних коливань активної маси можна визначити згідно з формулою

$$\omega_a = \frac{\omega}{z_1} = \frac{\omega}{z} \sqrt{\frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta}}. \quad (7)$$

Для параметрів МКС, наведених вище, коли $\eta = 0.5$ та $\eta = 0.98$ значення парціальних частот⁴ активної коливальної маси відповідно становлять $\omega_a = 283.54 \text{ Гц}$ та $\omega_a = 281 \text{ Гц}$. Як бачимо, чим ближче $\eta \rightarrow 1$, тим менше значення парціальної частоти коливань активної маси.

Активна, проміжна і реактивна маси створюють резонансну систему, яка з наближенням $\eta \rightarrow 0$, перетворюється в двомасову, а парціальну частоту власних коливань активної маси з використанням ефекту “нульової жорсткості”, коли $\eta \rightarrow 0$, можна визначити згідно з формулою

³ Розумітимемо одномасову МКС з кінематичним збуренням, яка, по суті, і відповідає за резонанс. Ця властивість добре прослідковується в МКС з “нульовою жорсткістю”.

⁴ На відміну від АЧХ традиційних тримасових конструкцій, ці частоти не відображаються на частотній області (див. рис. 3.14)

$$\omega_a = \frac{\omega}{z} \sqrt{\frac{m_n}{m_a + m_n}}. \quad (8)$$

З умови, коли $\eta \rightarrow 1$, вираз (7) вироджується до звичного вигляду

$$\omega_a = \frac{\omega}{z}, \quad (9)$$

і дорівнює значенню точки-характеристики (рис. 11) традиційних конструкцій. Для запропонованих систем це значення недопустиме. Правильніше було б шукати межу, коли $\eta \rightarrow 0.999$. Тоді (9) набуде складного алгебраїчного запису, який аналітично важко описати. Можна констатувати, що

коли $\eta \rightarrow 0.999$ резонансне налагодження z_1 відносно значення $z_1 = \frac{z}{\sqrt{\frac{m_n}{m_a + m_n}}}$ для системи з

“нульовою жорсткістю” збільшується на $\approx 5\text{--}10\%$.

Отже, парціальна частота власних коливань активної маси менша за вимушену. Про це свідчить завжди більше від одиниці значення резонансного налагодження z_1 (рис. 11) системи, утвореної активною масою 1 та пружною системою 4 (див. рис. 1). Винятком є точка-характеристика традиційних конструкцій, коли частка жорсткості $\eta = 1$ та $z_1 = 1$. Як бачимо, тримасова МКС налагоджується на білярезонансний режим роботи за складнішою схемою. Резонансне налагодження формується як сумарний вплив трьох мас та двох пружних систем, а два піки на АЧХ міжрезонансних систем не є парціальними частотами коливань мас, а уособлюють вплив усіх параметрів МКС.

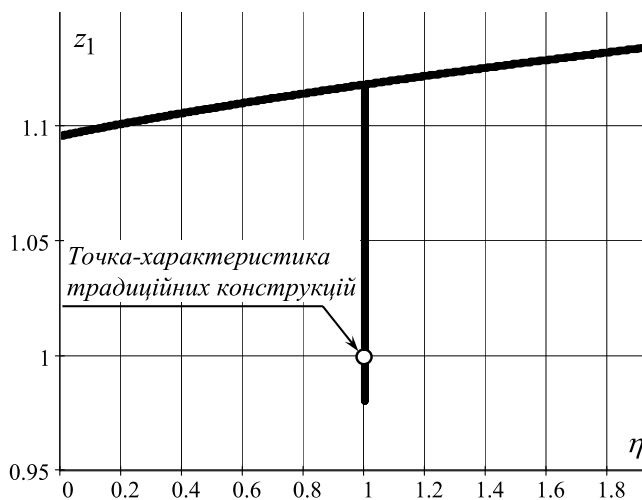


Рис. 11. Залежність z_1 від η для запропонованої тримасової схеми

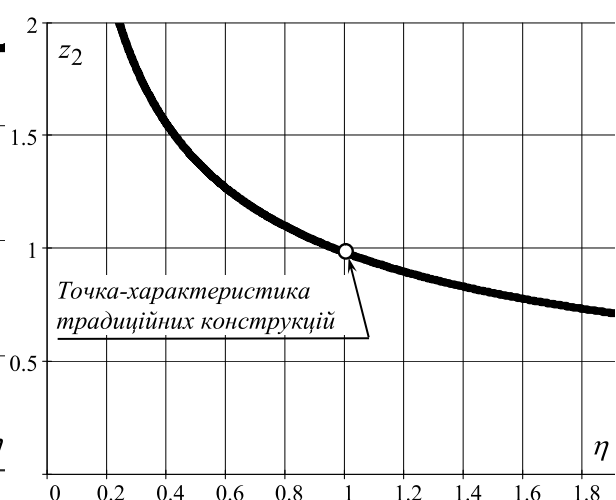


Рис. 12. Залежність z_2 від η для запропонованої тримасової МКС

Парціальна частота реактивної маси визначається за таким виразом:

$$\omega_p = \frac{\omega}{z_2} = \frac{\omega \sqrt{\eta}}{z}. \quad (10)$$

Так, для нашої МКС з тими самими параметрами, у випадку, коли $\eta = 0.5$ та $\eta = 0.98$, значення парціальних частот реактивної маси відповідно становлять $\omega_p = 226.68$ Гц та

$\omega_p = 317.35 \text{ Гц}$. Отже, зі збільшенням значення η парціальна частота реактивної маси зростає і може прийняти значення, більше за частоту вимушених коливань на межі $\eta=1$ (рис. 12). Тоді значення z_2 переходить через 1. Як і для парціальної частоти активної маси, частота цієї маси на рис. 10 не відображається. Логічно, що для систем з “нульовою жорсткістю”, коли $\eta=0$, отримаємо $\omega_p = 0$. У випадку, коли $\eta \rightarrow 1$, вираз (10) вироджується у традиційний вигляд:

$$\omega_p = \frac{\omega}{z}. \quad (11)$$

Необхідно відзначити важливість дотримання інерційних співвідношень мас у запропонованих МКС з метою отримання високих показників динамічного коефіцієнта λ . Просте збільшення коефіцієнта η не забезпечить високих показників динамічного підсилення, якщо під час перерахунків параметрів жорсткості (вирази (2) та (3)) пружної системи не звертати увагу на розрахункові інерційні параметри, для прикладу реактивної маси (вираз (5)) за заданих двох інших мас, і це має тим більший вплив, чим більше значення η .

Так, залежність, що на рис. 8 може мати вигляд, як на рис. 13, за умови, коли значення реактивної маси береться завищене відносно результату, отриманого згідно з (5). Спостерігаємо порівняно невисоку ефективність таких МКС порівняно з традиційними. У цьому випадку реактивна маса вибрана заважною. Якщо вибрати цю масу занадто легкою, то амплітуда її коливань буде зависокою, що спричинятиме биття якорів об осердя електромагнітних вібробудників. Крім того, падатиме значення збурювального зусилля, оскільки залегкій масі не вистачатиме інертності для передавання зусилля від електромагнітних вібробудників механічній системі. Аналогію цьому можна прослідкувати в дебалансному вібробуднику, де залегкий дебаланс не в стані вивести на номінальні амплітуди коливань робочий орган.

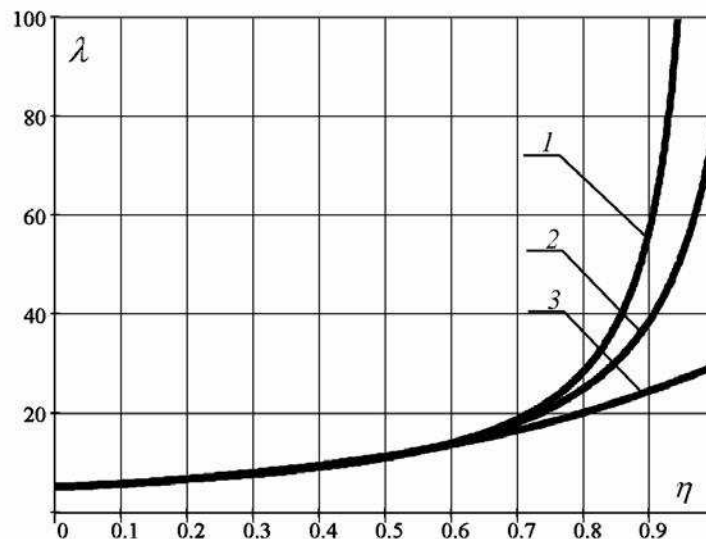


Рис. 13. Візуальна картина ефективності запропонованих МКС залежно від значення m_p , яке відповідно в 1.5, 2 та 3 разів більше від розрахункового

Оптимальне значення маси в такому разі необхідно вибирати згідно з виразом (5). У такому разі спостерігатиметься синфазний рух мас, що забезпечуватиме мінімальний повітряний проміжок навіть тоді, коли реактивна маса набагато менша за проміжну і здавалося б, що її амплітуда повинна була бути значно вищою за амплітуду проміжної маси. Ці аналітичні залежності

встановлюють таке оптимальне значення реактивної маси на незначній частотній області, при якому значення амплітуд коливань проміжної та реактивної мас рівні. Це доволі нестійке положення, яке вимагає ретельного підбору параметрів. Отже, встановлення певного значення реактивної маси забезпечує максимально можливе підсилення коливань мас з умови рівності амплітуд коливань проміжної та реактивної мас.

Встановлення особливостей взаєморозподілу інерційно-жорсткісних параметрів в запропонованих МКС. Випадок нівелювання ефекту “нульової жорсткості”. Спробуємо прослідкувати зміну параметрів МКС залежно від їх співвідношення та частки жорсткості η . Це дозволить узагальнити результати та зробити висновки щодо особливостей запропонованих МКС.

Вибрано такі параметри: $z = 0.96$; $m_a = 1 \text{ кг}$; $m_n = 1 \text{ кг}$; $\eta = 0 \dots 1$; $\omega = 314 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ($\nu = 50 \text{ Гц}$).

Зауважимо, що частота вимушених коливань на співвідношення параметрів не впливає, тому її можна вибирати довільною. У такому випадку, користуючись (2)–(5), отримаємо залежності, що на рис. 14. Відзначимо, що крива 2 має свій пік, а тому одне і те саме значення жорсткості c_2 може бути задіяне для розрахунку при двох значеннях η , а саме для значень $\eta = 0.2$ та $\eta = 0.72$, $\eta = 0.05$ та $\eta = 0.95$. Усе залежатиме уже від того, яке значення c_1 та m_p .

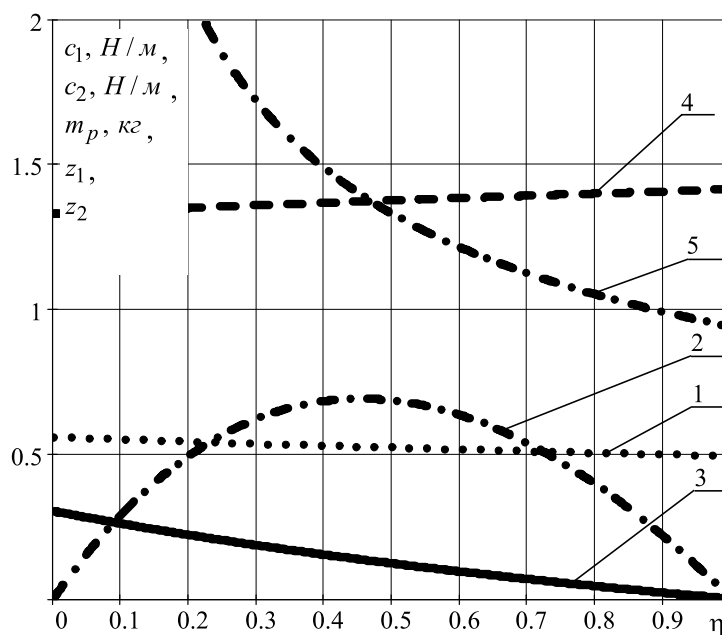


Рис. 14. Залежності значень параметрів МКС від частки жорсткості η :

1 – крива, що характеризує жорсткість $c_1 / 10^5$; 2 – жорсткість $c_2 / 10^4$; 3 – реактивна маса;
4, 5 – резонансні налагодження відповідно z_1 та z_2

Відзначимо, що крива 2 має свій пік, а тому одне і те саме значення жорсткості c_2 може бути задіяне для розрахунку при двох значеннях η , а саме для значень $\eta = 0.2$ та $\eta = 0.72$, $\eta = 0.05$ та $\eta = 0.95$. Усе залежатиме уже від того, яке значення c_1 та m_p .

Прийнявши таке співвідношення: $m_a = 10 \text{ кг}$ та $m_n = 1 \text{ кг}$, отримаємо практично без змін картину залежностей на рис. 15. Однак можна констатувати, що приблизно в 2,5 раза падає парціальна

частота активної маси та в 2 рази зростає жорсткість c_1 , до 2 разів падають значення параметрів c_2 та m_p . Отже, значне (в 10 разів) зростання активної маси m_a не істотно (в ≈ 2 рази) впливає на решту параметрів МКС. Це непоганий результат для створення великогабаритного обладнання. Так, при збільшенні, за необхідністю, інертності активної маси, як робочого органа, масивність решти вузлів конструкції, за винятком пружної системи жорсткістю c_1 , спадає, що і засвідчують отримані результати. Однак зворотним аспектом цього питання може бути значний дисбаланс інерційних параметрів, за яких МКС не зможе працювати, або ж її конструктивно буде важко реалізувати.

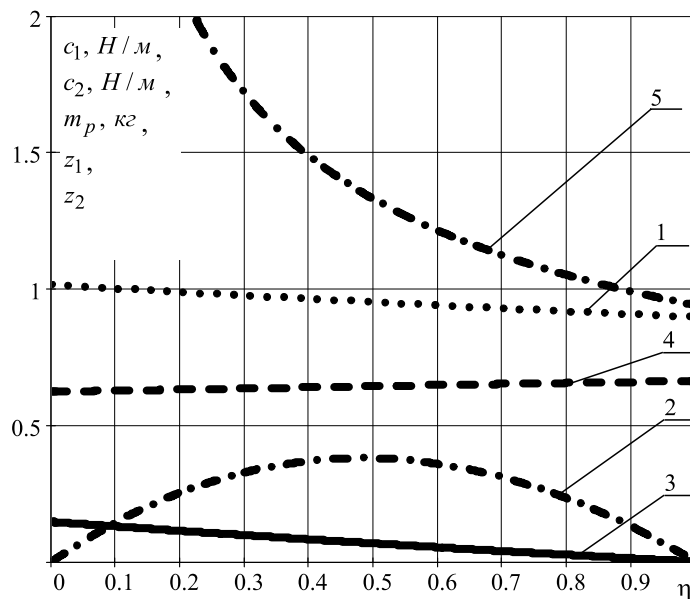


Рис. 15. Зображено те, що і на рис. 14, з відмінністю у тому, що резонансне налагодження відображене з масштабним коефіцієнтом $z_1/5$

Відразу ж зауважимо, що вищенаведені співвідношення параметрів m_a та m_n приймаються для наочності і на практиці не застосовуються. Така диспропорція параметрів дозволяє чіткіше прослідкувати критичні межі МКС.

Якщо прийняти співвідношення, коли $m_a = 1$ кг та $m_n = 10$ кг, картина залежностей (рис. 16) істотно зміниться порівняно з попередніми графіками. Так, для забезпечення встановлених умов співвідношення параметрів, необхідно практично на 2 порядки збільшити значення параметрів c_2 та m_p . Такий результат, на перший погляд, не може бути прийнятним у створенні великогабаритних установок, а тому оптимальним рішенням може бути варіант зі збільшеною активною масою. Однак, якщо зростання проміжної маси мало підходить для МКС, що використовують ефект “нульової жорсткості”, де за таких параметрів це явище узагалі нівелюється, то забезпечення такого співвідношення є реальним для створення високоефективних МКС вібраційних машин. Насправді, якщо розглянути залежності параметрів c_2 та m_p в околі $\eta = 0.9$ і вище, то можна спостерігати невисокі значення цих параметрів.

Загалом, запропоновані співвідношення параметрів є цікавими і притаманні тільки для МКС з синфазним рухом мас. Так, реактивна маса m_p , як і жорсткість c_2 , мають порівняно невисокі значення порівняно з рештою параметрів. З такими співвідношеннями параметрів МКС з динамічним гасником були б малоефективними.

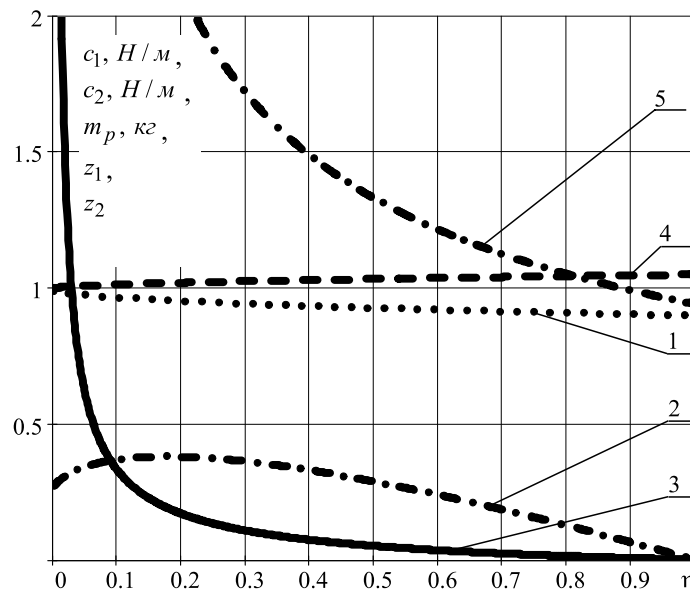


Рис. 16. Зображено те, що і на рис. 14, з відмінністю у тому, що наступні значення відображались з іншими масштабними коефіцієнтами: $c_2/10^6$; $m_p/10^2$

Якщо узагальнити отримані рішення, можна відзначити одне – конкретної відповіді на усі випадки створення вібраційного технологічного обладнання дати неможливо. Кожна нова розробка є унікальною зі своїм неповторним рішенням. Для прикладу, співвідношення параметрів, які для вібраційних транспортерів є оптимальними, можуть бути абсолютно неприйнятними для майданчиків для ущільнення бетоносумішей. Тому, оперуючи кінцевими аналітичними виразами, наведеними в попередньому розділі, проєктант самостійно може прийняти оптимальне рішення.

З огляду на викладений матеріал, можна зробити певні узагальнення, які дозволять краще зрозуміти фізику процесу додаткового підсилення. Розглянемо розподіл параметрів в МКС. Так, за основу у формуванні традиційної МКС можна виділити умовну двомасову резонансну систему (рис. 17, а), утворену активною масою 1, реактивною масою 3 та двома пружними системами 4 та 5, які зводяться до однієї, складеної послідовно з двох. Проміжна маса в розрахунковій моделі не задіяна. МКС на частотній області має єдиний резонансний пік, який і є власною частотою коливання цієї умовно двомасової системи:

$$\omega_g = \sqrt{\left(\frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}\right) / \left(\frac{m_a m_p}{m_a + m_p}\right)}.$$

Дещо складніша картина в запропонованих системах. Для високоефективних (коли $\eta \rightarrow 1$)

МКС парціальна частота $\omega_p = \frac{\omega}{z_2} = \frac{\omega \sqrt{\eta}}{z}$ умовно виділеної одномасової МКС (рис. 17, б) утвореної

реактивною масою 3 та пружною системою 5, жорсткістю c_2 , наближається до значення $\frac{\omega}{z}$ (формула (11)), тобто резонансне налагодження z_2 прямує до резонансного налагодження z усієї МКС (див. рис. 12).

Значення жорсткості c_1 змінюється неістотно відносно його значення для МКС з “нульовою жорсткістю”, а саме зменшується приблизно на 8–15 % за аналогією зі зміною резонансного налагодження z_1 , що зростає на 5–10 % (див. рис. 14–16). По суті, якщо умовно можна виділити

МКС, утворену з активної маси 1, проміжної 2 та пружної системи 4, що їх з'єднує, жорсткістю c_1 , то утворена умовна система є практично резонансною двомасовою з максимально наближеною власною частотою коливань до вимушеної ω відносно МКС з “нульовою жорсткістю”.

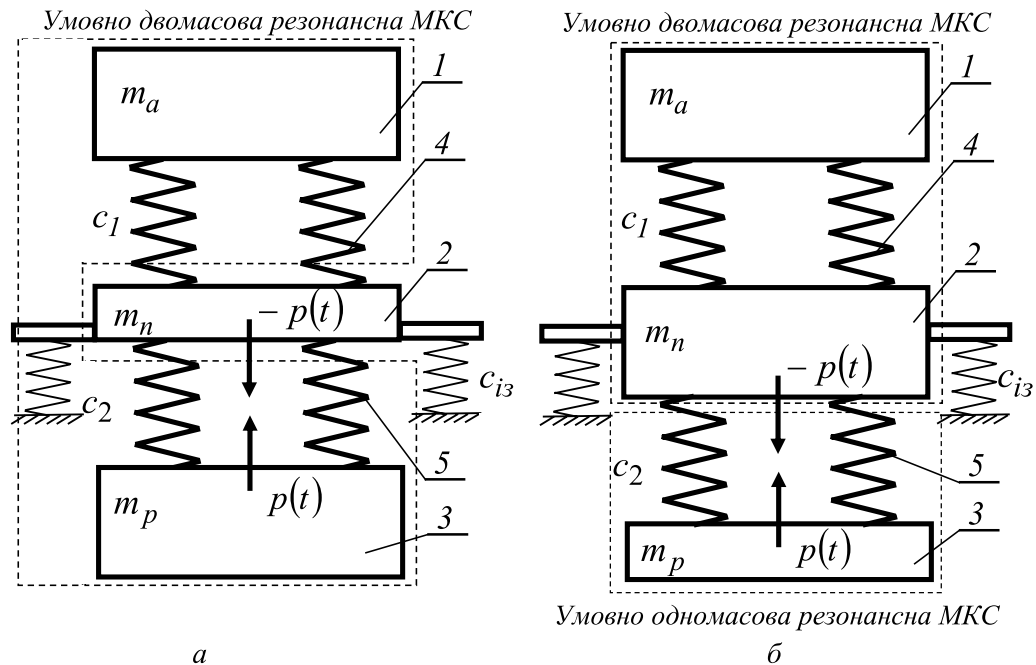


Рис. 17. Структурні схеми традиційних тримасових МКС з динамічним гасником (а) та запропонованих високоефективних міжрезонансних МКС (б)

Безумовно, стрижнем високоефективних міжрезонансних МКС є умовно двомасова МКС, оскільки саме вона утворює другу робочу частоту $\omega_{e2} = \frac{\omega}{z}$ власних коливань тримасової МКС. За умови $\eta \rightarrow 1$, наближену формулу для частоти $\omega_{e \text{ двом.}}$ можна окреслити як:

$$\omega_{e \text{ двом.}} \approx \frac{\omega}{z \cdot (1.05 \dots 1.1)} \approx \omega.$$

Тобто, на проміжку $\eta \in 0 \dots 1$, значення $\omega_{e \text{ двом.}}$ зсувається ліворуч з $\frac{\omega}{z}$ до ω . Своєю чергою для таких режимів можна записати, що

$$c_1 \approx \left(\frac{\omega}{z \cdot (1.05 \dots 1.1)} \right)^2 \left(\frac{m_a m_n}{m_a + m_n} \right) = \omega^2 \left(\frac{m_a m_n}{m_a + m_n} \right).$$

Точні значення власних частот ω_{e1} та ω_{e2} тримасової міжрезонансної МКС отримуємо згідно з

$$\omega_{e1, 2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{m_a} + \frac{c_2}{m_p} + \frac{c_1 + c_2}{m_n} \right) + \dots} \rightarrow$$

$$\rightarrow \dots \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{c_1}{m_a} + \frac{c_2}{m_p} + \frac{c_1 + c_2}{m_n} \right)^2 - 4 \frac{c_1 c_2}{m_a m_n m_p} (m_a + m_n + m_p)}.$$

Умовно одномасова МКС є причиною першого резонансного піка (неробочого) на власній частоті ω_{e1} . За наближеною формулою для граничних режимів, коли $\eta \rightarrow 1$ її власна частота визначається як:

$$\omega_{e \text{ одном.}} = \omega_p \approx \frac{\omega}{z}.$$

Своєю чергою можна записати, що

$$c_2 \approx m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2.$$

Такий розрахунок нагадує підбір параметрів для МКС з динамічним гасником.

Якщо розставити акценти, то можна зазначити таке. Високоефективна міжрезонансна МКС, це синтез⁵ умовних двох резонансних МКС: однієї, умовно двомасової, частота власних коливань якої $\omega_{e \text{ двом.}} \approx \omega$ і розташована праворуч відносно частоти вимушених коливань ω , та другої умовно одномасової з власною (вона ж і парціальна для реактивної маси) частотою $\omega_{e \text{ одном.}} = \omega_p \approx \omega$ і розташована переважно ліворуч щодо частоти вимушених коливань ω (варто відзначити, що на межі $\eta \approx 0.98$ значення $\omega_{e \text{ одном.}}$ стає більшим ω і розташовуватиметься уже як і $\omega_{e \text{ двом.}}$ праворуч відносно ω , причому, тоді $\omega_{e \text{ одном.}} > \omega_{e \text{ двом.}}$). Враховуючи те, що на граничних режимах значення реактивної маси $m_p \rightarrow 0$, тому $m_a \gg m_p$, $m_n \gg m_p$, а згідно з рис. 14–16 жорсткість $c_2 \ll c_1$, умовно одномасова МКС не має істотного питомого впливу на умовно двомасову МКС. За аналогією з традиційною тримасовою МКС вона повинна була б погасити коливання проміжної маси 2. Однак її вплив мінімальний, оскільки бачимо, що проміжна маса не гаситься, а якщо спостерігати за частотною областю, то практично не зсувається другий резонансний пік сформований умовно двомасовою МКС (рис. 10).

Саме умовно одномасова МКС і формує перший резонансний пік, який і здійснює рух від 0 до частоти вимушених коливань $\frac{\omega}{z}$. Незважаючи на те, що питома вага (частка) умовно одномасової МКС не значна, завдяки їй можна максимально можливо близько наближатись до резонансного робочого другого піка, сформувати поряд два резонансних піки, які і є причиною високих коефіцієнтів динамічного підсилення амплітуд коливань.

Зауважимо цікаву особливість. Згідно з формулою (10) парціальна частота реактивної маси ω_p (вона ж і наближено дорівнює ω_{e1}) відносно другого робочого піка $\omega_{e2} = \frac{\omega}{z}$ відрізняється на множник $\sqrt{\eta}$. Власне він і показує на скільки близько розташований перший резонансний пік. Так, якщо $\eta = 0.5$, то ω_{e1} підійшла до ω_{e2} приблизно на частку $\sqrt{0.5} = 0.707$, тобто приблизно на 70 % від величини $\omega_{e2} = \frac{\omega}{z}$. Якщо прийняти, що $\omega_{e2} = \frac{\omega}{z} = \frac{314}{0.98} = 320 \text{ рад/с}$, то $\omega_{e1} \approx 0.7 \cdot \omega_{e2} = 226 \text{ рад/с}$. Якщо $\eta = 0.98$, то $\omega_{e1} \approx 0.99 \cdot \omega_{e2} = 316 \text{ рад/с}$. У цьому можна переконатися з графіків на рис. 10.

Це доволі спрощене пояснення фізичних особливостей запропонованих МКС. Безумовно, насправді поділ тримасової системи на одно- та двомасові МКС доволі умовний, оскільки як одна, так і друга МКС одна без одної не зможуть бути фізично реалізовані, а отже і існувати. Так, як може відбутись збурення коливань однієї МКС щодо другої і навпаки. По суті, одна з МКС є

⁵ Потрібно розуміти, що це висловлювання є умовне.

умовно активною, а друга умовно реактивною, оскільки одна складова електромагнітного зусилля P прикладається до умовно одномасової структури, а друга до умовно двомасової. Крім того, власні частоти міжрезонансних МКС формуються як взаємовплив усіх параметрів системи, а не окремих умовно виділених структур.

Висновки. Проаналізовані динамічні можливості наведених міжрезонансних МКС засвідчили величезний їх потенціал з технічного погляду. Завдяки запропонованому підбору параметрів (вирази (2)–(5)) можна здійснювати раціональний синтез МКС, якісним виходом якого є не тільки синфазна картина руху мас, як передумова для високого потенціалу в системі. Нові МКС за закладеними можливостями принципово відрізняються від традиційних.

1. Повідайло В.О. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник*. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 2. Рабинович А.Н., Яхимович В.А., Боечко Б.Ю. *Автоматические загрузочные устройства вибрационного типа*. – К.: Техника, 1965. 3. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Боровець В.М. Багатомасова вібраційна площадка з електромагнітним приводом для ущільнення бетоносумішей // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2004. – № 1 (33). – С. 66–70. 4. Ланець О.С. Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2005. – № 2(40). – С. 46–59. 5. Ланець О. С. Експериментальне підтвердження положень теорії синфазних коливань у тримасових механічних системах з електромагнітним приводом // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2006. – № 1(43). – С. 64–78. 6. Ланець О.С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.* – 2005. – Вип. 39. – С. 76–82. 7. Ланець О.С. Обґрунтування високої ефективності тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2006. – № 2 (44) – С. 34–40.