

УДК 621.01:621-868

О.С. ЛАНЕЦЬ

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

РОЗРАХУНОК ТРИМАСОВИХ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАЛЬНИХ СИСТЕМ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ТА СИНФАЗНИМ РУХОМ КОЛИВАЛЬНИХ МАС

© Ланець О.С., 2005

Викладено методу спрощеного розрахунку тримасових механічних коливальних систем як незалежних модулів руху силових вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас. Методика базується на ефекті відсутності жорсткості, або точці „абсолютної м'якості” пружної системи.

In the article the method of the simplified computation of the three-masses mechanical oscillating systems, as independent modules of motion of the power vibration machines with an electromagnetic drive and cophased motion of the oscillating masses is laid out. The method is based on the effect of absence of inflexibility, or the point of „absolute mildness” of the resilient system.

Вступ. Сучасні потреби промисловості вимагають розробки нового високоефективного обладнання. Так, уже тривалий час на кафедрі АКМ проводяться наукові дослідження у галузі 100-герцових вібраційних майданчиків з електромагнітним приводом для ущільнення бетоносумішей масою до 160 кг [1], необхідність створення яких викликана потребами виробництва. Особливістю таких майданчиків є те, що на збурення вимушених коливань в їхніх механічних коливальних системах необхідно затрачати великі потужності, що не притаманно класу вібраційних машин з електромагнітним приводом, які у більшості є малопотужними резонансними машинами з відносно невеликою масою завантаження робочого органу. Тому 100-герцові вібраційні майданчики з електромагнітним приводом ми віднесемо до потужних великогабаритних (далі силових) вібраційних машин.

Основною проблемою під час розробки таких майданчиків є те, що в усіх існуючих вібраційних машинах з електромагнітним приводом амплітуда коливань робочого органу пропорційно залежить від повітряного проміжку між якорем та осердям з котушкою електромагнітних вібробудників. Так, з одного боку, необхідність конструктивно закласти у вібраційній машині вищі амплітуди коливань робочого органу вимагає збільшення повітряного проміжку у вібробудниках, 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 вібробудника, як у випадку 100-герцових вібраційних майданчиків, де амплітуда робочого органу повинна становити не більше за 0.25 мм, може викликати явище прилипання. В такому випадку для існуючих вібраційних машин з електромагнітним приводом, в яких маси коливуються в протифазі, рух буде неможливий або нестійкий.

Для розв'язання цієї проблеми автором було розроблено теорію вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас, що детально викладено у [2]. Запропонована теорія придатна до апробації на будь-якому типі вібраційних машин з електромагнітним приводом. У цій статті автор зосередив увагу на силових вібраційних машинах, а саме – вібраційних площадках з електромагнітним приводом.

Постановка проблеми. Ґрунтовне математичне моделювання [2] та експериментальні дослідження тримасових механічних коливальних систем (ТМКС) як незалежних модулів руху у

вібраційних площадках з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас виявили конструкції ТМКС з раціональними параметрами, отриманими завдяки моделюванню динаміки руху коливальних мас з подальшим підбором за найбільш прийнятними конструктивними рішеннями та простотою виготовлення. Цікавим фактом є те, що параметри ТМКС знайдені з використанням ефекту відсутності жорсткості, або точки „абсолютної м'якості” пружної системи, що встановлений автором і детально описаний в [2], за певних умов практично збігаються з вищезгаданими параметрами. Тому в деяких випадках, коли це задовольняє конструктивне рішення, запропонована теорія з громіздкими аналітичними виразами для конструктивних параметрів ТМКС може бути зведена до простіших кінцевих формул.

Аналіз останніх досліджень. Питання розрахунку вібраційних машин з електромагнітними вібробудниками та антифазним рухом коливальних мас ґрунтовно досліджено [1]. Однак у цих матеріалах не зустрічаються наукові напрацювання в області синфазного руху коливальних мас. Теорія синфазних коливань ґрунтується на основних принципах розрахунку вібраційних машин за антифазним принципом. Розвинуто цю теорію автором уперше, отже сьогодні цим питанням займаються лише на кафедрі АКМ Національного університету “Львівська політехніка”.

Постановка задачі. Мета статті – зіставити отримані результати розрахунків ТМКС і надати спрощену методику розрахунку, тобто відповісти на запитання: чи розрахунок з використанням нульової жорсткості, що відбувається за спрощеними формулами, забезпечить працездатність ТМКС.

1. Опис досліджуваної структурної схеми ТМКС. Результатом розрахунку за запропонованою теорією є те, що аналітично встановлюються параметри ТМКС, виконання яких забезпечить таку картину руху коливальних мас. Дві суміжні маси, а саме проміжна 2 та реактивна 3 (рис. 1, а), позначені відповідно як m_n та m_p і з'єднані між собою за допомогою пружної системи 5 з сумарною жорсткістю пружних елементів на згин c_{322} , рухатимуться синфазно (як одне ціле з однаковими амплітудами коливань) завдяки прикладеному між ними періодично змінному збуджуючому зусиллю $p(t)$. Активна коливальна маса 1, що позначена як m_a , кінематично збуджується від проміжної маси 2 через пружну систему 4 з сумарною жорсткістю на згин c_{321} , рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас (рис. 1, б).

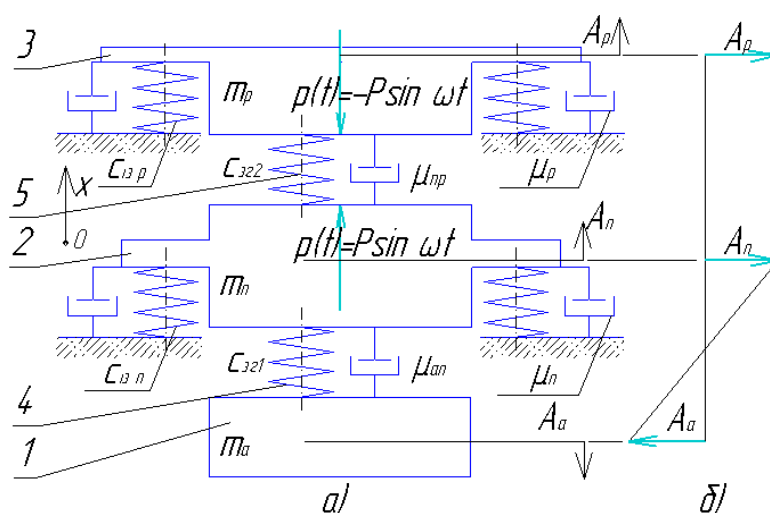


Рис. 1. Структурна схема (а) та розподіл амплітуд коливань мас (б) для ТМКС, розрахована згідно із запропонованою теорією [2]

Завдяки наявності синфазного руху повітряний проміжок в електромагнітному віброзбуднику можна робити мінімальним, оскільки в такому випадку відсутні відносні амплітуди коливань між двома суміжними масами. Це дасть змогу значно знизити величину струму, що протікає в обмотці віброзбудника, а отже, і споживану потужність.

2. Кінцеві аналітичні вирази для повного розрахунку ТМКС за теорією синфазних коливань. Значення інерційних параметрів коливальних мас 1, 2, 3 та сумарні значення жорсткостей пружних систем 4 і 5 (без урахування жорсткості віброізоляторів c_{i3p} та c_{i3n} , в'язкого опору середовища μ_a , μ_n , μ_p та еквівалентного в'язкого опору μ_{an} , μ_{np} , що характеризує гістерезисні ефекти в пружних елементах) визначаємо згідно аналітичних залежностей, виведених в [2]. Так, для системи з прямолінійними коливаннями за вже встановлених значень активної m_a та проміжної m_n коливальних мас (вони уже відомі або наперед задані) визначають значення реактивної коливальної маси m_p як:

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

де η – частка сумарної жорсткості c_{322} на згин, що припадає на пружну систему 5; z – резонансне налагодження ТМКС, що теоретично знаходиться в межах $z \in 0 \div \infty$; за знаками (\pm) можна отримувати два корені, з яких приймається додатне значення а якщо його не існує, надалі підбір прийняттого кореня співвідношенням параметрів η та z . Такий підбір потребує відповідного досвіду і, наприклад, для інженера на виробництві є досить трудомісткий. Таку послідовність визначення інерційних параметрів найвигідніше застосовувати для розрахунку вібраційних машин, в яких робочий орган є активною або проміжною коливальними масами. Пов'язано це з тим, що реактивну коливальну масу як робочий орган використовувати не доцільно, тому її параметри завжди можна легше змінити, підбираючи необхідні. До можливих конструкцій машин, в яких робочим органом є активна коливальна маса, можна віднести вібраційні транспортери, бункери, сепаратори, дозатори, в яких маса завантаження робочого органу незначна. Пов'язано це з тим, що активна коливальна маса чутлива до маси завантаження і її значна зміна порушить картину руху коливальних мас. Проміжна коливальна маса менш чутлива до маси завантаження та найкраще сприймає додаткове навантаження. Тому, проектуючи такі потужні вібраційні машини з електромагнітним приводом, як об'ємної обробки, притиральні, бетоноущільнюючі тощо як робочий орган необхідно використовувати проміжну коливальну масу.

У деяких випадках залежно від вібраційної машини, яка проектується, може бути зручно як одну з трьох коливальних мас, яку необхідно підібрати за фіксованих двох інших, приймати активну коливальну масу m_a . У такому випадку значення інерційного параметра активної коливальної маси визначатиметься за формулою:

$$m_a = \frac{(1 - z^2) (m_n m_p (1 - 2\eta) + m_n^2 (1 - \eta) - m_p^2 \eta)}{(1 - z^2) (m_p \eta - m_n (1 - \eta)) + z^2 m_n}. \quad (2)$$

Якщо уже встановлено значення активної m_a та реактивної m_p коливальних мас, зручно визначати значення проміжної коливальної маси m_n за допомогою виразу:

$$m_n = \frac{1}{2 \cdot (1-\eta) \cdot (1-z^2)} \left[(1-z^2) (m_a(1-\eta) + m_p(1-2\eta)) + \sqrt{z^4 (-2m_a m_p (1-\eta) + m_a^2 (1-\eta)^2 + m_p^2) - 2z^2 (m_a^2 (1-\eta)^2 + m_p^2) + 2m_a m_p (1-\eta) + m_a^2 (1-\eta)^2 + m_p^2} \right]. \quad (3)$$

Значення сумарної жорсткості c_{321} на згин пружної системи 4 визначають як:

$$c_{321} = m_a \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta}, \quad (4)$$

де ω – колова частота вимушених коливань. Значення сумарної жорсткості c_{322} пружної системи 5 знаходимо за формулою:

$$c_{322} = m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \frac{m_a m_n \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 - c_{321} (m_a + m_n)}{J_a \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 (m_n + m_p) - c_{321} (m_a + m_n + m_p)}. \quad (5)$$

Сумарну жорсткість c_{322} ще можна визначити за формулою, що еквівалентна (5):

$$c_{322} = m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \eta. \quad (6)$$

3. Спрощений розрахунок. Розрахунок з використанням ефекту «нульової жорсткості» зводиться до виключення з розрахунків пружної системи 5, коли її жорсткість

$$c_{322} = 0, \quad (7)$$

тобто теоретично пружний елемент може бути відсутній. Щоб виконувалась ця умова, необхідно, щоб частка η сумарної жорсткості c_{322} на згин, що припадає на пружну систему 5, дорівнювала 0, про що свідчать результати аналізу формули (6). Тоді з формули (4), вважаючи, що $\eta \rightarrow 0$, отримаємо

$$c_{кр1} = \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \frac{m_a m_n}{(m_a + m_n)}. \quad (8)$$

Отже, для ТМКС, у якій застосовано ефект відсутності жорсткості, пружну систему 4 розраховують за класичною двомасовою схемою без урахування реактивної коливальної маси.

Такого ж результату можна отримати з (5), встановлюючи, що для виконання умови $c_{322} = 0$ необхідно, щоб хоча б один з виразів

$$m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2, \quad \text{або} \quad m_a m_n \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 - c_{кр1} (m_a + m_n) \quad (9)$$

дорівнював 0. Цьому задовольняють такі умови:

1) з першого виразу (9) необхідно, щоб $z \rightarrow \infty$. У такому випадку $z > 1$. Тому для цього значення z у формулі (1) приймаємо знак (-), щоб отримати додатні числа. Результатом розрахунку буде величина реактивної коливальної маси m_p , що на кілька порядків більша за значення активної m_a та проміжної m_n мас, що нас не може задовольняти;

2) з другого рівняння (9) встановлюємо значення $c_{кр1}$, аналітичний вираз якого збігається з (8).

Для реактивної коливальної маси m_p , що визначається за формулою (1), застосовуючи умову $\eta \rightarrow 0$ та враховуючи знак (+), щоб отримати додатні числа при (при $z < 1$), спрощений вираз набуде вигляду

$$m_p = \frac{m_n(1-z^2)(m_a+m_n)}{z^2(m_a+m_n)-m_n}. \quad (10)$$

Аналітичний вираз для активної коливальної маси m_a , що визначається згідно з (2), за умови, що $\eta \rightarrow 0$ набуде спрощеного вигляду, аналогічного (10)

$$m_a = \frac{m_n(1-z^2)(m_n+m_p)}{z^2(m_n+m_p)-m_n}. \quad (11)$$

Спрощений вираз для проміжної коливальної маси m_n , що визначається згідно з (3), за умови, що $\eta \rightarrow 0$, набуде вигляду

$$m_n = \frac{1}{-2(1-z^2)} \left[(1-z^2)(m_a+m_p) - \sqrt{z^4(m_a-m_p)^2 - 2z^2(m_a^2+m_p^2) + (m_a+m_p)^2} \right]. \quad (12)$$

Отже, задавшись параметром $z < 1$ для розрахунку ТМКС, в яких присутній ефект нульової жорсткості, необхідно користуватися виразами (7), (8), (10), (11) та (12) за вже встановлених значень активної m_a та проміжної m_n коливальних мас. Розрахунки при $z > 1$ відрізняються лише тим, що для визначення параметра m_p необхідно користуватися формулою (1) зі знаком (-).

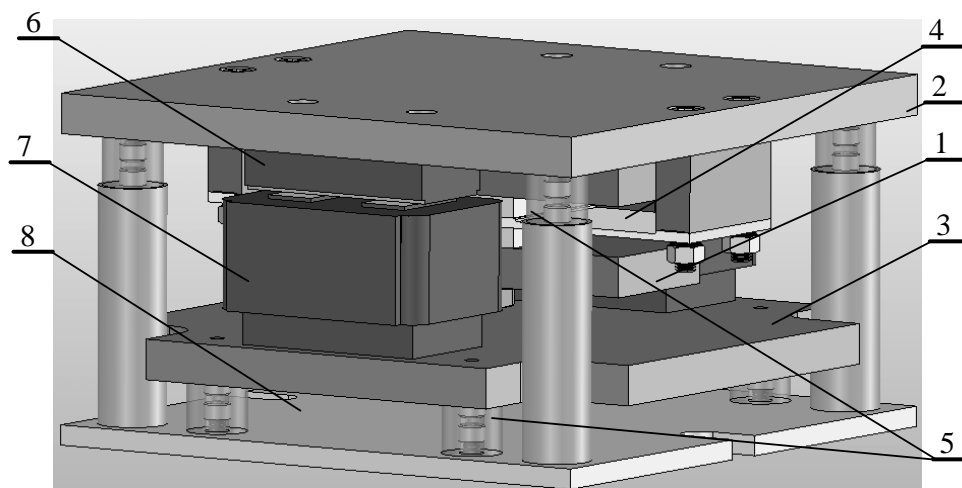
4. Порівняння параметрів ТМКС, порохованих за повним (формули 1–6) та спрощеним (формули 7, 8, 10, 11 та 12) розрахунками. На прикладі розглянемо підбір параметрів ТМКС вібраційного майданчика (рис.2).

Зазначимо, що просторова модель майданчика побудована за вищенаведеною структурною схемою, де проміжна 2 та реактивна 3 коливальні маси окремо кріпляться до фундаменту через віброізолятори 5. Таким конструктивним рішенням можна позиціювати ці коливальні маси не залежно одна від однієї тоді, коли жорсткість пружної системи 5 (рис. 1) прямуватиме до 0. Крім того, це унеможливує «просідання» проміжної коливальної маси на реактивну, що може спричинити до порушення принципів розрахунку динамічної моделі, а отже, недієздатність конструкції. Активну коливальну масу 1 через пружну систему 4 знизу підвішують до проміжної маси. Для цих розрахунків жорсткостями віброізоляторів, значення яких $c_{ізп} \ll m_n \omega^2$ та $c_{ізр} \ll m_p \omega^2$, нехтуємо, а їхній вплив на загальну картину руху і параметри системи зокрема, що буде нижче доведено, є незначним. Якорі 6 та осердя з котушкою 7 електромагнітних віброзбудників кріпляться відповідно до проміжної та реактивної коливальних мас. Вся механічна коливальна система кріпиться через віброізолятори 5 до нерухомої основи 8.

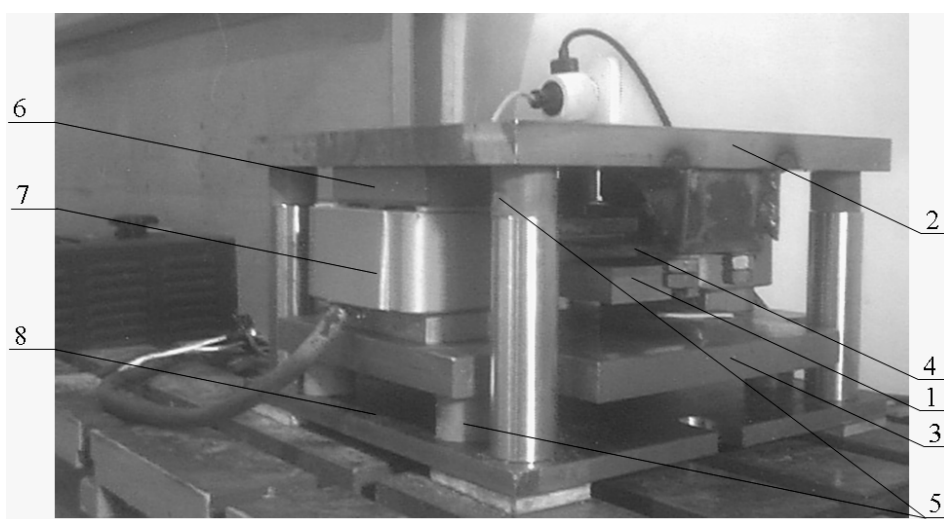
Як було уже сказано, повним розрахунком встановлено такий раціональний розподіл конструктивних параметрів ТМКС, за яким можна проектувати прості у виготовленні і дешеві конструкції вібраційних майданчиків для ущільнення бетоносумішей з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас. Для наступних наперед заданих параметрів ТМКС $z = 3$, $\eta = 0.556$, $m_a = 5.4$ кг, $m_n = 17$ кг, $\omega = 628$ рад/с згідно з (1, 4–6) відповідно визначено такі параметри $m_p = 18.52$ кг, $c_1 = 1.85 \cdot 10^6$ Н/м, $c_{322} = 4.52 \cdot 10^5$ Н/м (підставляючи у динамічну модель ТМКС значення $c_{322} = 0$ Н/м, можна констатувати, що амплітудні значення коливальних мас практично не змінювалися, що свідчить про її стійкий рух).

Розраховуючи за спрощеною схемою, підбираючи параметри ТМКС так, щоб параметри c_{321} , m_1 , m_2 та ω залишались такими самими, як і у попередньому випадку, за таких параметрів $z=0.935$, $\eta=0$ згідно з (7), (8), (10) відповідно визначено параметри $c_{322}=0 \text{ Н/м}$, $c_{321}=1.85 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ та $m_3=18.545 \text{ кг}$.

Для підтвердження слів про незначний вплив віброізоляторів проведено моделювання системи, до якої входять параметри жорсткості віброізоляторів. Аналітичні вирази для параметрів ТМКС, аналогічні (1–6), з урахуванням жорсткості віброізоляторів виходять надзвичайно громіздкими, а тому вони не наводились. Було проведено числове розв'язання поставленої задачі. Для таких параметрів ТМКС $z=3$, $\eta=0.4893$, $m_1=5.4 \text{ кг}$, $m_2=17 \text{ кг}$, $\omega=628 \text{ рад/с}$, $c_{i3n}=c_{i3n}=100000 \text{ Н/м}$ отримано параметри $m_3=18.97 \text{ кг}$ (ще теоретично можливі значення $m_3=2.28 \text{ кг}$; $m_3=5.13 \text{ кг}$), $c_{321}=1.85 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $c_{322}=4.07 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$. Відповідні теоретичні характеристики роботи ТМКС для значення вимушеного зусилля $P=2000 \text{ Н}$ для трьох вищенаведених параметрів системи зображено на рис. 3.



a



б

Рис. 2. Просторова модель (а) та виконання в металі (б) експериментального взірця вібраційного майданчика з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас

Незначна розбіжність в параметрі реактивної маси практично не впливає на значення амплітуд коливань, що пов'язано в першу чергу з відносно далеким дорезонансним налагодженням ТМКС. Жорсткість c_{322} пружної системи 5 (див. рис.1), розкид параметрів якої становить $\Delta c_{322} = 0 \div 4.07 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, а значення на порядок і більше є меншим за величину жорсткості c_{321} пружної системи 4, практично не впливає на картину руху коливальних мас.

Спостерігаємо рівність амплітуд коливань A_n та A_p відповідно проміжної та реактивної мас на частоті збурення коливань $\omega = 628 \text{ рад/с}$ (100 Гц). Амплітуда коливань A_a активної коливальної маси знаходиться в протифазі до амплітуд інших двох мас. Амплітудні значення коливальних мас для ТМКС, пораховані за повним та спрощеним розрахунками, практично однакові.

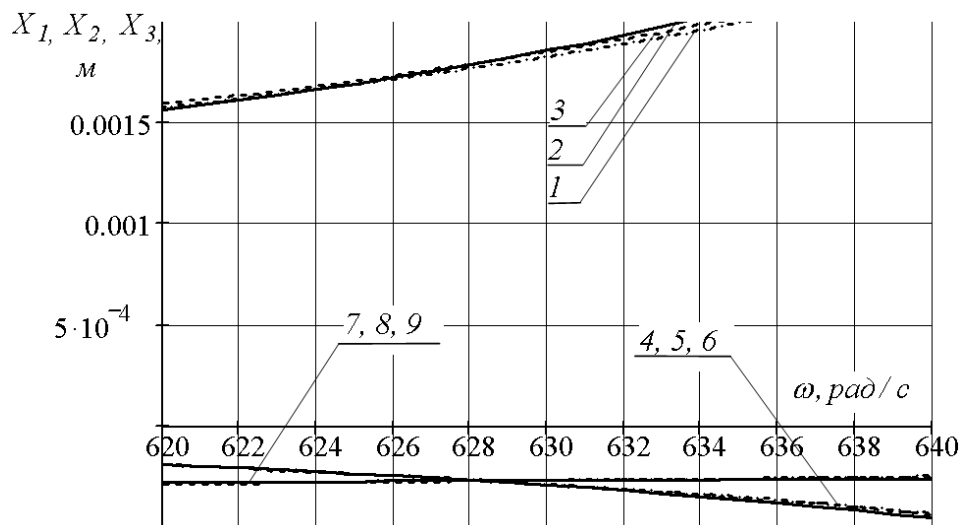


Рис. 3. Залежності амплітудно-частотних характеристик ТМКС експериментального зразка вібраційного майданчика, порахованих за повним (1, 4, 7), спрощеним (2, 5, 8) та з урахуванням жорсткості віброізоляторів (3, 6, 9) розрахунками, де: 1, 2, 3 – амплітуди коливань відповідно активної, 4, 5, 6 проміжної та 7, 8, 9 реактивної мас

Висновки. Наведений спрощений розрахунок ТМКС як незалежних модулів руху вібраційних машин з електромагнітним приводом, в яких закладено синфазний рух коливальних мас з використанням ефекту відсутності жорсткості, або точки „абсолютної м'якості” пружної системи, дає змогу за спрощеними формулами їх розраховувати. Такі ТМКС прості у виготовленні та відносно дешеві. Їхня висока ефективність пов'язана з відсутністю повітряного проміжку між якорем та осердям з котушкою електромагнітних віброзбудників, що дає змогу створювати конструкції вібраційних машин з енергоощадним приводом.

Узагальнюючи усе викладене, можна спрогнозувати, що спектр використання вібраційних машин з електромагнітним приводом, застосовуючи для їхнього проектування теорію синфазних коливань, розшириться. Такі машини зможуть зайняти частину ніші силових вібраційних машин з дебалансним приводом.

1. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Боровець В.М. Багатомасова вібраційна площадка з електромагнітним приводом для ущільнення бетоносумішей // *Вибрації в техніці та технологіях.* – 2004. – №1(33). – С.66–70. 2. Ланець О.С. Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // *Вібратії в техніці та технологіях.* – 2005. – №2.