

– каркас кузова автобуса моделі А 049 “Укравтобуспром” за міцністю відповідає вимогам ДСТУ UN/ECE R 52-01:2005.

1. ДСТУ UN/ ECE R 66-00:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів стосовно міцності верхньої частини їхньої конструкції (Правила ЕЭК ООН № 66-00:1987, IDT). 2. ДСТУ UN/ECE R52-01:2005 Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження маломісних колісних транспортних засобів категорій M_2 та M_3 стосовно їхньої загальної конструкції. 3. Matolcsy, M. A grave bus rollover accident and its lessons. Proc. of IAT'03 Conference on Innovative automotive Technology, Koper, Slovenia, 2003. p. 525-533. 4. Matolcsy M. Bus research and development at AUTÓKUT Research Institute, Hungary Conf. On Design, Construction and Operation of PSV-s. Cranfield (1977) ImechE, UK. Paper No. C145/77 p.113-138. 5. Mayrhofer E., Steffan H., Hoschopf H. ENHANCED COACH AND B US OCCUPANT SAFETY Graz University of Technology, Vehicle Safety Institute, Austria Paper Number 05-0351 <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv19/05-0351-O.pdf> 6. Elitok K. Bus Rollover Analysis with LS-DYNA. www.technet-alliance.com_Dyna_Bus_Rollover_au_IP_1-05.pdf. P.32-335. 7. Голенко К.Е., Горбай О.З., Крайник Л.В. Аналіз відповідності правилам ЕЭК ООН №66 каркасу кузова автобуса типу LOW-ENTRY / Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – 2008. – Вип. 17. – С. 14–22. 8. ГОСТ 28261-89 Автотранспортні засоби. Порядок визначення положення точки Н і фактичного кута нахилу спинки сидіння посадкових місць водія та пасажирів. 9. Калмыков Б.Ю., Овчинников Н.А. Критерии оценки прочности кузова автобусов // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. – 2008. – №7 (125). – С.252–254.

УДК 621.01

В.М. Гурський, І.В. Кузьо, О.В. Ланець
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДВОЧАСТОТНИХ РЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОГО СТОЛА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОНОСУМІШЕЙ

© Гурський В.М., Кузьо І.В., Ланець О.В., 2010

Наведено конструктивну схему та розрахунок параметрів двочастотного резонансного вібраційного стола з електромагнітним приводом для ущільнення бетоно-сумішей. Промодельовано амплітудно-частотні характеристики і часові залежності коливальних мас та отримано задані двочастотні коливання робочого органу.

The article examined the structural chart and order of calculation of parameters of twofrequency resonance the vibratory table with electromagnetic drive for the compression of concrete mixture. The analysis of gain-frequency descriptions and sentinel dependences of the vibratory masses is conducted and got the set twofrequency vibrations of worker mass.

Вступ. Адаптація вібраційного технологічного обладнання до вимог новітніх нанотехнологій у таких галузях промисловості, як будівельна, переробна, хімічна тощо здійснюється модернізацією традиційного устаткування або створенням нового, із використанням принципів енергоощадності у його роботі [1], які можуть забезпечуватися відповідним розрахунком оптимальних параметрів

обладнання для реалізації високоефективних режимів роботи. Удосконалюють вібромашини, як правило, враховуючи їхнє технологічне призначення. Зокрема, одним із перспективних вирішень технологічних завдань є інтенсифікація і енергозбереження процесів віброобробки. Відомо, що забезпечення полічастотних коливань робочого органа дає змогу збільшити швидкість транспортування матеріалів, змішування, ущільнення багатокомпонентних будівельних та іншого роду сипких матеріалів [2]. В окремих випадках достатньо застосувати двочастотні коливання кратністю 2 до основного (першого) резонансу для резонансних механічних коливальних систем (МКС) із електромагнітним приводом або до резонансу оброблювального сипкого середовища в машинах із резонансним режимом роботи МКС, тобто дебалансних. У першому випадку вібромашинам властива енергетична ефективність роботи МКС, у другому – енергетична ефективність технологічного процесу. В ідеалі прагнуть до поєднання двочастотного резонансу МКС із двочастотним резонансом сипкого середовища. Останній визначається фізико-геометричними параметрами суміші та граничними умовами.

Постановка проблеми. Для забезпечення двочастотних режимів роботи раціонально використовувати багатомасові (МКС), які характеризуються широким спектром власних частот коливань. Зважаючи на значне різноманіття вібраційного устаткування за типом приводу, високої енергоощадності вібраційного обладнання на базі електромагнітного приводу досягають, використовуючи резонансні явища у МКС. Широкий діапазон можливостей мають тримасові МКС з числом ступеней вільності 3, які мають дві власні частоти коливань¹, що створює передумови для повного їх використання у двочастотних резонансних режимах роботи. Тому дослідження та розроблення двочастотних резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом є актуальною науково-прикладною задачею для різноманітних автоматизованих виробництв, розв'язання якої сприятиме підвищенню інтенсифікації технологічних процесів (зокрема, у будіндустрії – зростанню якості та скороченню часу формування залізобетонних виробів) й розширенню технологічних можливостей вібраційного обладнання.

Аналіз останніх досліджень. Сьогодні у практиці з полічастотним режимом коливань поширення набули вібромашини з інерційним приводом, складені переважно за дво- чи одномасовими МКС, а полічастотні режими в них реалізовані шляхом використання двочастотного збурення [3] або генерацією суб- і супергармонійних коливань у нелінійних системах [4]. За цим принципом працюють резонансні віброплощинки із кривошипно-шатунним приводом, з використанням вищих гармонік коливань і накладанням віброудару [4]. Однак недоліком цих систем можна вважати високу метало- та енергоємність конструкцій, а амплітудні складові гармонік залежать від характеру та ступеня нелінійності пружних елементів.

Оперуючи інерційно-жорсткістними параметрами тримасових МКС, можна забезпечити потрібні значення власних частот ω_{e1} і ω_{e2} . Відомо, що збурення МКС з електромагнітним приводом найчастіше здійснюється у трьох фіксованих частотних режимах: низькочастотному (до 25 Гц), середньої частоти (від 25 Гц до 50 Гц) і високочастотному (від 50 Гц до 100 Гц і вище), обумовлених простотою схем живлення для їх реалізації. Наявність простих схем живлення та двох власних частот коливань МКС приводить до таких можливих двочастотних режимів роботи вібраційних машин з електромагнітним приводом із кратністю частот 2 (табл. 1), раціональні амплітуди яких визначаються згідно з [5] для забезпечення ефективного ущільнення бетоносумішей.

¹ Фактично в такій МКС наявні три власні частоти коливань, де перша власна частота (віброізоляції) визначається рухом усієї конструкції як абсолютно твердого тіла на віброізоляторах. Цю частоту не розглядають, а розглядають наступні дві власні частоти коливань МКС.

**Режими роботи двочастотних резонансних МКС
з електромагнітним приводом**

частоти коливань (Гц)		раціональні амплітуди коливань (мм)	
нижня f_1	верхня f_2	Y_{11}	Y_{12}
25	50	0,6	0,4
50	100	0,15	0,1

Двочастотні коливання можна записати у вигляді $y(t) = \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} \cdot \sin(\omega_i t + \varphi_i))$, де φ_i – початкові фази складових, які визначаються із умови отримання максимальних верхнього складового миттєвого пришвидшення в часовій області (рис. 1), яке складає $54,227 \text{ м/с}^2$ та коефіцієнта асиметрії прискорення 1,35. Для відношення частот $\omega_2/\omega_1 = 2$ та амплітуд $Y_{11}/Y_{12} = 0,15$ початкові фази становлять $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 = -\pi/2$.

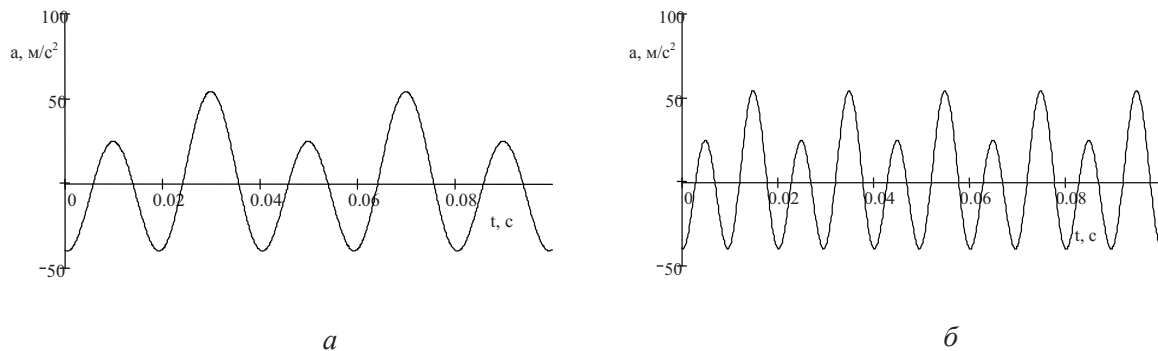


Рис. 1. Часові залежності прискорення робочого органу для двочастотних режимів:
а – 25/50 Гц, б – 50/100 Гц

Постановка задачі. Основною задачею стане реалізація двочастотних періодичних режимів роботи та вибір структури тримасового вібраційного стола з електромагнітним приводом для ущільнення бетоноsumішей.

Виклад основного матеріалу. Досягнення заданих режимів роботи двочастотних МКС є критерієм вибору їхніх інерційно-жорсткісних параметрів та способів (схем) збурення. Таку задачу потрібно розглядати комплексно, оскільки у результаті мають забезпечуватися як потрібні амплітуди коливань робочого органу, так і міцність елементів конструкції вібраційного стола. Конструктивна схема двочастотного резонансного вібраційного стола з електромагнітним приводом (рис. 2, а) розроблена на основі тримасової МКС [6, 7] з врахуванням таких положень:

- як робочий орган приймають проміжну коливальну масу m_2 з таких міркувань, щоб зміна маси завантаження не впливала на величину початкового повітряного проміжку δ в електромагнітному приводі та деформацію основних резонансних пружних елементів c_1 і c_2 , отже, і на значення власних частот системи ω_{e1} і ω_{e2} . Оскільки жорсткість віброізоляторів $c_{i3} \ll (c_1, c_2)$, то при завантаженні деформацію сприйматимуть віброізолятори, а зміна їхньої жорсткості не впливає на значення власних частот коливань МКС;

- силове збурення на обох власних частотах системи електромагнітним приводом здійснюватиметься між проміжною m_2 та реактивною m_3 коливальними масами з використанням простих схем живлення на 25/50/100 Гц, на другій частоті забезпечуватиметься синфазний рух мас, що дасть змогу дещо зменшити повітряний проміжок у приводі під час роботи системи.

Наведено конструктивну схему двочастотного резонансного вібраційного стола, який виконаний за тримасовою МКС у складі активної маси 1 (m_1), робочого органу 2 (m_2), реактивної маси 3 (m_3). З'єднання робочого органу 2 з реактивною масою 3 здійснюється пружними елементами 4 із жорсткістю c_2 у вертикальному напрямі, а з'єднання робочого органу 2 з активною масою 1 здійснюється через пружні елементи 5 жорсткістю c_1 . Встановлюють вібраційний стіл на основу через віброізолятори 6. Інерційно-жорсткісні параметри МКС визначають дві власні частоти коливань. Двочастотність системи проявляється не тільки її власними частотами, але і частотами збурення, які визначає електромагнітний привод у складі осердь з котушками 7, 8 та якорів 9, 10 із характеристикою за періодичними тяговими зусиллями $F_1(t)$, $F_2(t)$ і частотами живлення, близькими до власних частот системи. Так проявляється резонансний двочастотний режим роботи МКС. Форма масою m_ϕ з бетоноsumішшю 11 масою m_δ встановлюється жорстко на робочому органі 2. На рис. 2, б зображено схему двочастотного живлення осердь 12 на 50 Гц і осердь 13 на 100 Гц, встановлених відносно якорів 14 із початковим повітряним проміжком величиною δ , на який в процесі роботи не впливає зміна маси завантаження. Для забезпечення частоти вимушених коливань 50 Гц використовується діод 15, а для частоти 100 Гц осердь 13 живлення здійснюється безпосередньо з мережі. За рахунок цього робочий орган здійснює періодичні двочастотні коливання, регулювання амплітуд коливань на відповідних частотах забезпечується зміною тягових зусиль ЕМВ, зокрема зміною напруги живлення $U(t)$ на окремих електромагнітах або зміною кількості ЕМВ у відповідних схемах вмикання. Встановленням зсуву фаз 90° між осердям 12 і 13 ЕМВ за допомогою фазорегулятора 16 між фазами А і Б досягають потрібного коефіцієнта асиметрії пришвидження робочого органу, значення якого впливає на ефективність ущільнення багатокомпонентних сипких і дрібних кускових матеріалів.

Параметри МКС ($m_1, m_2, m_3, c_1, c_2, c_{i3}$) визначають не тільки власні частоти системи ω_{e1} і ω_{e2} , але й характер і амплітуди коливань мас [7]. Режим роботи (табл. 1), який визначає методику підбору параметрів МКС, вибирають за технологічними вимогами та геометричними розмірами бетонної суміші [5], що підлягає вібраційному ущільненню. Серед розрахункових параметрів МКС вихідним є значення m_2 робочого органу, враховуючи технологічні і конструктивні міркування [5]. Інші параметри розраховують на основі синтезу власних частот системи ω_{e1} і ω_{e2} , в процесі якого визначаються параметри m_1, m_3, c_1, c_2 .

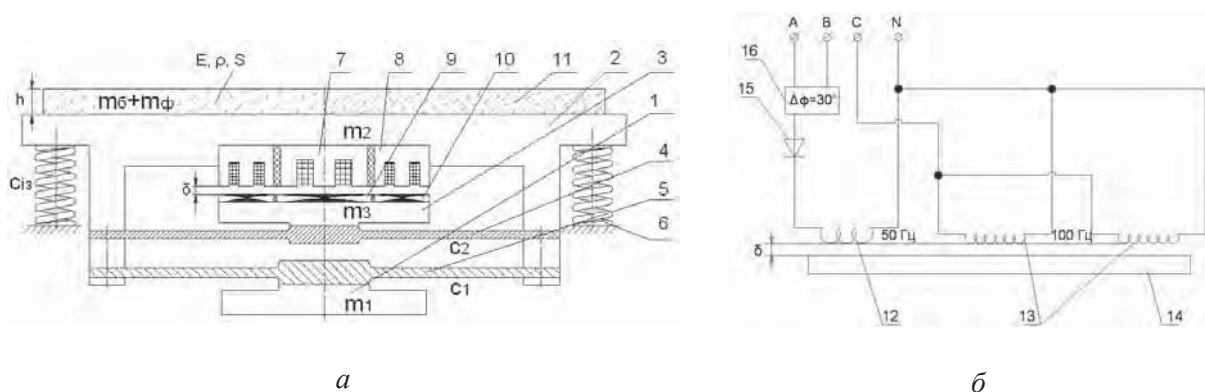


Рис. 2. Конструктивна (а) та принципова схема живлення (б) двочастотного резонансного вібраційного стола з ЕМВ: 1 – робочий орган; 2 – реактивна маса; 3 – активна маса; 4, 5 – резонансні пружні елементи (плоскі пружини); 6 – віброізолятори (циліндричні виті пружини); 7, 8 та 9, 10 – осердя та якорі ЕМВ; 11 – бетоноsumішшю з формою; 12 – осердя ЕМВ з частотою коливань 50 Гц; 13 – осердя ЕМВ з частотою коливань 100 Гц; 14 – якорі ЕМВ; 15 – діод; 16 – фазорегулятор

Система диференціальних рівнянь руху МКС тримасової вібраційної машини з врахуванням внутрішнього комплексного тертя [5, 7] та з двочастотним силовим збуренням, для схеми на рис. 2,а запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1^* \cdot (y_1(t) - y_2(t)) = 0; \\ (m_2 + (m_\phi + m_\delta)) \ddot{y}_2(t) - c_1^* \cdot (y_1(t) - y_2(t)) + c_2^* \cdot (y_2(t) - y_3(t)) + c_{i3}^* \cdot x_2(t) - R(t) = F_1(t) + F_2(t); \\ m_3 \ddot{y}_3(t) - c_2^* \cdot (y_2(t) - y_3(t)) = -F_1(t) - F_2(t); \\ \rho \frac{\partial^2 (u_c^r(y, t) + y_2(t))}{\partial t^2} - E^* \frac{\partial^2 u_c^r(y, t)}{\partial y^2} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

де $u_c^r(y, t)$ – відносне переміщення точок шару суміші в часі, $R(t) = E^* S \frac{\partial u_c^a(0, t)}{\partial y}$ – реакція шару суміші на робочий орган; $u_c^a(y, t) = u_c^r(y, t) + y_2(t)$ – абсолютне переміщення точок шару суміші в часі; S – площа перерізу суміші; ρ – насипна густина суміші масою m_c ; c_1^*, c_2^*, c_{i3}^* – комплексні жорсткості резонансних плоских пружин і віброізоляторів, $c^* = c \cdot (1 + i\gamma)$; $E^* = E(1 + i\gamma_c)$ – комплексний модуль пружності суміші; γ, γ_c – показники внутрішнього опору пружин і суміші; $F_1(t) = F_1 \cdot \sin(\omega_1 t), F_2(t) = F_2 \cdot \sin(\omega_2 t - \pi/2)$ – закони збурення системи.

Останнє рівняння системи (2) хвильове, описує відносні вимушені коливання середовища під дією кінематичного збурення від руху робочого органу $y_2(t)$. З граничних умов, що відповідають схемі стрижня із защемленим кінцем, власні частоти коливань бетоносуміші розраховуються як [8]:

$$\omega_l = \frac{(l - 0.5) \cdot \pi}{h} \cdot \sqrt{\frac{E^*}{\rho}}. \quad (3)$$

За рівнянням (3) можна отримати межі двох власних частот коливань бетоносумішей із різною фазовою швидкістю c_0 за відомої товщини шару, а також межі власних частот певної суміші за різної товщини шару матеріалу (рис. 3).

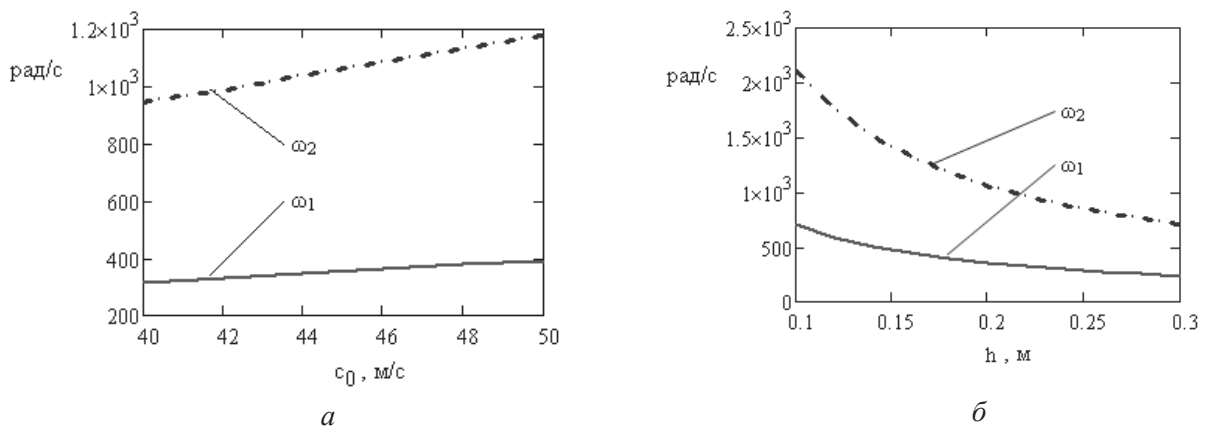


Рис. 3. Межі двох власних частот коливань бетоносумішей із товщиною шару 0,2м (а) та бетоносуміші з фазовою швидкістю 45 м/с за різної товщини шару (б)

Рівняння коливань бетоносуміші можна розглядати у вигляді [9]

$$\rho \frac{\partial^2 (u_c^a(y, t))}{\partial t^2} - E^* \frac{\partial^2 u_c^a(y, t)}{\partial y^2} = 0, \quad (4)$$

за неоднорідних граничних умов:

$$u_c^a(0, t) = y_2(t),$$

$$E^* S \frac{\partial u_c^a(h, t)}{\partial y} = 0. \quad (5)$$

У такому випадку абсолютні двочастотні коливання $u_c^a(y, t)$ шару h бетоносуміші отримаємо у вигляді:

$$u_c^a(y, t) = y_2(t) \cdot \sum_{i=1}^2 \left(\cos\left(\frac{\omega_i}{c_0} y\right) + \sin\left(\frac{\omega_i}{c_0} y\right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega_i}{c_0} h\right) \right), \quad (6)$$

Реакція шару бетоносуміші у випадку заданих двочастотних коливань буде визначатися як $R(t) = E^* S \frac{\partial u_c^a(0, t)}{\partial y} = E^* S \cdot \sum_{i=1}^2 \sin(\omega_i t + \varphi_i) = E^* S \cdot (2 \cdot \sin(\omega_1 t)^2 + \sin(\omega_1 t) - 1)$.

За відомими фізико-геометричним параметрами суміші ($\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$, $E = 5 \text{ МПа}$, $c_0 = 45,6 \text{ м/с}$, $m_\phi = 15 \text{ кг}$) призначається з табл. 1 і рис. 3 режим віброущільнення, а за відомими інерційними параметрами коливальних мас (наприклад $m_2 = (m_\phi + m_\phi) = 30 \text{ кг}$, $m_1 = 12 \text{ кг}$, $m_3 = 10 \text{ кг}$) розраховуються жорсткості пружних систем [7] ($c_1 = 3.981 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $c_2 = 9.653 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$), що забезпечують дві основні власні частоти механічної системи (52.5 Гц і 101 Гц) за частот вимушених коливань 50 Гц і 100 Гц .

Забезпечивши в механічній системі власні частоти коливань, які знаходяться в межах власних частот коливань бетоносуміші (рис. 3), підбирають амплітудні значення тягових зусиль F_1 і F_2 так, щоб отримані амплітуди коливань робочого органа на відповідних вимушених частотах відповідали раціональним амплітудам процесу віброущільнення (табл. 1). Цього можна досягти, підбираючи номінальні значення зусиль під час аналізу амплітудно-частотних характеристик системи (АЧХ) та часових залежностей усталених коливань системи (рис. 4).

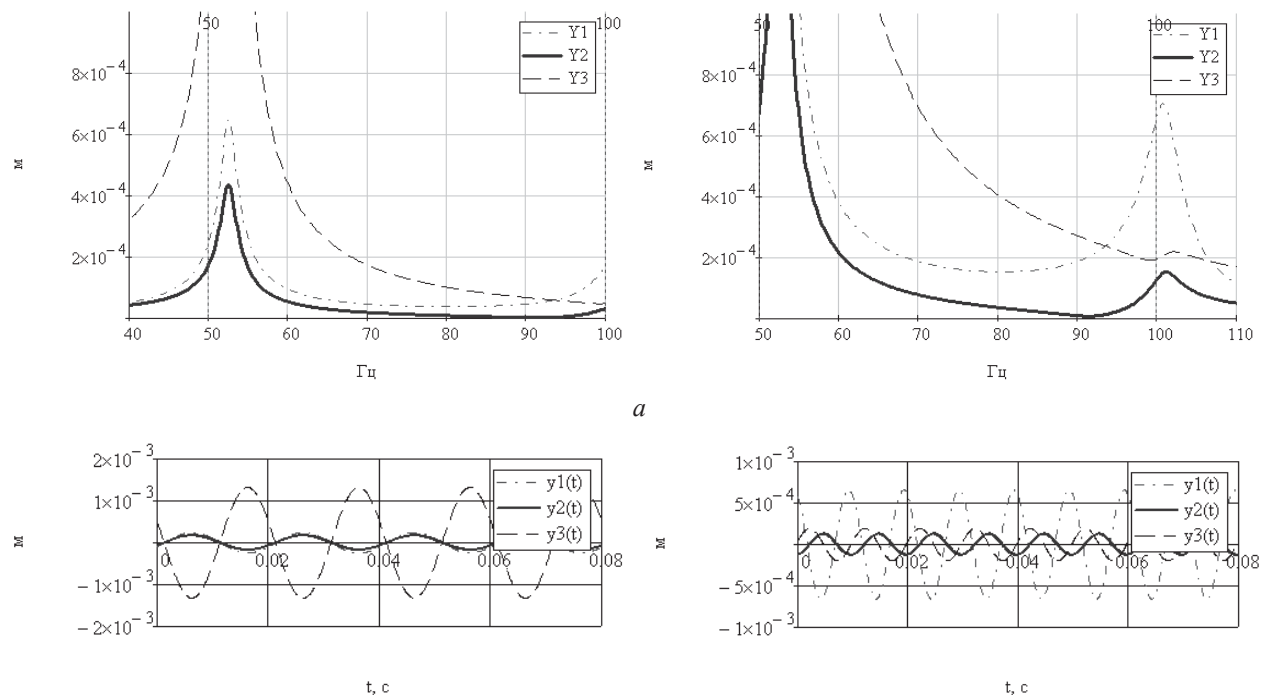


Рис. 4. АЧХ (а) та часові залежності (б) усталених коливань мас вібростола відповідно на частотах 50 Гц та 100 Гц

Для розглядуваної системи забезпечити раціональні амплітуди коливань, а відповідно і потрібний закон зміни пришвидшення робочого органу (рис. 1,б) вдалося за значень номінальних зусиль $F_1 = 150H$ і $F_2 = 600H$, вважаючи, що маса завантаження робочого органу становить $m_\phi + m_\sigma = 30 \text{ кг}$.

На наступному етапі можна моделювати коливання бетоносуміші під дією кінематичного збурення (б) від отриманого в процесі розгляду динаміки механічної системи (рис. 4) закону руху робочого органу $y_2(t)$. Головні резонансні коливання ($l=1$) бетоносуміші із фазовою швидкістю $c_0 = 45,6 \text{ м/с}$ виникнуть для частоти коливань 50 Гц за висоти шару суміші $h = 0,228 \text{ м}$, а для другої частоти коливань 100 Гц при висоті шару суміші $h = 0,114 \text{ м}$ за формулою (3). Раціональні геометричні розміри форми в плані визначатимуться як $a \times b = m_\sigma / (\rho \cdot h)$.

Висновок. Для наведеної конструктивної схеми вібраційного стола з електромагнітним приводом для ущільнення бетоносумішей наводиться порядок розрахунку конструктивних параметрів механічної системи для реалізації заданих двочастотних коливань робочого органу за відомими фізико-геометричними характеристиками ущільнювальної бетоносуміші. Обґрунтовано використання тримасової структурної схеми вібростола та електромагнітного приводу на підставі моделювання динаміки системи для ефективного здійснення процесу віброущільнення бетоносумішей. Окреслено особливості моделювання коливань бетоносуміші і вибір раціональних геометричних параметрів суміші для раціонального використання двочастотного режиму роботи вібростола.

1. Гончаревич И.Ф. О повышении производительности и рентабельности промышленных нанотехнологий // *Нанотехнологии в строительстве: научный Интернет-журнал*. – 2009. – № 3. – С. 36–49. 2. Варсановьев В. Д., Кольман-Иванов Э. Э. *Вибрационная техника в химической промышленности*. – М.: Химия, 1985. – 240 с. 3. Маслов А.Г. Исследование двухчастотных двухмассных резонансных виброплощадок / А. Г. Маслов, А. П. Солтус, Д. В. Савелов // *Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського*. – 2009. – Вип. 1(54). – Ч. 1: Транспорт. Дорожні та будівельні машини. – С. 74–77. 4. Логвиненко Е. А. Динамические режимы формирования железобетонных изделий на виброплощадках / Е.А. Логвиненко, В.Б. Силич-Балгабаева, Т.А. Пилипенко // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2007. – № 1(46). – С. 74–77. 5. Назаренко І. І. *Прикладні задачі теорії вібраційних систем: Навч. посібник (2-ге видання)*. – К.: Видавничий дім “Слово”, 2010. – 440 с. 6. Бигармонический электромагнитный вибровозбудитель: А.с. 645910. СССР. МКИ В 65 G 27/24 / А. А. Борщевский, О. Л. Санько (СССР) – № 2101174/29-03; Заявлено 03.02.75; Опубл. 05.02.79, Бюл. № 5. – 2 с.: ил. 7. Ланець О. С. *Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): Монографія*. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с. 8. Бидерман В. Л. *Теория механических колебаний*. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с. 9. Василенко М. В., Алексейчук О. М. *Теорія коливань і стійкості руху: Підручник*. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.: ил.