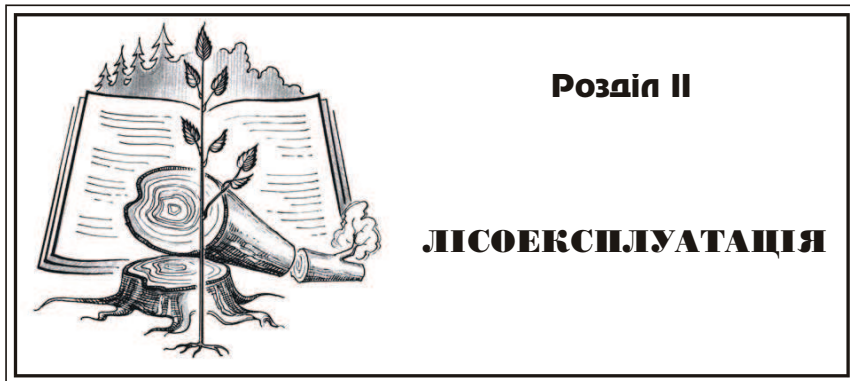




УДК 621.01:621-868, 621.9.048.6.06(088.8)

Доц. О.В. Гаврильченко*,

канд. техн. наук; доц. Р.В. Юревич, канд. техн. наук – УкрДЛТУ;
ст. викл. О.С. Ланець*, канд. техн. наук; асистент Я.В. Шпак*

ПІДХОДИ У ВИЗНАЧЕННІ НЕОБХІДНОГО ЗУСИЛЛЯ, ЯКЕ ПОВИНЕН РОЗВИВАТИ ВІБРОЗБУДНИК В ОДНО-, ДВО- ТА БАГАТОМАСОВИХ КОНСТРУКЦІЯХ ВІБРОМАШИН

Описано підходи у визначеннях необхідного зусилля, яке повинен розвивати віброзбудник в одно-, дво- та багатомасових конструкціях вібромашин. Акцентовується увага на проблемах у визначенні зусилля в тримасових конструкціях вібромашин. Наводяться необхідні аналітичні формули.

Doc. O.V. Gavrilchenko, doc. R.V. Jurevych – USUFWT;
senior teacher O.S. Lanets*, assist. Y.V. Shpak**

Approaches in determination of necessary effort, which must be developed by vibration exciter in one-, two- and multimass constructions of vibratory machines

In article the approaches in determinations of necessary effort, which must be developed by vibration exciter in one-, two- and multimass constructions of vibratory machines are described. Attention of problems in determination of effort in the threemass constructions of vibratory machines is accented. Necessary analytical formulas are pointed.

Вступ. Якість роботи переважної більшості вібраційних машин обумовлюється величиною та стабільністю амплітуди їх робочих органів. Забезпечення необхідних амплітуд робочих органів залежить від пружної системи механічної коливної системи вібромашини та зусилля, яке розвивають віброзбудники. Від точності визначення збудовального зусилля залежить роботоздатність усієї вібромашини.

Постановка проблеми. Використання існуючих методик для одно- та двомасових конструкцій вібромашин у визначенні необхідного зусилля, яке повинен розвивати віброзбудник в багатомасових конструкціях, є не-

прийнятним і їх не можна використовувати як шаблон для таких конструкцій. Це пов'язано з тим, що вони виводились тільки для одно- та двомасових конструкцій вібромашин і даватимуть невірні результати.

Аналіз останніх досліджень. На сьогоднішній час існують повністю розроблені методики визначення зусилля віброзбудника в одно- та двомасових конструкціях вібромашин [1, 2]. Однак не виявлено методик щодо визначення зусилля віброзбудника в багатомасових конструкціях вібромашин.

Постановка задачі. В даній статті автори обговорюватимуть підходи у визначенні необхідного зусилля, яке повинен розвивати віброзбудник в одно-, дво- та багатомасових конструкціях вібромашин.

Підхід у визначенні необхідного зусилля, яке повинен розвивати віброзбудник в одномасових конструкціях вібромашин. Узагальнена структурна схема одномасових вібромашин наведена на рис. 1.

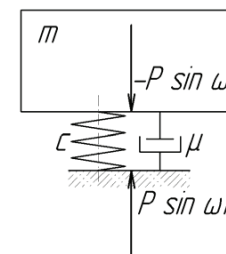


Рис. 1. Узагальнена структурна схема одномасової вібраційної машини

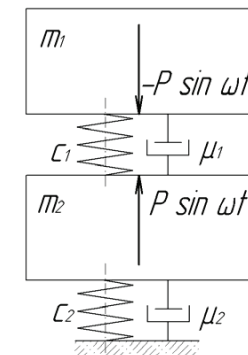


Рис. 2. Узагальнена структурна схема двомасової вібраційної машини

Амплітудне значення збудовального зусилля, яке повинен розвивати віброзбудник, виводиться з загального диференціального рівняння:

$$m\ddot{x} + cx + \mu x = P \sin \omega t, \quad (1)$$

де: x – узагальнена координата, за якою здійснюється переміщення; m – величина маси коливного тіла; c – сумарна жорсткість пружних елементів; μ – коефіцієнт дисипації механічної коливної системи; P – амплітудне значення зусилля віброзбудника; ω – колова частота вимушених коливань; t – час.

Розглядаючи тільки вимушені коливання (пропускаючи перехідний процес), часткове рішення рівняння (1) шукаємо у вигляді:

$$x = X \sin(\omega t + \gamma), \quad (2)$$

де: X – амплітуда коливань робочого органу; γ – кут зсуву фаз.

Підставляючи (2) в (1) та провівши деякі перетворення [3], отримуємо, що амплітудне значення зусилля P дорівнює:

$$P = X m \sqrt{\left(\frac{c}{m} - \omega^2\right)^2 + 4\left(\frac{\mu}{2m}\right)^2 \omega^2}. \quad (3)$$

* Національний університет "Львівська політехніка"

Враховуючи, що величина c/m не що інше як квадрат частоти власних коливань ω_0 і прийнявши $h = \frac{\mu}{2m}$, вираз (3) перепишемо у вигляді:

$$P = X m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}. \quad (4)$$

Винісши з-під кореня частоту власних коливань ω_0 і приймаючи, що ω/ω_0 величина резонансного налагодження з механічної коливної системи та враховуючи, що динамічний коефіцієнт системи

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4h^2 z^2}}, \quad (5)$$

формула (4) набуде відомого вигляду [1]:

$$P = \frac{X m \omega^2}{\mu z^2}. \quad (6)$$

Підхід у визначенні необхідного зусилля, яке повинен розвивати вібробудник в двомасових конструкціях вібромашин. Узагальнена структурна схема двомасових вібромашин наведена на рис. 2.

Система диференціальних рівнянь, що описує двомасову модель вібромашини запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = -P \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 x_2 + c_1(x_2 - x_1) + \mu_2 \dot{x}_2 + \mu_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = P \sin \omega t. \end{cases} \quad (7)$$

Рівняння рухів за двома незалежними ступенями вільності шукаємо у вигляді $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$ та $x_2 = X_2 e^{i\omega t}$, тут X_1, X_2 – амплітудні значення коливань відповідно за узагальненими координатами x_1, x_2 . Підставляючи ці вирази в (7) і скоротивши в кожній частині системи рівнянь член $e^{i\omega t}$, отримаємо рішення системи рівнянь (7). У матричному записі це рішення матиме вигляд:

$$\mathbf{X} = \mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{P}, \quad (8)$$

де: $\mathbf{X}$ – вектор-стовпець невідомих; $\mathbf{C}^{-1}$ – матриця коефіцієнтів при невідомих; $\mathbf{P}$ – вектор-стовпець вимушених зусиль. Розписуючи рівняння (8) для нашого випадку, маємо:

$$\begin{bmatrix} c_1 - m_1 \omega^2 + i\mu_1 \omega & -c_1 - i\mu_1 \omega \\ -c_1 - i\mu_1 \omega & c_1 + c_2 - m_2 \omega^2 + i\mu_2 \omega + i\mu_1 \omega \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -P \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Для спрощення розв'язку цієї системи диференціальних рівнянь знехтуємо жорсткістю c_2 та коефіцієнтами дисипації механічної коливної системи μ_1 та μ_2 . В такому випадку отримаємо:

$$\begin{bmatrix} c_1 - m_1 \omega^2 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 - m_2 \omega^2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -P \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Розв'язком цієї системи буде:

$$X_1 = \frac{P m_2 \omega^2}{c_1^2 - (c_1 - m_1 \omega^2)(c_1 - m_2 \omega^2)}; \quad X_2 = \frac{P m_1 \omega^2}{c_1^2 - (c_1 - m_1 \omega^2)(c_1 - m_2 \omega^2)}. \quad (11)$$

Завжди під час розрахунку резонансної механічної коливної системи є дуже важливим правильно підібрати жорсткість пружних елементів. Однією з умов є та, щоб двомасова механічна коливна система перебувала в резонансі як одне ціле. Для того потрібно, щоб спільний знаменник у рівняннях (11) був рівний нулю:

$$c_1^2 - (c_1 - m_1 \omega^2)(c_1 - m_2 \omega^2) = 0. \quad (12)$$

Цей знаменник і є детермінантом системи рівнянь (10). Прирівнявши його до нуля, можна визначити з нього жорсткість c_1 , задовольнивши умову резонансу. Жорсткість c_1 без врахування сил дисипації в аналітичному вигляді буде:

$$c_1 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} k^2, \quad (13)$$

де $k = \omega/z$. Підставивши (13) в (11), отримаємо:

$$X_1 = \frac{P m_2}{m_1 m_2 (k^2 - \omega^2)}; \quad X_2 = \frac{P m_1 \omega^2}{m_1 m_2 (k^2 - \omega^2)}. \quad (14)$$

Ввівши поняття відносної амплітуди коливань $X_{\text{від}} = X_1 + X_2$, додамо окремо ліві і праві частини рівнянь (14) і отримаємо:

$$X_{\text{від}} = \frac{P(m_1 + m_2)}{m_1 m_2 (k^2 - \omega^2)} = \frac{P z^2 (m_1 + m_2)}{\omega^2 m_1 m_2 (1 - z^2)}. \quad (15)$$

Ввівши поняття приведеної маси $m_{np} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$, та знайшовши з рівняння (15) амплітудне значення зусилля P , отримаємо:

$$P = \frac{X_{\text{від}} m_{np} \omega^2}{\mu' z^2}, \quad (16)$$

де $\mu' = \frac{1}{1 - z^2}$ – динамічний коефіцієнт. З врахуванням в'язкого опору в формулі (16) динамічний коефіцієнт описується формулою (5). По-суті формула (16) ідентична формулі (6). Простота формули (16) досягнута за рахунок ряду спрощень описаних вище. Ця формула також дуже широко використовується на практиці.

При визначенні зусилля, яке повинен розвивати вібробудник в багатомасових конструкціях уже використання формули (16) дасть похибку. Для прикладу визначимо зусилля вібробудника в тримасовій конструкції. Підхід у визначенні необхідного зусилля, яке повинен розвивати вібробудник в багатомасових конструкціях вібромашин.

Розглянемо математичну модель тримасної конструкції вібромашини (рис. 3), що складається з динамічного демпфера m_3 , проміжної маси m_2 , за яку підвішується механічна коливна система вібромащини, та активної маси m_1 , яка виконує функцію робочого органу. Коливні маси здійснюватимуть суто прямолинійні коливання у вертикальному напрямку. Збурення коливань відбувається за рахунок електромагнітних віброзбудників, якорі котрих кріпляться до активної маси m_1 , а статори електромагнітів до проміжної маси m_2 . Плоска модель вібромащини матиме три ступені вільності за узагальненими координатами:

$$x_1, x_2, x_3,$$

де: x_3 – переміщення вздовж осі x маси m_3 внаслідок кінематичного збурення від коливної маси m_2 ; x_1 і x_2 – переміщення вздовж осі x відповідно до мас m_1 і m_2 внаслідок вимушеного зусилля електромагнітних віброзбудників $p(t) = P \sin \omega t$, де P – амплітудне значення електромагнітного зусилля; ω – колова частота вимушених коливань; t – час. Система диференціальних рівнянь, що описує тримасну модель вібромащини запишеться у вигляді:

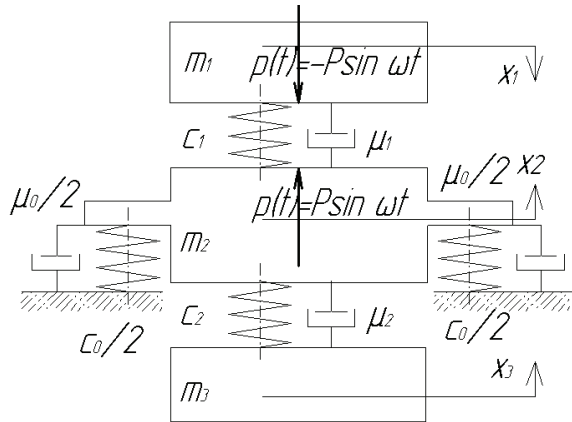


Рис. 3. Узагальнена структурна схема тримасової вібраційної машини

$$\begin{cases} m_3 \ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_2) + \mu_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2(x_2 - x_3) + c_1(x_2 - x_1) + c_0 x_2 + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \mu_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_0 \dot{x}_2 = P \sin \omega t; \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = -P \sin \omega t, \end{cases} \quad (17)$$

де: c_0 – сумарна жорсткість пружних елементів віброізоляторів; c_1 – сумарна жорсткість пружних елементів, що поєднують робочий орган m_1 і проміжну масу m_2 ; c_2 – сумарна жорсткість пружних елементів, що поєднують динамічний демпфер m_3 і проміжну масу m_2 ; μ_0, μ_1, μ_2 – коефіцієнти дисипації механічної коливної системи.

Рівняння рухів за трьома незалежними ступенями вільності шукаємо у вигляді $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$, $x_2 = X_2 e^{i\omega t}$ та $x_3 = X_3 e^{i\omega t}$. Підставляючи ці вирази в (17)

і скоротивши в кожній частині системи рівнянь член $e^{i\omega t}$, отримаємо рішення системи рівнянь (17):

$$\begin{bmatrix} c_2 - m_3 \omega^2 + i\mu_2 \omega & -c_2 - i\mu_2 \omega & 0 \\ -c_2 - i\mu_2 \omega & c_0 + c_1 + c_2 - m_2 \omega^2 + i(\mu_0 + \mu_2 + \mu_3) \omega & -c_1 - i\mu_1 \omega \\ 0 & -c_1 - i\mu_1 \omega & c_1 - m_1(m_{зав.}) \omega^2 + i\mu_1 \omega \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} 0 \\ P \\ -P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_3 \\ X_2 \\ X_1 \end{bmatrix}, \quad (18)$$

Позначимо:

$$\begin{aligned} k_{11} &= c_2 - m_3 \omega^2 + i\mu_2 \omega; & k_{22} &= c_0 + c_1 + c_2 - m_2 \omega^2 + i(\mu_0 + \mu_2 + \mu_3) \omega; \\ k_{12} &= -c_2 - i\mu_2 \omega; & k_{23} &= -c_1 - i\mu_1 \omega; & k_{31} &= 0; \\ k_{13} &= 0; & k_{21} &= -c_2 - i\mu_2 \omega; & k_{33} &= c_1 - m_1 \omega^2 + i\mu_1 \omega. \end{aligned}$$

Розв'язок системи рівнянь (18) буде у вигляді:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{-P \cdot k_{12}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; & X_2 &= \frac{P \cdot k_{11}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; \\ X_3 &= \frac{P \cdot (-k_{11}k_{32} + k_{12}k_{21} - k_{22}k_{11})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}. \end{aligned} \quad (19)$$

Визначимо сумарну жорсткість пружних елементів c_1 та c_2 . Для того прирівняємо спільний знаменник у рівняннях (19) до нуля:

$$k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32} = 0. \quad (20)$$

Прирівнявши його до нуля, можна визначити з нього жорсткість c_1 , задовольнивши умову резонансу. При цьому необхідно знати жорсткості c_2 та c_0 . Жорсткість c_2 визначаємо з умови, що маса m_3 повинна мати резонансне налагодження за парціальною частотою примусових коливань. Тобто жорсткість c_2 без врахування сил дисипації визначаємо за наступною формулою:

$$c_2 = m_3 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (21)$$

де: z – резонансне налагодження механічної коливної системи гасника.

Загальна жорсткість c_0 віброізоляторів без врахування сил дисипації визначається з умови, що власна частота коливань усієї вібромащини повинна в 4,5 разів бути меншою від частоти вимушених коливань, тобто:

$$c_0 = \frac{(m_1 + m_2 + m_3) \left(\frac{\omega}{z} \right)^2}{4.5}. \quad (22)$$

Підставляючи значення коефіцієнтів в детермінант системи рівнянь (18), жорсткість c_1 без врахування сил дисипації в аналітичному вигляді буде:

$$c_1 = m_1 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \cdot \frac{-c_0 c_2 + c_0 m_3 \omega^2 + c_2 m_3 \omega^2 + c_2 m_2 \omega^2 - m_3 m_2 \omega^4}{-c_0 c_2 + c_0 m_3 \omega^2 + c_2 m_3 \omega^2 + c_2 m_1 \omega^2 - m_3 m_1 \omega^4 + c_2 m_2 \omega^2 - m_3 m_2 \omega^4}. \quad (23)$$

Формула (23) складається з двох добутоків і при умові, що в сумарних жорсткостях c_1 та c_2 резонансні налагодження z однакові, другий добуток буде дорівнювати нулю. Згідно з рекомендаціями [2], де механічна коливна система розглядається як така, що складається з двох одномасних, розрахунок сумарних жорсткостей можна виконати за спрощеними залежностями:

$$c_1 = m_{1max} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \text{ та } c_2 = m_3 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2. \quad (24)$$

Підставляючи вирази для жорсткостей в (19), задавшись однією з амплітуд коливань, можна визначити зусилля P . Як бачимо, вирази для визначення зусилля набули значно складнішого вигляду зі збільшенням третьої коливної маси.

Висновок: Для визначення зусилля в багатомасових структурах необхідним є: складання фізичної динамічної моделі вібромашини; складання математичної моделі по фізичній динамічній моделі вібромашини; розв'язання системи диференціальних рівнянь другого порядку; аналітичне визначення амплітудних значень зусиль.

Література

1. Повидайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. – М.: Машгиз, 1962. – 346 с.
2. Повидайло В.А. Принципы создания вибрационных устройств и машин для автоматизированных производств// Всеукраїнський наук.-техн. журнал "Вибрации в технике и технологиях". – 1994, № 1 – С. 18-27.
3. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. – М.: Наука, 1985. – 456 с.



Розділ III

ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ДЕРЕВООБРОБНИХ ПІДПРИЄМСТВ

УДК 66.045

Проф. Я.М. Ханик, д-р техн. наук; асист. Д.П. Кіндзера,
канд. техн. наук; доц. В.М. Атаманюк, канд.
техн. наук – НУ "Львівська політехніка"

СУШІННЯ ПОЛІДИСПЕРСНОЇ СУМІШІ ВУГІЛЛЯ ПІСЛЯ ФЛОТАЦІЇ

Представлено експериментальні дослідження сушіння полідисперсної суміші вугілля після флотації. Подано розрахункові залежності для прогнозування процесу сушіння в першому та другому умовних періодах.

Prof. Ya.M. Khanyk, assist. D.P. Kindzera;
doc. V.M. Atamanyuk – National University "Lviv polytechnic"

Drying polydisperse coal mixtures after floatation

Present experimental researches of drying polydisperse coal mixtures after floatation. Present computation dependences for prognostication of process of drying in the first and second conditional periods.

Постановка проблеми. На території України зосереджено значні запаси вугілля, яке застосовується як сировина у хімічній промисловості та як паливо у народному господарстві. Значна частина вугілля характеризується досить низькою теплою згорання, високим вмістом домішок, зольністю та вологістю. Для збільшення теплотворної здатності вугілля після видобування відділяють від негорючої інертної маси на збагачувальних фабриках. Після флотаційних процесів отриману полідисперсну суміш вугілля висушують в обертових сушильних барабанах, що значно підвищує собівартість готового продукту, забруднює довкілля продуктами горіння палива і дрібнодисперсною фракцією вугілля, яка утворюється внаслідок стирання частинок при співударі між собою та до стінок барабану.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню проблем сушіння та використання низькосортного вугілля, значні запаси якого зосереджені у західних регіонах України, присвячені наукові роботи [1, 2], у яких обґрунтовується доцільність його використання та досліджується вплив окремих фракцій на кінетику сушіння. Однак практичний інтерес має сушіння не