

**Ланець О. С.**

д. т. н., професор

Боровець В. М.

к. т. н., доцент

Майструк П. В.

студент

**Національний
університет «Львівська
політехніка»****Деревенько І. А.**

к. т. н., доцент

**Вінницький національний
аграрний університет****Lanets O. S.****Borovets V. M.****Maystruk P. V.****Lviv Polytechnic National
University****Derevenko I. A.****Vinnitsia National Agrarian
University****УДК 621.867****ОБҐРУНТУВАННЯ
РАЦІОНАЛЬНОГО ВИБОРУ
МОТОРІВ-ВІБРАТОРІВ
ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН**

Невід'ємною складовою у розрахунку вібраційних машин є встановлення потужності привода, необхідної для приведення в рух коливальної системи з заданими характеристиками. Проте, на цьому етапі часто виникають труднощі. Інерційні характеристики привода прямо пропорційно впливають на споживану потужність. Тож під час її визначення необхідно уже знати типорозмір привода, який ще невідомий, оскільки він тільки встановлюється.

Це питання особливо актуальне для низькочастотних коливальних систем з інерційним приводом, в яких інерційні параметри привода співмірні масам коливальних систем. В таких коливальних системах неврахування маси привода під час встановлення споживаної потужності для приведення механічної коливальної системи в рух може призвести до того, що вібраційна машина буде не в стані забезпечувати передбачувані (розрахункові) технічні та технологічні параметри, оскільки масивний привод, що коливається разом з усією системою, забиратиме на своє власне приведення в рух значну частку енергії.

В статті якраз обґрунтовуються аналітичні залежності для встановлення потужності вібраційних машин з інерційним приводом з врахуванням маси моторів-вібраторів. Для цього розв'язуються системи рівнянь, що пов'язують між собою аналітичні вирази для розрахунку потужностей, необхідних для приведення коливальних систем в рух, з урахуванням маси моторів-вібраторів. Розв'язком таких систем є значення необхідної потужності привода (моторів-вібраторів) та його маса, що уже є узгоджена з масами уніфікованих моторів-вібраторів, що випускаються фірмами виробниками.

Отримані аналітичні залежності дозволяють доволі просто визначити потужність приводів в одно-, дво- та тримасових коливальних системах вібраційних машин з інерційним приводом. Використовуючи отримані в статті формули, можна точно встановити необхідну потужність привода для приведення коливальної системи в рух та однозначно підібрати масу мотора-вібратора.

Ключові слова: вібраційна машина з інерційним приводом, механічна коливальна система, потужність моторів-вібраторів.

Вступ. Вібраційні машини з інерційним приводом широко використовуються у промисловості для транспортування та сепарації сипких та штучних виробів, ущільнення сумішей, тощо. Застосування такого типу вібраційних машин обумовлюється виробничою та економічною необхідностями. Проте, проектуючи дане обладнання, конструктор часто зіштовхується з деякими труднощами під

час встановлення необхідної потужності привода.

Так, на практиці під час проектування будь-якого типу вібраційних машин конструктор розраховує необхідну потужність привода для приведення коливальної системи в рух. На основі отриманих результатів він підбирає необхідний типорозмір з існуючого уніфікованого ряду фірми виробника. Для того, щоб



достовірно встановити необхідну потужність, потрібно наперед закладати в розрахункову формулу масу самого мотора-вібратора, який здійснює коливальний рух разом з коливальною системою. Проте, інерційні параметри мотора-вібратора достовірно невідомі, оскільки його потужність тільки встановлюється. По суті, це замкнене коло: споживану потужність вібраційної машини неможливо точно встановити не враховуючи масу моторів-вібраторів, а їх інерційні параметри невідомо, оскільки не встановлена необхідна потужність для приведення коливальної системи в рух.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Встановлення потужності приводів вібраційних машин описано в багатьох наукових працях. Професор М. В. Медвідь дослідив потужності лише електромагнітних приводів [1]. Розрахунки науковців І. Ф. Гончаревича та Л. П. Стрельнікова, викладені у роботі [2], та дослідження А. Н. Рабіновича, В. О. Яхимовича, Б. Ю. Боечка [3] мають досить наближений характер. Автори О. В. Солоня [4], Полевода Ю. А. [5], В. О. Бауман, І. І. Биховський [6] зосередились лише на дослідженні потужності приводів з інерційним збуренням.

Найбільш детальний розрахунок потужності привода вібраційних машин, на погляд авторів статті, описаний професором І. І. Назаренком в роботі [7]. Проте, ніхто з науковців не запропонував підходу до встановлення потужності вібраційних машин з інерційним приводом з врахуванням маси мотор-вібраторів.

Постановка проблеми. Для вібраційних машин з інерційним приводом, особливо низькочастотних, в яких маса мотора-вібратора може бути співмірною з масою робочого органа, неврахування маси привода під час встановлення споживаної потужності для приведення механічної коливальної системи в рух може призвести до того, що вібраційна машина буде не в стані забезпечувати передбачувані (розрахункові) технічні та технологічні параметри, оскільки масивний привод, що коливається разом з усією системою, забиратиме на своє власне приведення в рух значну частку енергії.

Формулювання мети досліджень.

Метою даної статті є обґрунтування аналітичних залежностей для встановлення потужності вібраційних машин з інерційним приводом з врахуванням маси моторів-вібраторів.

Задачі досліджень. Для досягнення сформульованої мети планується скласти та розв'язати системи рівнянь, що пов'язують між собою аналітичні вирази для встановлення потужностей, необхідних для приведення коливальних систем в рух, з урахуванням маси моторів-вібраторів. Розв'язком таких систем будуть аналітичні залежності, що однозначно встановлюють необхідну потужність привода та

його масу, що уже буде узгоджена з масами уніфікованих моторів-вібраторів, які випускаються фірмами виробниками.

Виклад основного матеріалу дослідження. Одномасова коливальна система. Розпочнемо з найпростішого випадку – одномасової коливальної системи (рис. 1). Вважаємо, що коливальна система може рухатись лише вздовж вертикальної осі x , для забезпечення чого достатньо використати два мотори-вібратори масою $m_{\text{віб}}$ кожен, що жорстко закріплені до робочого органа масою $m_{\text{рo}}$ і обертаються синхронно назустріч один одному з певною коловою частотою ω . Для того, щоб робочий орган встановити відносно фундаменту, забезпечивши йому можливість коливатись з певною амплітудою X , його закріплюють на пружних елементах жорсткістю $c = c_{\text{із}}$ (у вертикальному напрямку).

Зрозуміло, що робочий орган вібраційної машини може набувати форм сита, лотка, циліндричного чи тороподібного контейнера, чаші, тощо, що призначений для забезпечення певного технологічного процесу. Тому до нього умовно приєднується й маса завантаження через масу $m_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} m_{\text{зав}}$ – умовно приєднану частину $k_{\text{пр}} m_{\text{зав}}$ маси середовища завантаження $m_{\text{зав}}$ (де $k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, що відображає частку середовища завантаження, яке умовно приєдналось до робочого органа). Справді, під час коливань маса завантаження $m_{\text{зав}}$ не повністю “приєднується” до робочого органа. Коливальна система сприймає тільки деяку її частку.

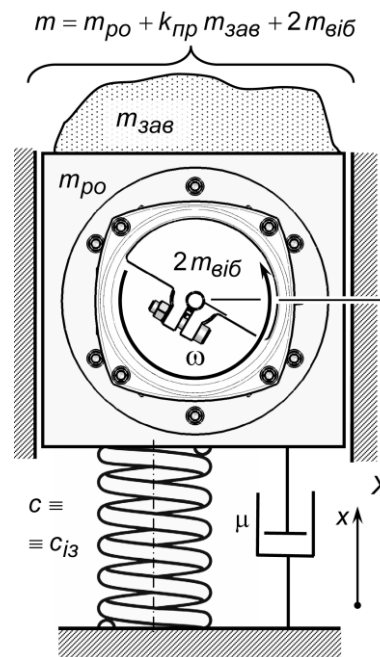


Рис. 1. Одномасова коливальна система



Отже, можна умовно виділити певну масу m , що здійснює коливальний рух як одне ціле. В неї входить сам робочий орган масою m_{po} , два мотори-вібратори масою m_{eib} кожен та умовно приєднана частина $k_{np} m_{zae}$ маси середовища завантаження m_{zae} . Тож

$$m = m_{po} + 2m_{eib} + k_{np} m_{zae}. \quad (1)$$

З [8, 9] відомо, що споживану приводом потужність для приведення одномасової коливальної системи з інерційним приводом в рух, можна встановити згідно залежності

$$N = \frac{\sqrt{6} m \omega^3 X^2}{4 \lambda \eta}, \quad (2)$$

де η – ККД привода; λ – коефіцієнт динамічності системи, який, знехтувавши коефіцієнтом в'язкого опору μ , має вигляд

$$\lambda = |m \omega^2 / (c - m \omega^2)| = |z^2 / (1 - z^2)|. \quad (3)$$

У виразі (3) параметр c – жорсткість віброізоляторів, що встановлюється згідно

$$c \equiv c_{i3} = m (\omega / z)^2, \quad (4)$$

а $z \equiv z_{i3} = 5 \dots 7$ – резонансне налагодження механічної коливальної системи.

У зв'язку з тим, що механічна коливальна система перебуває в далеко зарезонансній зоні, коли можна правомірно вважати, що $\lambda \approx 1$, вираз (2) набуває спрощеного вигляду

$$N = \sqrt{6} m \omega^3 X^2 / (4 \eta). \quad (5)$$

Використовуючи вираз (5) можна встановити споживану потужність привода. Для цього необхідно знати значення інерційного параметра m , в який входить маса моторів-вібраторів, що впливає на загальну масу коливальної системи m (див. вираз (1)). Тож, отримавши згідно розрахунків потужніший привод, який буде важчим передбачуваного, інженер-проектувальник зіштовхнеться із необхідністю коректувати масу мотора-вібратора і проводити розрахунок заново, або ж використовувати на практиці придбаний. Це призведе до того, що коливальна система не забезпечуватиме закладені під час розрахунків технологічні параметри.

Допустимо, нам необхідно підібрати інерційний привод для одномасового транспортера, маса робочого органа якого $m_{po} = 300 \text{ кг}$, що транспортує матеріал масою $m_{zae} = 150 \text{ кг}$. Коефіцієнт, що відображає частку середовища завантаження, яке умовно приєдналось до робочого органа, становить $k_{np} = 0.3$. Встановлено, що для забезпечення технологічного процесу достатньо забезпечити низькочастотні напрямлені коливання з амплітудою робочого органа $X = 3.3 \text{ мм}$, що забезпечуватимуться двома моторами-вібраторами, синхронна частота яких $n = 1000 \text{ об/хв}$ (робоча $n \approx 960 \text{ об/хв}$, а отже колова частота вимушених коливань $\omega \approx 100 \text{ рад/с}$). Нехай передбачувана нами маса одного мотора-вібратора становить

$m_{eib} = 100 \text{ кг}$, а ККД привода $\eta = 0.84$. Підставляючи в (5) параметри системи з врахуванням виразу (1), отримуємо

$$N = \frac{\sqrt{6} (m_{po} + 2m_{eib} + k_{np} \cdot m_{zae}) \omega^3 X^2}{4 \eta} =$$

$$= \frac{\sqrt{6} (300 + 2 \cdot 100 + 0.3 \cdot 150) \cdot 100^3 \cdot 0.005^2}{4 \cdot 0.84} =$$

$$\approx 4.4 \text{ кВт}. \quad (6)$$

Тобто виходить, один мотор-вібратор масою $m_{eib} = 100 \text{ кг}$ повинен мати потужність $\approx 2.2 \text{ кВт}$. Проте, якщо проаналізувати, для прикладу, каталог фірми Venanzetti Vibrazioni Milano [10], то мотор-вібратор потужністю 2.4 кВт має масу аж $m_{eib} = 201 \text{ кг}$. Тож приходить коректувати масу мотора-вібратора m_{eib} і проводити розрахунок заново.

Для полегшення оптимального пошуку моторів-вібраторів, користуючись продукцією фірми Venanzetti Vibrazioni Milano [10], встановимо співвідношення k маси мотора-вібратора m_{eib} до його потужності N . Це співвідношення складає

$$k = m_{eib} / N \approx 0.07 \text{ кг/Вт}. \quad (7)$$

У такому випадку, використовуючи залежності (1), (5) та (7) ми можемо скласти систему рівнянь, яка пов'язує між собою такі інерційні параметри коливальної системи з приводом та його потужність:

$$\begin{cases} N = \frac{\sqrt{6} (m_{po} + 2m_{eib} + k_{np} \cdot m_{zae}) \omega^3 X^2}{4 \eta}; \\ N = 2m_{eib} / k, \end{cases} \quad (8)$$

згідно якої маса одного мотора-вібратора

$$m_{eib} = \frac{\sqrt{6} \omega^3 X^2 k (m_{po} + k_{np} \cdot m_{zae})}{8 \eta - 2 \sqrt{6} \omega^3 X^2 \cdot k}, \quad (9)$$

а його потужність

$$N_1 = \frac{N}{2} = \frac{\sqrt{6} \omega^3 X^2 (m_{po} + k_{np} \cdot m_{zae})}{8 \eta - 2 \sqrt{6} \omega^3 X^2 k}. \quad (10)$$

Або ж, використовуючи другий вираз з (8),

$$N_1 = N / 2 = m_{eib} / k. \quad (11)$$

Тож, використовуючи параметри наведені вище, згідно (9) маса одного мотора-вібратора

$$m_{eib} = \frac{\sqrt{6} (300 + 0.3 \cdot 150) \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2}{8 \cdot 0.84 - 2 \sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2 \cdot 0.07} =$$

$$= 216 \text{ кг},$$

а використовуючи (11), його потужність

$$N_1 = N / 2 = m_{eib} / k = 216 / 0.07 = 3.09 \text{ кВт}.$$

Дійсно, з існуючого ряду типорозмірів можна вибрати тип мотора-вібратора VV62B/6 маса якого 216 кг потужністю 3.1 кВт .

Якщо під час складання системи (8) замість виразу (5) використати вираз (2), що



враховує коефіцієнт динамічності одномасової коливальної системи, а саме:

$$\left\{ \begin{aligned} N &= \frac{\sqrt{6} (m_{po} + 2m_{eib} + k_{np} \cdot m_{zav}) \omega^3 X^2}{4\eta z^2 / (z^2 - 1)}; \quad (12) \\ N &= 2m_{eib} / k, \end{aligned} \right.$$

то ми отримаємо більш точніший вираз для встановлення споживаної потужності приводом в одномасових коливальних системах. Так, маса одного мотора-вібратора становитиме

$$m_{eib} = \frac{\sqrt{6} \omega^3 X^2 k (m_{po} + k_{np} m_{zav}) (z^2 - 1)}{8\eta z^2 - 2\sqrt{6} \omega^3 X^2 k (z^2 - 1)}, \quad (13)$$

а його потужність встановлюватиметься згідно (11).

Допустимо, резонансне налагодження механічної коливальної системи $z = 5$. Підставляючи параметри в (13) отримуємо

$$m_{eib} = \frac{\left(\sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2 (300 + 0.3 \cdot 150) \times (5^2 - 1) \right)}{\left(8 \cdot 0.84 \cdot 5^2 - 2\sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2 \times 0.07 \cdot (5^2 - 1) \right)} = 197 \text{ кг},$$

а використовуючи (11), його потужність

$$N_1 = N/2 = m_{eib} / k = 197 / 0.07 = 2.8 \text{ кВт}.$$

Тож, використовуючи вирази (9) – (11) та (13), можна точно встановити необхідну потужність привода для приведення одномасової коливальної системи в рух та однозначно підібрати масу мотора-вібратора, що уже узгоджена з масами уніфікованих моторів-вібраторів, що випускаються фірмами виробниками.

Двомасова коливальна система. Двомасова коливальна система (рис. 2) дещо складніша ніж одномасова. У неї, окрім робочого органа масою m_{po} із частиною приєднаної маси середовища завантаження $k_{np} m_{zav}$, що утворюють першу (активну) коливальну масу m_1

$$m_1 = m_{po} + k_{np} m_{zav}, \quad (14)$$

введена ще одна (реактивна) коливальна маса m_p , до якої переважно кріпляться два мотори-вібратори. Тож інерційне значення другої маси m_2 визначатиметься так

$$m_2 = m_p + 2m_{eib}. \quad (15)$$

В двомасових коливальних системах з інерційним приводом достатньо, щоб силового збурення зазнавала лише одна з коливальних мас (переважно це неробоча реактивна маса m_p). Силоне збурення на активну масу передається через резонансні пружні вузли сумарною пружністю c_{12} . Завдяки їх застосуванню можна використовувати резонансні режими роботи, які є значно енергоефективнішими у

порівнянні з зарезонансними, що використовуються у одномасових системах.

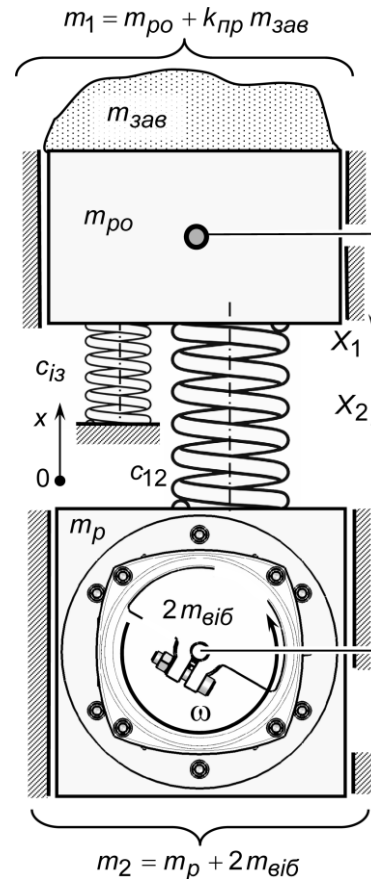


Рис. 2. Двомасова коливальна система

Коливальна система встановлюється на фундамент за допомогою «м'яких» пружних елементів (віброізоляторів) сумарною жорсткістю c_{i3} , що кріпляться переважно до активної маси m_1 , завдяки чому усувається передавання динамічних навантажень на фундамент.

Потужність привода для приведення в рух коливальної системи встановлюємо наступним чином. Поширюючи вираз (2) на двомасові коливальні системи, ми можемо записати

$$N = \frac{\omega^3 \sqrt{6}}{4\eta} \left(\frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{m_2 X_2^2}{\lambda_2} \right), \quad (16)$$

де X_1 та X_2 – амплітуди коливань відповідно мас m_1 та m_2 , причому

$$X_2 = X_1 (m_2 - z^2 (m_1 + m_2)) / m_2, \quad (17)$$

λ_1 та λ_2 – коефіцієнти динамічності відповідно мас m_1 та m_2 [9]. Якщо знехтувати коефіцієнтом в'язкого опору μ_{12} та жорсткістю віброізоляторів c_{i3} , вони визначаються [7, 9] відповідно як

$$\lambda_1 = \left| \frac{m_1 c_{12}}{(m_1 + m_2) (c_{12} - m_{ze} \omega^2)} \right|; \quad (18)$$



$$\lambda_2 = \left| \frac{m_2(c_{12} - m_1 \omega^2)}{(m_1 + m_2)(c_{12} - m_{3\epsilon} \omega^2)} \right|, \quad (19)$$

де $m_{3\epsilon}$ – зведена маса, яку встановлюємо як

$$m_{3\epsilon} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2), \quad (20)$$

c_{12} – коефіцієнт жорсткості резонансного пружного вузла, що визначається згідно

$$c_{12} = \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right) \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 = m_{3\epsilon} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (21)$$

$z = 0.94 \dots 0.97$ – резонансне налагодження механічної коливальної системи.

Тож, для двомасової коливальної системи, ідентично (8), використовуючи вирази (7), (14) та (16), можна скласти систему рівнянь

$$\left\{ \begin{aligned} N &= \frac{\omega^3 \sqrt{6}}{4 \eta} \left(\frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{(m_p + 2 m_{\epsilon i \delta}) X_2^2}{\lambda_2} \right); \\ N &= 2 m_{\epsilon i \delta} / k. \end{aligned} \right. \quad (22)$$

Розв'язуючи її з урахуванням виразів (17) – (21), маса одного мотора-вібратора

$$m_{\epsilon i \delta} = \frac{k \left(\begin{aligned} &\sqrt{6} \omega^3 X_1^2 k z^2 \times \\ &\times (m_1 + m_p)(1 - z^2) - 2 \eta m_p + \\ &+ 2 \sqrt{\begin{aligned} &\sqrt{6} \omega^3 X_1^2 k z^2 \eta \times \\ &\times (m_1^2 + m_1 m_p)(1 - z^2) + \\ &+ \eta^2 m_p^2 \end{aligned}} \end{aligned} \right)}{2 \sqrt{6} \omega^3 X_1^2 k^2 z^2 (z^2 - 1) + 8 \eta k}, \quad (23)$$

а його потужність встановлюється згідно (11). Припускаючи, що реактивна маса $m_p = 50 \text{ кг}$, а резонансне налагодження системи $z = 0.95$, використовуючи параметри наведені вище, згідно (23) маса одного мотора-вібратора

$$m_{\epsilon i \delta} = \frac{k \left(\begin{aligned} &\sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2 \cdot 0.07 \cdot 0.95^2 \times \\ &\times (345 + 50)(1 - 0.95^2) - 2 \cdot 0.84 \cdot 50 + \\ &+ 2 \sqrt{\begin{aligned} &\sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2 \cdot 0.07 \times \\ &\times 0.95^2 \cdot 0.84 \times \\ &\times (345^2 + 345 \cdot 50)(1 - 0.95^2) + \\ &+ 0.84^2 \cdot 50^2 \end{aligned}} \end{aligned} \right)}{\left(\begin{aligned} &2 \sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2 \cdot 0.07^2 \cdot 0.95^2 \times \\ &\times (0.95^2 - 1) + 8 \cdot 0.84 \cdot 0.07 \end{aligned} \right)} = 41.9 \text{ кг},$$

а використовуючи (11), його потужність

$$N_1 = N / 2 = m_{\epsilon i \delta} / k = 41.9 / 0.07 = 0.6 \text{ кВт}.$$

З існуючого ряду типорозмірів можна вибрати тип мотора-вібратора VV38B/6 маса якого 46 кг потужністю 0.64 кВт.

Тримасова коливальна система. Така коливальна система (рис. 3) складається з трьох незалежних коливальних мас: робочого органа, що разом з умовно приєднаною масою середовища завантаження утворює активну масу m_1 і встановлюється згідно (14); другої (проміжної), що не виконує ніякого технологічного призначення, і позначимо її символом m_2 ; та третьої реактивної, що разом з двома моторами-вібраторами утворює третю масу m_3 , що встановлюється згідно (15).

Активна маса m_1 , проміжна m_2 та реактивна m_3 , попарно з'єднаних між собою пружними вузлами з жорсткостями відповідно c_{12} та c_{23} . Відразу ж зазначимо, що розглядатимемо силове збурення від реактивної маси m_3 . Маса m_1 кінематично збурюється від руху маси m_2 . Кріплення коливальної системи до віброізоляторів жорсткістю c_{i3} здійснюватимемо через активну масу m_1 .

Параметри такої системи встановлюються згідно залежностей, наведених в [9]. Так, реактивна маса, яка розраховується

$$m_3 = \frac{m_2(1 - \varsigma)(m_1 + m_2)(1 - z^2)}{\varsigma [m_2(1 - z^2) + m_1]}, \quad (24)$$

де $z = 0.94 \dots 0.97$ – резонансне налагодження системи; ς – частка жорсткості, що встановлюється згідно з

$$\varsigma = \frac{m_1 \tilde{k}_\lambda}{m_2(1 - z^2) + m_1(1 + \tilde{k}_\lambda)}, \quad (25)$$

де $\tilde{k}_\lambda \in (1 \dots 10)$ – додаткове динамічне підсилення коливань (показник енергоефективності).

Амплітуди коливань мас m_2 та m_3 , визначені через амплітуду коливань робочого органа мають вигляд

$$X_2 = X_1 \frac{\left(\begin{aligned} &\varsigma \{ z^2 (m_1 + m_2 + m_3) - \\ &-(m_2 + m_3) \} + m_2 - z^2 (m_1 + m_2) \end{aligned} \right)}{m_2 - \varsigma (m_2 + m_3)}; \quad (26)$$

$$X_3 = X_1 \frac{\left(\begin{aligned} &m_3 \varsigma^2 [z^2 (m_1 + m_2 + m_3) - \\ &- m_2 - m_3] + \\ &+ \varsigma m_2 [z^2 (m_1 + m_2) + m_3] - \\ &- z^2 m_2 (m_1 + m_2) - \\ &- \varsigma m_2 z^4 (m_1 + m_2 + m_3) + \\ &+ m_2 z^4 (m_1 + m_2) \end{aligned} \right)}{\varsigma m_3 [m_2 - \varsigma (m_2 + m_3)]}. \quad (27)$$

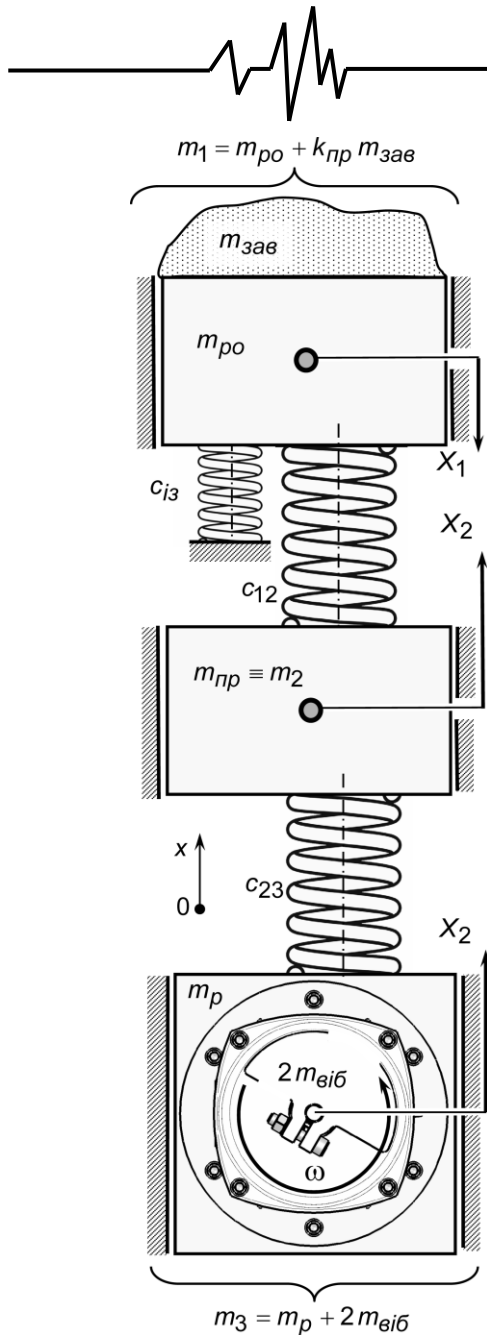


Рис. 3. Тримасова коливальна система

Жорсткості пружних вузлів встановлюються згідно

$$c_{12} = m_1 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \left(\frac{m_3 \zeta + m_2 (\zeta - 1)}{(\zeta - 1)(m_1 + m_2) + m_3 \zeta} \right); \quad (28)$$

$$c_{23} = m_3 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \zeta. \quad (29)$$

Коефіцієнти динамічності мас мають вигляд

$$\lambda_1 = \left| \frac{c_{12} c_{23} m_1}{\Delta} \right|; \quad \lambda_2 = \left| \frac{c_{23} (c_{12} - m_1 \omega^2) m_2}{\Delta} \right|;$$

$$\lambda_3 = \left(\frac{m_3 (c_{12} \omega^2 (m_1 + m_2) - c_{23} (c_{12} - m_1 \omega^2) - \omega^2 m_1 m_2)}{\Delta} \right); \quad (30)$$

де $\Delta = \omega^4 m_1 m_2 m_3 - \omega^2 [m_2 (m_1 c_{23} + m_3 c_{12}) +$

$$+ m_1 m_3 (c_{12} + c_{23})] + c_{12} c_{23} (m_1 + m_2 + m_3).$$

Поширюючи вираз (2) на тримасові коливальні системи, ми можемо записати

$$N = \left(\frac{\omega^3 \sqrt{6}}{4 \eta} \right) \left(\frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{m_2 X_2^2}{\lambda_2} + \frac{m_3 X_3^2}{\lambda_3} \right). \quad (31)$$

Для тримасової коливальної системи, ідентично (8) та (22), використовуючи вирази (7), (15) та (31), можна скласти систему рівнянь

$$\begin{cases} m_p = m_3 - 2 m_{еіб}; \\ N = \frac{\omega^3 \sqrt{6}}{4 \eta} \left(\frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{m_2 X_2^2}{\lambda_2} + \frac{(m_p + 2 m_{еіб}) X_3^2}{\lambda_3} \right); \\ N = 2 m_{еіб} / k. \end{cases} \quad (32)$$

Розв'язуючи систему (32) з урахуванням виразів (24), (26) – (30), маса одного мотора-вібратора в тримасовій коливальній системі встановлюється так:

$$m_{еіб} = \frac{\left(\sqrt{6} \omega^3 X_1^2 k m_1 \times \right. \\ \left. \times (2 m_1^2 + m_2^2 + 3 m_1 m_2) \times \right. \\ \left. \times (1 - \zeta)(1 - z^2) \right)}{8 \eta m_2 \zeta (m_2 (1 - z^2) + m_1)}. \quad (33)$$

Підберемо привод для тримасової коливальної системи у якій $m_1 = 100$ кг, $m_2 = 200$ кг, а решта параметрів ті ж, що згадані вище. Покладемо, що додаткове динамічне підсилення коливань $k_\lambda = 2$. Тоді частка жорсткості ζ згідно (25)

$$\zeta = \frac{100 \cdot 2}{200 \cdot (1 - 0.95^2) + 100 \cdot (1 + 2)} = 0.626.$$

Тож, підставляючи решту уже відомих параметрів в (33)

$$m_{еіб} = \frac{\left(\sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0033^2 \cdot 0.07 \cdot 100 \times \right. \\ \left. \times (2 \cdot 100^2 + 200^2 + 3 \cdot 100 \cdot 200) \times \right. \\ \left. \times (1 - 0.626) \cdot (1 - 0.95^2) \right)}{8 \cdot 0.84 \cdot 200 \cdot 0.626 \cdot (200 \cdot (1 - z^2) + 100)} = \\ = 8 \text{ кг},$$

отримуємо масу одного мотора-вібратора, а використовуючи (11), його потужність

$$\frac{N}{2} = \frac{m_{еіб}}{k} = \frac{8}{0.07} = 114 \text{ Вт}.$$

З існуючого ряду типорозмірів можна вибрати тип мотора-вібратора VV10B/6 маса якого 9.6 кг потужністю 115 Вт.

Висновки. Отже, отримані вище аналітичні залежності дозволяють доволі просто визначити потужність приводів в одно- (вирази (9) – (11) та (13)), дво- (вирази (11) та (23)) та



тримасових (вирази (11) та (33)) коливальних системах вібраційних машин з інерційним приводом. Так, використовуючи наведені в статті формули, можна точно встановити необхідну потужність привода для приведення коливальної системи в рух та однозначно підібрати масу мотора-вібратора, що уже узгоджена з масами уніфікованих моторів-вібраторів, що випускаються фірмами виробниками.

Список використаних джерел

1. Медвидь М.В. Автоматические ориентирующие грузочные устройства и механизмы / М.В. Медвидь. – М.: Mashgiz, 1963. – 299 с.
2. Гончаревич И.Ф. Электровибрационная транспортная техника / И.Ф. Гончаревич, Л.П. Стрельников. – М.: Гостехиздат, 1959. – 262 с.
3. Автоматические грузочные устройства вибрационного типа / А.Н. Рабинович, В.А. Яхимович, Б.Ю. Боечко. – К.: Техника, 1965. – 380 с.
4. Солоня О.В. Вібраційні млини з просторово-циркуляційним рухом завантаження для тонкого помелу сипучих матеріалів : монографія / О.В. Солоня. – Вінниця : РВВ ВДЛУ, 2008. – 133 с.
5. Полевода Ю.А. Перспективи застосування вібраційних ефектів в рідких технологічних системах харчових і переробних виробництв / Ю.А. Полевода // Зб. наук пр. Вінн. нац. аграр. ун-ту. Серія: Технічні науки. – 2015. – №1 (89). – Т. 1. – С. 124-130.
6. Бауман В.А. Вибрационные машины и процессы в строительстве: учеб. пособ. / В.А. Бауман, И.И. Быховский. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
7. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навч. посібн. / І.І. Назаренко. – К.: КУНБА, 2007 р. – 230 с.
8. Ланець О.С. Визначення потужності приводів вібраційних машин з силовим та кінематичним збуренням / О.С. Ланець, В.М. Боровець, І.А. Деревенько // Вібрації в техніці та технологіях. – 2018. – № 3 (90). – С. 53–61.
9. Ланець О. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа: навч. посіб. / О. Ланець. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 612 с.
10. Каталог продукції фірми Venanzetti Vibrazioni Milano [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.venanzettivibrazioni.com.

Список джерел у транслітерації

1. Medvid' M.V. (1963). *Avtomaticheskie orientiruyushchie zagruzochnye ustrojstva i*

mekhanizmy [Automatic orientation loading devices and mechanisms]. Moscow: Mashgiz [in Russian].

2. Goncharevich I.F., & Strel'nikov L.P. (1959). *Elektrovibracionnaya transportnaya tekhnika [Electro-vibration transport technology]*. Moscow: Gostekhizdat [in Russian].

3. Rabinovich A.N., Yahimovich V.A., & Boechko B.Yu. (1965). *Avtomaticheskie zagruzochnye ustrojstva vibracionnogo tipa [Automatic loading devices of vibration type]*. Kyiv: Tekhnika [in Ukrainian].

4. Solona, O.V. (2008) *Vibratsiini mlyny z prostорово-tsyrukulyatsiynym rukhom zavantazhennia dlia tonkoho pomelu sypuchykh materialiv [Vibrating mills with a space-circulation feed motion for fine grinding of materials]*. Vinnytsia: RVV VDLU [in Ukrainian].

5. Polievoda, Yu.A. (2015) *Perspektyvy zastosuvannia vibratsiinykh efektyv v ridkykh tekhnolohichnykh systemakh kharchovykh i pererobnykh vyrobnytstv [Prospects of vibration effect in liquid process systems food and processing industry]*. *Zb. nauk pr. Vinn. nats. ahrar. un-tu. Seriya: Tekhnichni nauky – Collection of scientific works of Vinnytsia National Agrarian University. Series: Engineering science*, 1 (89), Vols. 1, 124-130 [in Ukrainian].

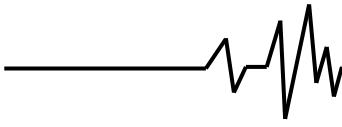
6. Bauman, V.A., & Byhovskij, I.I. (1977). *Vibracionnye mashyny i processy v stroitel'stve [Vibration machines and processes in construction]*. Moscow: Vysshaya shkola [in Russian].

7. Nazarenko, I.I. (2007). *Vibracijni mashini i procesi budivel'noi industrii [Vibrating machines and processes of the construction industry]*. Kyiv: KUNBA [in Ukrainian].

8. Lanets, O.S. & Borovets, V.M. & Derevenko, I.A. (2018). *Vyznachennia potuzhnosti pryvodiv vibratsiinykh mashyn z sylovym ta kinematychnym zburenniam [Determination of power of actuators of vibrating machines with power and kinematic perturbation]*. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh - Vibrations in engineering and technology*, 3(90), 53–61. [in Ukrainian].

9. Lanets, O. (2018). *Osnovy rozrakhunku ta konstruiuvannia vibratsiinykh mashyn. Knyha 1. Teoriia ta praktyka stvorennia vibratsiinykh mashyn z harmoniynym rukhom robochoho orhana [Basics of calculation and construction of vibration machines. Book 1. Theory and practice of creating vibration machines with harmonious movement of the working body]*. Lviv: Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniki [in Ukrainian].

10. Katalog produktii firmy Venanzetti Vibrazioni Milano [Product catalog of the company Venanzetti Vibrazioni Milano]. (n.d) www.venanzettivibrazioni.com. [in Italy].



ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ВЫБОРА МОТОРОВ-ВИБРАТОРОВ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Неотъемлемой составляющей в расчёте вибрационных машин является установление мощности привода, необходимой для приведения в движение колебательной системы с заданными характеристиками. Однако, на этом этапе часто возникают трудности. Инерционные характеристики привода прямо пропорционально влияют на потребляемую мощность. Поэтому при расчёте ее необходимо уже знать типоразмер привода, который еще неизвестен, поскольку он только устанавливается.

Этот вопрос особенно актуален для низкочастотных колебательных систем с инерционным приводом, в которых инерционные параметры привода соразмерны массам колебательных систем. В таких колебательных системах неучёт массы привода при установлении потребляемой мощности для приведения механической колебательной системы в движение может привести к тому, что вибрационная машина будет не в состоянии обеспечивать предполагаемые (расчётные) технические и технологические параметры, поскольку массивный привод, колеблется вместе со всей системой, будет забирать на свое собственное приведения в движение значительную долю энергии.

В статье как раз обосновываются аналитические зависимости для расчёта мощности вибрационных машин с инерционным приводом с учётом массы моторов-вibrаторов. Для этого решаются системы уравнений, связывающие между собой аналитические выражения для расчёта мощностей, необходимых для приведения колебательных систем в движение, с учетом массы моторов-вibrаторов. Решением таких систем является значение требуемой мощности привода (моторов-вibrаторов) и его масса, что уже есть согласованная с массами унифицированных моторов-вibrаторов, выпускаемых фирмами производителями.

Полученные аналитические зависимости позволяют довольно просто определить мощность приводов в одно-, двух- и тримассовых колебательных системах вибрационных машин с инерционным приводом. Используя полученные в статье формулы, можно точно установить необходимую мощность привода для приведения колебательной системы в движение и однозначно подобрать массу мотора-вibrатора.

Ключевые слова: вибрационная машина с инерционным приводом, механическая колебательная система, мощность моторов-вibrаторов.

SUBSTANTIATION OF RATIONAL SELECTION OF MOTOR-VIBRATORS VIBRATION MACHINES

An integral component in the calculation of vibration machines is the establishment of drive power necessary to set in motion an oscillating system with specified characteristics. However, difficulties often arise at this stage. The inertial characteristics of the drive directly affect the power consumption. Therefore, when calculating it, you must already know the size of the drive, which is still unknown, since it is only being installed.

This question is especially relevant for low-frequency oscillatory systems with an inertial drive, in which the inertial parameters of the drive are proportional to the masses of the oscillatory systems. In such oscillatory systems, ignoring the mass of the drive when setting the consumed power to set the mechanical oscillating system in motion can lead to the fact that the vibrating machine will not be able to provide the expected (calculated) technical and technological parameters, since the massive drive oscillates with the whole system, will take on its own propulsion a significant proportion of the energy.

The article justifies the analytical relationships for calculating the power of vibration machines with inertial drive, taking into account the mass of vibrator motors. For this, systems of equations are solved that interconnect analytical expressions for calculating the powers necessary to bring the oscillatory systems into motion, taking into account the mass of vibrator motors. The solution to such systems is the value of the required drive power (vibrator motors) and its mass, which is already consistent with the masses of unified vibrator motors produced by manufacturers.

The obtained analytical dependences make it quite easy to determine the power of the drives in one-, two- and trimass oscillation systems of vibration machines with an inertial drive. Using the formulas obtained in the article, it is possible to precisely establish the necessary drive power to set the oscillatory system in motion and uniquely select the mass of the vibrator motor.

Key words: vibration machine with inertial drive, mechanical oscillatory system, power of motor-vibrators.

**Відомості про авторів**

Ланець Олексій Степанович – доктор технічних наук, професор, директор Інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету "Львівська політехніка" (вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013, e-mail: iimt.nulp@gmail.com);

Боровець Володимир Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри механіки та автоматизації машинобудування Інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету "Львівська політехніка" (вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013, e-mail: volbor1@gmail.com);

Майструк Павло Володимирович – студент Інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету "Львівська політехніка" (вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013, e-mail: pmastruk@gmail.com)

Деревенько Ірина Анатоліївна – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: i.a.derevenko@gmail.com).

Ланець Алексей Степанович – доктор технических наук, профессор, директор Института инженерной механики и транспорта Национального университета "Львовская политехника" (ул. Ст. Бандеры, 12, г. Львов, Украина, 79013, e-mail: iimt.nulp@gmail.com);

Боровец Владимир Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры механики и автоматизации машиностроения Института инженерной механики и транспорта Национального университета "Львовская политехника" (ул. Ст. Бандеры, 12, г. Львов, Украина, 79013, e-mail: volbor1@gmail.com);

Майструк Павел Владимирович – студент Института инженерной механики и транспорта Национального университета "Львовская политехника" (ул. Ст. Бандеры, 12, г. Львов, Украина, 79013, e-mail: pmastruk@gmail.com)

Деревенько Ирина Анатольевна – кандидат технических наук, доцент кафедры общетехнических дисциплин и охраны труда Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, Украина, 21008, e-mail: i.a.derevenko@gmail.com).

Lanets Oleksii – Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Institute of Engineering Mechanics and Transport of the Lviv Polytechnic National University (St. Bandery St., Lviv, Ukraine, 79013, e-mail: iimt.nulp@gmail.com);

Borovets Volodymyr – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor of the Department of Mechanics and Automation of Mechanical Engineering at the Institute of Engineering Mechanics and Transport of the Lviv Polytechnic National University (St. Bandery St., Lviv, Ukraine, 79013, e-mail: volbor1@gmail.com);

Mastruk Pavlo – Student of the Institute of Engineering Mechanics and Transport of the Lviv Polytechnic National University (St. Bandery St., Lviv, Ukraine, 79013, e-mail: pmastruk@gmail.com);

Derevenko Iryna – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection, Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya St., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: i.a.derevenko@gmail.com).