

**Ланець О.С.**

д.т.н., професор

Боровець В.М.

к.т.н., доцент

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

к.т.н., старший викладач

**Вінницький національний
аграрний університет****Lanets O.S.****Borovets V.M.****Lviv Polytechnic National
University****Derevenko I. A.****Vinnitsia National Agrarian
University****УДК 621.867****ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ
ПРИВОДІВ ВІБРАЦІЙНИХ
МАШИН З СИЛОВИМ ТА
КІНЕМАТИЧНИМ ЗБУРЕННЯМ**

У статті аналітично встановлюються потужності приводів для забезпечення усталених коливань вібраційних машин різного типу збурення з простим та складним рухом робочого органа. Визначальним параметром, що характеризує затрати потужності, використано параметр критичного зсуву фаз між переміщенням та силою збурення. Даний підхід забезпечує встановлення потужності привода за умови максимального навантаження, закладаючи апріорі певний запас за енергозатратами. Запропоновано конкретні аналітичні залежності для встановлення потужності приводів одномасових вібраційних машин з кривошипно-шатунним та інерційним приводами. Отримані аналітичні залежності поширено на багатомасові системи.

Ключові слова: вібраційна машина, потужність, привод, коливальна система, параметр зсуву фаз.

Постановка проблеми. Потужність привода вібраційних машин необхідно встановлювати двома шляхами: за його здатністю вивести коливальну систему на номінальну частоту коливань (актуально для систем з інерційним та кривошипно-шатунним приводами) та за його здатністю забезпечувати номінальні амплітуди коливань системи в усталених режимах роботи.

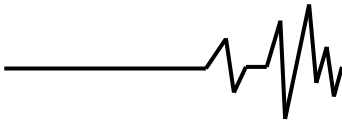
Перший шлях обумовлений тим, що якщо, для прикладу, аналізувати інерційний привод, вібраційну машину необхідно розглядати як складну електромеханічну систему, в якій не тільки привод впливає на рух коливальних мас, а і коливальна система коректує оберти дебаланса (ротора електродвигуна). Іноді у двигуна не вистачає потужності подолати опір, який створюється коливальною системою, і він виходить з ладу, оскільки його оберти «зависають» на низькочастотних неробочих режимах (ефект Зоммерфельда). Щоб цього не сталося, необхідно ретельно розраховувати потужність електродвигунів з огляду на динамічні процеси, які відбуваються в коливальній системі, враховуючи привод. Проте, це питання не є об'єктом досліджень даної статті.

Викладення даного матеріалу стосуватиметься лише синтезу аналітичних виразів, що встановлюють потужність приводів

різного типу для забезпечення усталених коливань вібраційної машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні існує багато праць, пов'язаних зі встановленням потужності приводів вібраційних машин. Так, професор Медвідь М.В. у своїх теоретичних та експериментальних дослідженнях [1] обмежився лише встановленням потужності електромагнітних приводів. Крім того, його розрахунки мають досить наближений характер. Це ж стосується і досліджень науковців І.Ф. Гончаревича та Л.П.Стрельнікова, викладених у роботі [2], та досліджень А.Н. Рабіновича, В.О. Яхимовича, Б.Ю. Боєчка [3], О.В. Солонюк [4], Ю.А.Полєводи [5] та ін. На відміну від уже згаданих науковців, автори В.О. Бауман, І.І. Биховський зосередились лише на дослідженні потужності приводів з інерційним збуренням [6]. До того ж, комплексного підходу до встановлення потужності приводів перерахованими авторами не було остаточно сформовано.

Найбільш детальне визначення потужності привода вібраційних машин, на погляд авторів статті, міститься у праці професора І.І. Назаренка [7]. Проте, на відміну від наведених в [7] матеріалів, автори статті спробують під час встановлення потужності



обмежитись лише одним параметром – критичним коефіцієнтом опору, для опису всіх втрат в системі.

Формулювання мети досліджень.

Пропонується, не ускладнюючи викладення врахуванням багатьох чинників, споживану потужність встановлювати через критичний коефіцієнт опору в системі, що переважно обумовлюється впливом середовища завантаження. Тобто в коливальній системі, в якій дуже висока дисипація, переміщення відставатиме від сили збурення на кут $\varphi \approx \pi/2$. Інакше кажучи, якщо кут зсуву фаз $\varphi \approx \pi/2$ – у системі висока дисипація. На практиці це яскраво проявляється під час роботи вібраційних машин із завантаженням. Справді, роботу над ним можна оцінити через коефіцієнт в'язкого опору $\mu_{\text{в'яз}}$. Це правомірно, оскільки дисипативні сили відбирають корисну енергію із системи.

Власне через параметр φ , як визначальний серед кількох, враховуватимемо середовище завантаження під час оцінювання споживаної потужності вібромашин. Використовуючи значення $\varphi_{\text{в'яз}} \approx \pi/2$, ми, апіорі, розглядатимемо найгірший випадок, за якого для приведення коливальної системи в рух необхідно затратити максимальну потужність. Зауважимо, що значення кута зсуву фаз $\pi/2$ застосовуватимемо для вібромашин, у яких реалізуються як

дорезонансні, так і далеко зарезонансні режими.

Виклад основного матеріалу дослідження. Щоб привод міг забезпечувати необхідну силу збурення для приведення в рух маси m , потрібно встановити мінімально необхідне значення потужності привода (потужності електродвигуна). Адже може бути так, що правильно встановивши, наприклад, параметр статичного момента для дебаланса, двигун не в стані буде його вивести на номінальну (робочу) частоту обертання, оскільки не вистачатиме потужності.

Потужність для лінійного переміщення – це добуток сили на швидкість. Під час коливального процесу ці параметри змінюються. Середнє значення необхідної потужності $N_{\bar{n}}$ (рис. 1) на збурення одномасової коливальної системи можна встановити через інтеграл

$$N_c = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot \dot{x}(t) dt, \quad (1)$$

де $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$ – закон зміни сили збурення;

$\dot{x}(t) = X \omega \cos(\omega t - \varphi)$ – закон зміни швидкості руху коливальної маси;

$T = 2\pi/\omega$ – період, на якому відбувається інтегрування.

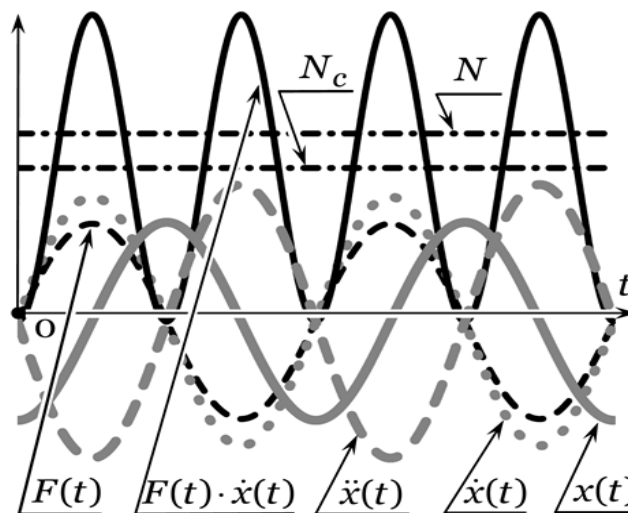


Рис. 1. Залежності кінематичних та силових параметрів системи під час коливального процесу

Дійсне значення потужності, за яким розраховуються витрати енергії

$$N = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [F(t) \cdot \dot{x}(t)]^2 dt}. \quad (2)$$

Розглянемо коливальні системи з електромагнітним, дебалансним та кривошипно-шатунним приводами.

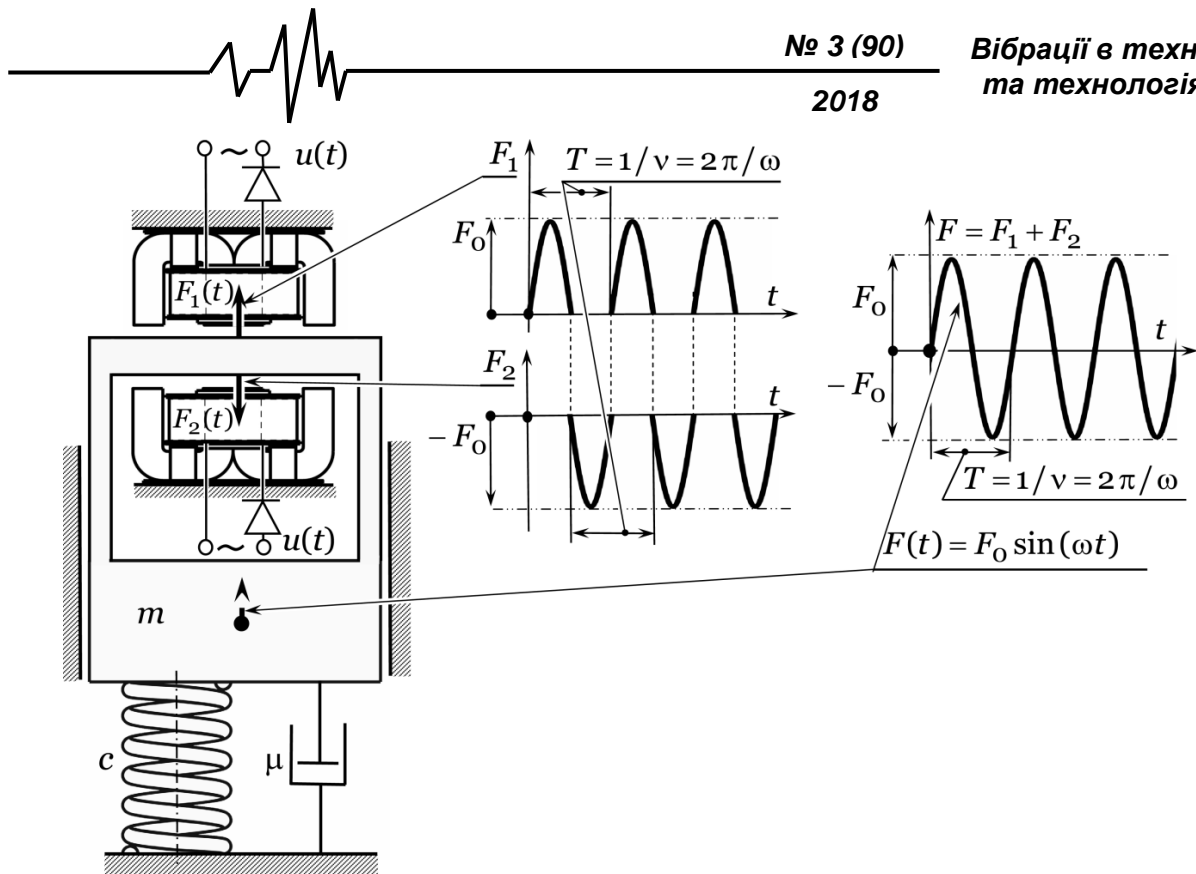


Рис. 2. Принцип приведення в рух маси m від двох електромагнітних вібробудувачів, що забезпечують гармонійний закон збурення

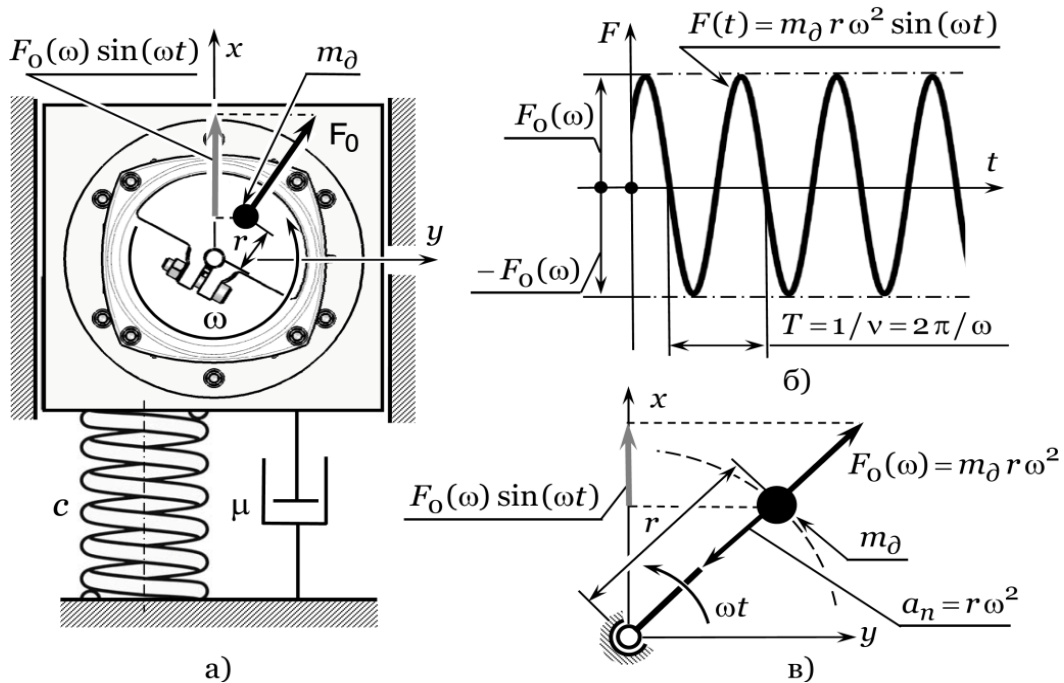


Рис. 3. Коливальна система з приводом від дебаланса, де:
 а) – її принципова схема; б) – відображення закону зміни сили збурення, в) – розподіл прискорення та інерційної сили, що діють на дебаланс

Отож, для схем на рис. 2, та рис. 3

$$N = \sqrt{\frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \left(X \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2} \sin(\omega t) \cdot X \omega \cos(\omega t - \zeta) \right)^2 dt}; \quad (3)$$

– для схеми на рис. 4



$$N = \sqrt{\frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left(X \sqrt{\left((c+c_1 - m\omega^2)^2 + \omega^2(\mu+\mu_1)^2 \right)} \sin(\omega t) \cdot X \omega \cos(\omega t - \varphi) \right)^2 dt} \quad (4)$$

Розглянемо випадок при критичному зсуві фаз $\varphi = \varphi_{\text{ед}} = \pi/2$, саме коли споживана потужність набуває максимального значення. Провівши інтегрування (3) та (4) на періоді $T = 2\pi/\omega$, вирази, що встановлюють мінімально необхідну дійсну потужність N приводу, враховуючи ККД приводу η , набудуть вигляду:

– для схем на рис.2 та на рис. 3

$$N = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X^2 \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2} \quad ; \quad (5)$$

– для схеми на рис. 4

$$N = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X^2 \sqrt{(m\omega^2 - (c+c_1))^2 + \omega^2(\mu+\mu_1)^2} \quad . \quad (6)$$

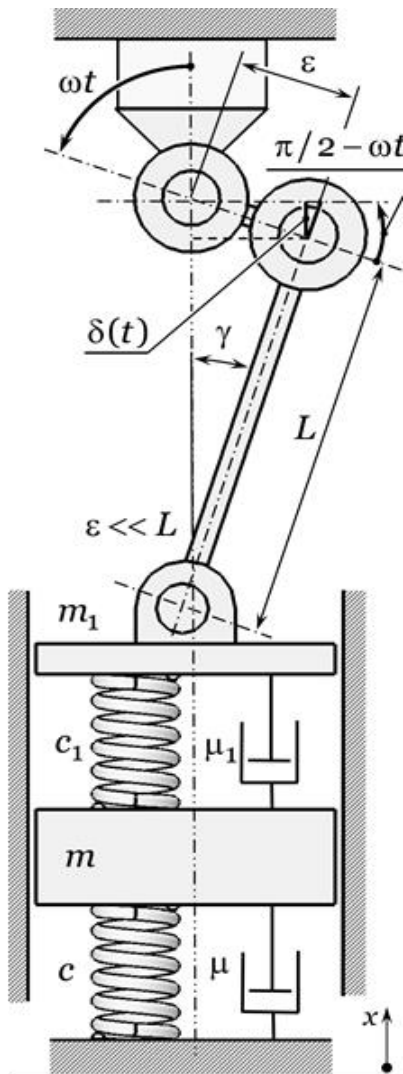


Рис. 4. Схема збурення від кривошипно-шатунного механізму

Як бачимо, вираз (5) є універсальним для одномасових систем з силовим збуренням. Для систем з кінематичним збуренням необхідно використовувати (6). Зауважимо, що вирази (5), (6) дійсні виключно для систем з напрямленим рухом робочого органа.

Коли відсутній зсув фаз між переміщенням та силою ($\varphi = 0$), перерахувавши згідно (1) та (2) – $N_c = 0$, а N зменшується в $\sqrt{3}$.

Вирази (5) та (6) можна записати і через коефіцієнт динамічності системи λ . Для схеми на рис. 2, використовуючи

$$\lambda = \frac{X}{X_{(\omega=0)}} = \frac{c}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - m\omega^2/c)^2 + (\mu\omega/c)^2}} \quad (7)$$

вираз (5) набуде вигляду

$$N = \frac{\sqrt{6}}{4\lambda\eta} \omega c X^2, \quad (8)$$

де λ – розраховується згідно (7).

Для схеми на рис. 3, використовуючи

$$\lambda = \frac{m\omega^2}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2}}, \quad (9)$$

вираз (5) набуде вигляду

$$N = \frac{\sqrt{6} m \omega^3 X^2}{4\lambda\eta}, \quad (10)$$

де λ – розраховується згідно (9).

Для схеми на рис. 4, використовуючи

$$\lambda = \frac{X}{X_{(\omega \rightarrow 0)}} = \frac{c+c_1}{c_1} \frac{\sqrt{c_1^2 + \mu_1^2 \omega^2}}{\sqrt{(c+c_1 - m\omega^2)^2 + \omega^2(\mu+\mu_1)^2}}, \quad (11)$$

вираз (6) набуде вигляду

$$N = \frac{\sqrt{6}}{4\eta\lambda} \omega X^2 \left(\frac{c+c_1}{c_1} \right) \sqrt{c_1^2 + \mu_1^2 \omega^2}, \quad (12)$$

де λ – розраховується згідно (11).

Побудуємо залежності коефіцієнтів динамічності λ коливальних систем з електромагнітним, дебалансним, кривошипно-шатунним механізмами та споживаної ними потужності N від частоти вимушених коливань ω .

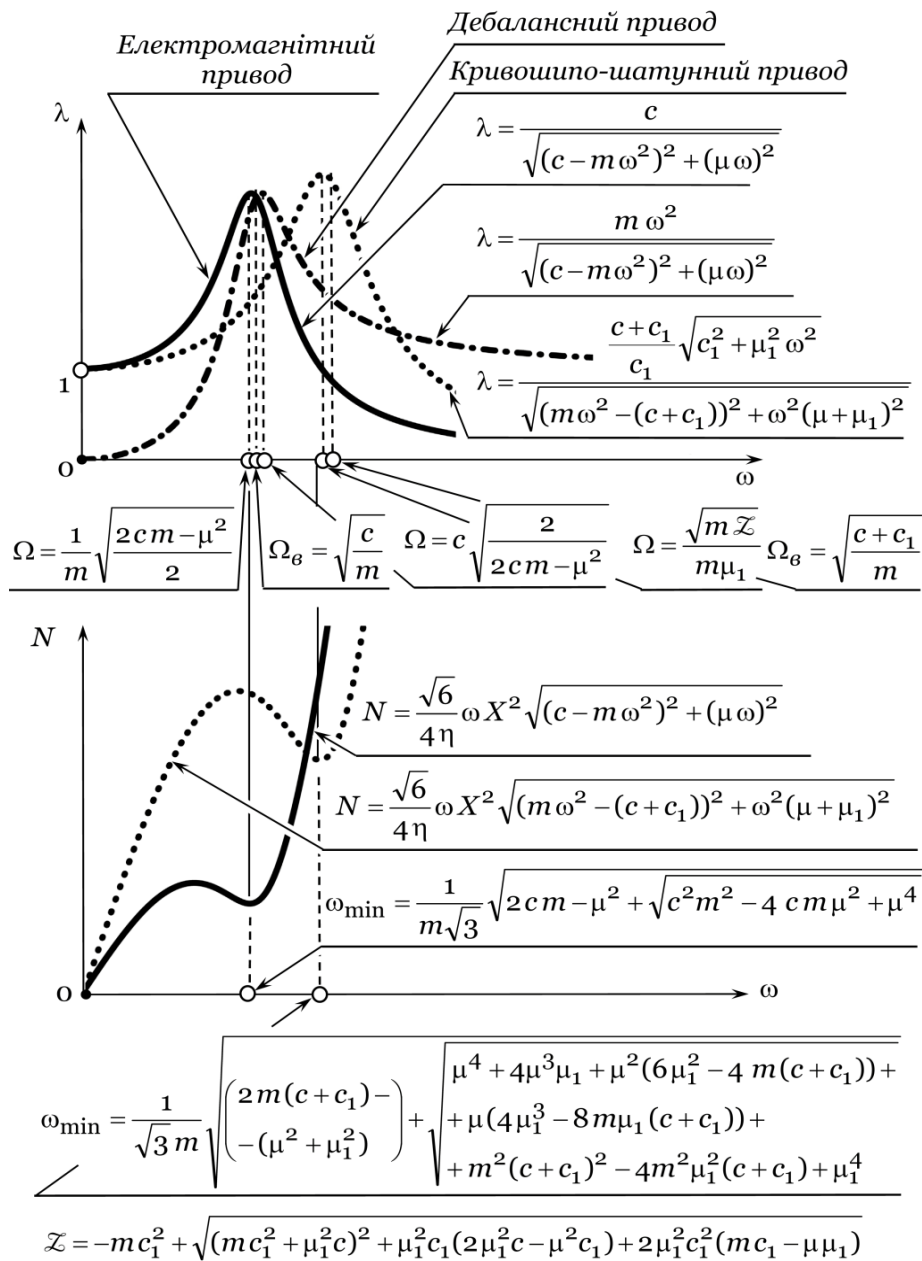


Рис. 5. Залежності коефіцієнтів динамічності λ коливальних систем та споживаної ними потужності N від частоти вимушених коливань ω

Залежності на рис. 5 для споживаної потужності побудовані з умови, що коливальна система розвиває однакову амплітуду коливань X на всій частотній області ω . Дослідивши

вирази (5) та (6) на екстремуми, частоти, на яких спостерігається мінімум споживаної енергії, відповідно визначаються як:

$$\omega_{\min} = \frac{1}{m\sqrt{3}} \sqrt{2cm - \mu^2 + \sqrt{c^2 m^2 - 4cm\mu^2 + \mu^4}}; \quad (13)$$

$$\omega_{\min} = \frac{1}{\sqrt{3}m} \sqrt{\left(\frac{2m(c + c_1) - (\mu^2 + \mu_1^2)}{2} \right) + \sqrt{\mu^4 + 4\mu^3\mu_1 + \mu^2(6\mu_1^2 - 4m(c + c_1)) + \mu(4\mu_1^3 - 8m\mu_1(c + c_1)) + m^2(c + c_1)^2 - 4m^2\mu_1^2(c + c_1) + \mu_1^4}}. \quad (14)$$



Зауважимо, що частоти на яких спостерігається мінімальне значення споживаної потужності не співпадають з власною частотою системи, а лежать в околі її (значення ω_{\min} дещо менше за відповідне Ω_a). Знехтувавши коефіцієнтами в'язкого опору, вирази (13) та (14) відповідно набудуть вигляду:

$$\Omega_g = \sqrt{c/m}; \quad (15)$$

$$\Omega_g = \sqrt{\frac{c+c_1}{m}}. \quad (16)$$

Якщо вважати, що маса m встановлена на віброізоляторах жорсткістю c , тобто на "м'яких" пружних елементах (схема притаманна коливальним системам з дебалансним та кривошипно-шатунним приводами зі збуренням в далеко зарезонансних режимах), то обґрунтовано можна знехтувати жорсткістю віброізоляторів, а коефіцієнт динамічності прийняти рівним $\lambda \approx 1$. Коефіцієнтами в'язкого опору також можна знехтувати, оскільки їх вплив уже врахований під час інтегрування, заклавши критичний зсув фаз $\mathcal{Z} = \mathcal{Z}_{ed} = \pi/2$ між переміщенням і силою. В такому випадку вирази (8) та (10) для схем на рис. 2 та рис. 3 набудуть спрощеного вигляду

$$N \approx \frac{\sqrt{6} m \omega^3 X^2}{4\eta}. \quad (17)$$

А вираз (12) для схеми на рис. 4

$$N \approx \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X^2 c_1. \quad (18)$$

Зауважимо, що вираз (18) встановлює дійсне значення потужності кривошипно-шатунного привода для коливальної системи з резонансним режимом роботи. Якщо жорсткість пружної системи між шатуном та масою m є малою ($c_1 \rightarrow 0$), то $N \rightarrow 0$. Це тому, що маса не коливатиметься, адже передача кінематичного збурення буде відсутня.

Систему з електромагнітним приводом до уваги не брали навіть не по причині того, що сила збурення передаватиметься на фундамент, а тому, що для приведення в рух такої системи необхідно розвивати велику тягову силу. Електромагнітний же привод має низьке співвідношення тягова сила – маса. Тому, щоб розвинути велику силу – необхідно використовувати практично співмірний з коливальною системою вібробуджувач, що не раціонально.

Розглянемо вібраційну машину об'ємної обробки, робочий орган якої у вигляді тороподібного контейнера здійснює складний рух (рис. 6, а), який в певний момент часу можна розкласти на два простих: зміщення контейнера в горизонтальній площині з амплітудою коливань X та його провертання з кутною амплітудою Φ навколо центра мас. Місцезнаходження цих рухів протікає по колу з частотою обертання ротора мотор-вібратора. Завдяки цьому середовище завантаження в контейнері рухається по колу за спіралеподібною траєкторією.

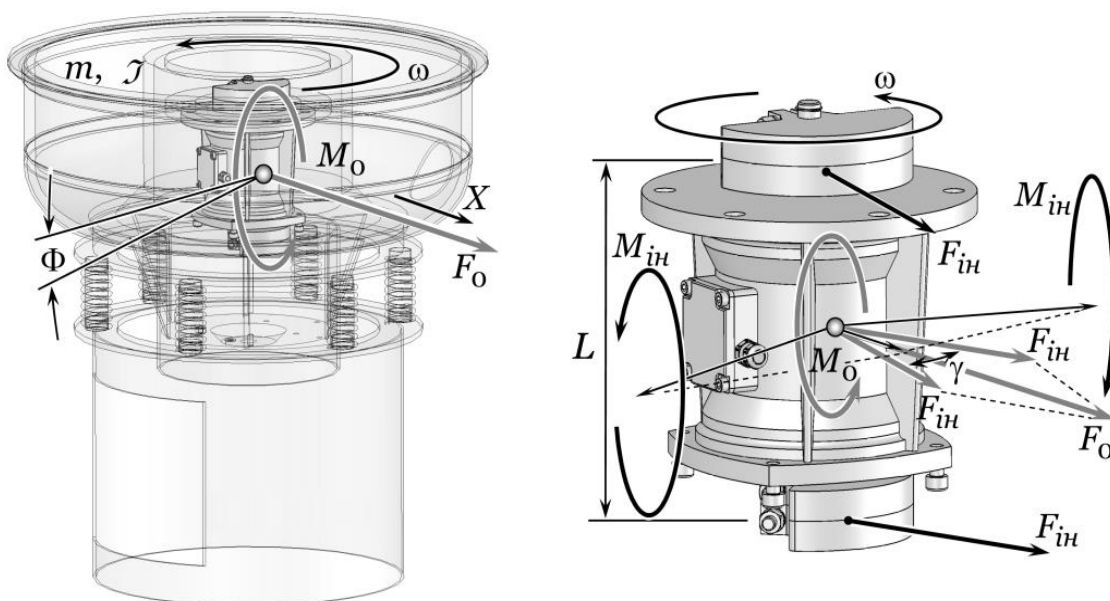


Рис. 6. Вібраційна машину об'ємної обробки з тороподібним робочим органом (а) та її мотор-вібратор (б)



Такий складний рух контейнера забезпечується завдяки використанню мотор-вібратора на двох кінцях ротора якого кріпляться дебаланси, що розвернуті один відносно другого на кут γ (рис. 6, б). За

рахунок цього мотор-вібратор генерує амплітудне значення F_0 сили збурення, що згідно теореми косинусів встановлюється наступним чином

$$F_0 = \sqrt{F_{in}^2 + F_{in}^2 + 2 F_{in} F_{in} \cos \gamma} = F_{in} \sqrt{2 + 2 \cos \gamma} \quad (19)$$

та амплітудне значення момента збурення \dot{I}_0

$$M_0 = \sqrt{M_{in}^2 + M_{in}^2 + 2 M_{in} M_{in} \cos(\pi - \gamma)} = M_{in} \sqrt{2 + 2 \cos(\pi - \gamma)}, \quad (20)$$

де

$$M_{in} = F_{in} L / 2, \quad (21)$$

а \dot{I}_{γ} та F_{γ} – інерційний момент та інерційна сила від обертання верхнього або нижнього дебалансів;

L – відстань між верхнім та нижнім дебалансами.

Так, якщо дебаланси розвернуті на $180^\circ - F_0 = 0$, а $\dot{I}_0 = \dot{I}_{0max} = 2\dot{I}_{\gamma}$ (робочий орган здійснюватиме лише кутові коливання); якщо дебаланси зведені ($\gamma = 0^\circ$) – $F_{0max} = 2F_{\gamma}$, а $\dot{I}_0 = 0$ (робочий орган здійснюватиме лише лінійні коливання по колу).

Розведення дебалансів на певний кут γ дозволяє сформуванню розрахункові значення F_0 та M_0 , що, власне, і приводять контейнер з лінійною амплітудою коливань X

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2}} \quad (22)$$

та кутовою Φ , вираз для якої має ідентичний (22) вигляд, а саме

$$\Phi = \frac{M_0}{\sqrt{(c_{kp} - I\omega^2)^2 + (\mu_{kp}\omega)^2}}, \quad (23)$$

де I – момент інерції контейнера відносно горизонтальної осі; $c_{\delta\delta}$ та $\mu_{\delta\delta}$ – коефіцієнт жорсткості та в'язкого опору віброізоляційних пружних елементів при крученні. Необхідний кут γ та інерційну силу F_{γ}

$$F_{in} = m_0 r \omega^2 \quad (24)$$

можна знайти розв'язавши сумісно вирази (19) – (21). Тоді матимемо:

$$F_{in} = \frac{1}{2L} \sqrt{F_0^2 L^2 + 4M_0^2}; \quad (25)$$

$$\gamma = \arccos\left(\frac{F_0^2 L^2 - 4M_0^2}{F_0^2 L^2 + 4M_0^2}\right), \quad (26)$$

причому, користуючись

$$F_{\gamma.m} = m X \omega^2, \quad (27)$$

враховуючи:

$$m_0 r \omega^2 = m X \omega^2; \quad (28)$$

$$F_0 = m X \omega^2, \quad (29)$$

а M_0 встановлюється ідентично до (29) з поправкою на кутові коливання

$$M_0 = I \Phi \omega^2. \quad (30)$$

Необхідну потужність приводу шукаємо розділивши рухи. Модуль сумарного вектора амплітуди коливань становить

$$X_{\Sigma} = \sqrt{X^2 + X^2} = \sqrt{2} X. \quad (31)$$

Підставивши (31) в (5), для коливальної системи, в якій реалізується коловий рух робочого органа, отримаємо

$$N = \frac{\sqrt{6}}{2\eta} \omega X^2 \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2}, \quad (32)$$

а вираз (10) набуде відповідного вигляду

$$N = \frac{\sqrt{6} m \omega^3 X^2}{2 \lambda \eta}. \quad (33)$$

За лінійним переміщенням в горизонтальній площині вираз для дійсного значення потужності матиме вигляд (32), (33).

За кутовим рухом ідентично (2) можна записати

$$N = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [M(t) \cdot \dot{\phi}(t)]^2 dt}, \quad (34)$$

де

$$M(t) = M_0 \sin(\omega t) \quad (35)$$

– закон зміни момента збурення, а

$$\dot{\phi}(t) = \Phi \cos(\omega t - \zeta) \quad (36)$$

– закон руху за кутовою координатою ϕ .

Підставивши (35) та (36) в (34) при $\zeta = \zeta_{\delta\delta} = \pi/2$, враховуючи, що рух відбувається по колу, а тому за аналогією з (31)

$$\Phi_{\Sigma} = \sqrt{\Phi^2 + \Phi^2} = \sqrt{2} \Phi, \quad (37)$$

отримаємо ідентичний до (32) вираз



$$N_{\dot{\epsilon}\delta} = \frac{\sqrt{6}}{2\eta} \omega \Phi^2 \sqrt{(c_{\dot{\epsilon}\delta} - I \omega^2)^2 + (\mu_{\dot{\epsilon}\delta} \omega)^2}, \quad (38)$$

а через коефіцієнт динамічності $\lambda_{\dot{\epsilon}\delta}$, ідентичний (33)

$$N_{\dot{\epsilon}\delta} = \frac{\sqrt{6} I \omega^3 \Phi^2}{2 \lambda_{\dot{\epsilon}\delta} \eta}, \quad (39)$$

де

$$N = \frac{\omega \sqrt{6}}{2\eta} \left(X^2 \sqrt{(c - m \omega^2)^2 + (\mu \omega)^2} + \Phi^2 \sqrt{(c_{кр} - I \omega^2)^2 + (\mu_{кр} \omega)^2} \right), \quad (41)$$

$$N = \frac{\sqrt{6} \omega^3}{2\eta} \left(\frac{m X^2}{\lambda} + \frac{I \Phi^2}{\lambda_{кр}} \right). \quad (42)$$

Допустивши, що для далекозарезонансної системи коефіцієнти динамічності $\lambda \approx \lambda_{\dot{\epsilon}\delta} \approx 1$, вираз (42) набуде вигляду

$$N = \frac{\sqrt{6} \omega^3}{2\eta} (m X^2 + I \Phi^2). \quad (43)$$

Висновки. Отже, отримані вище аналітичні залежності дозволяють доволі просто визначити потужність приводів різного типу для забезпечення усталених коливань вібраційної машини.

Список використаних джерел

1. Медвидь М.В. Автоматические ориентирующие грузочные устройства и механизмы / М.В. Медвидь. – М.: Машгиз, 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.

$$\lambda_{\dot{\epsilon}\delta} = \frac{I \omega^2}{\sqrt{(c_{\dot{\epsilon}\delta} - I \omega^2)^2 + (\mu_{\dot{\epsilon}\delta} \omega)^2}}. \quad (40)$$

Отже, мінімально необхідну потужність торової вібраційної машини визначаємо сумуючи потужності за двома незалежними рухами: лінійним та кутовим. Так, зводячи вирази (32) та (38), (33) та (39), відповідно отримуємо:

5. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навч. посібн. / І.І. Назаренко. – К.: КУНБА, 2007 р. – 230 с.

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., & Boecho 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 effektiv 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 bychessy v stroitel'stve [Vibration machines and processes in construction]*. Moscow: Vysshaya shkola [in Russian].
7. Nazarenko I.I. (2007). *Vibracijni mashyny i*



procesi budiveln'noi industrii [Vibrating machines and processes of the construction industry]. Kyiv: KUNBA [in Ukrainian].

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С СИЛОВЫМ И КИНЕМАТИЧЕСКИМ ВОЗМУЩЕНИЕМ

В статье аналитически устанавливаются мощности приводов для обеспечения устойчивых колебаний вибрационных машин различного типа возмущения с простым и сложным движением рабочего органа. Определяющим параметром, характеризующим затраты мощности, использовано параметр сдвига фаз между перемещением и силой возмущения. Данный подход обеспечивает установление мощности привода при максимальной нагрузке, закладывая априори определенный запас по энергозатратам. Предложены конкретные аналитические зависимости для установления мощности приводов одномассовых вибрационных машин с кривошипно-шатунным и инерционным приводами. Предложенные аналитические зависимости распространено

на многомассовые системы.

Ключевые слова: вибрационная машина, мощность, привод, колебательная система, параметр сдвига фаз.

DETERMINATION OF DRIVE POWER OF VIBRATING MACHINES WITH POWER AND KINEMATIC PERTURBATION

The article analytically establishes the power of drives to ensure stable vibrations of vibration machines of various types of disturbances with a simple and complex movement of the working element. The parameter of the phase shift between displacement and the perturbation force is used as the determining parameter characterizing the power costs. This approach ensures the power of the drive at maximum load, laying, a priori, a certain margin for energy costs. Specific analytical dependencies are proposed to establish the power of single-mass vibration machine drives with crank-conrod and inertial drives. The proposed analytical dependencies are extended to multimass systems.

Keywords: vibrating machine, power, drive, oscillatory system, phase shift parameter.

Відомості про авторів

Ланець Олексій Степанович – доктор технічних наук, 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: iimt.nulp@gmail.com);

Деревенько Ірина Анатоліївна – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри загально технічних 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, 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: iimt.nulp@gmail.com);

Деревенько Ирина Анатольевна – кандидат технических наук, старший преподаватель 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, 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, Associate 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: iimt.nulp@gmail.com);

Derevenko Iryna – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer 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).