

Фалько О. Л., к.т.н., доцент (Рівненський технічний фаховий коледж Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне, o.l.falko@nuwm.edu.ua)

СПРОЩЕНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ ОДНОМАСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ

На хімічних, харчових виробництвах та в багатьох інших галузях широко використовуються легкі одномасні вібраційні машини: невеликі віброконвеєри, вібробункери, дозатори, тощо. Для інженерних розрахунків при проєктуванні нового обладнання у статті запропоновано спрощену методику розрахунку необхідної потужності приводу легких одномасних коливних систем у машинах вібраційного руху, що використовуються у різних галузях. Потужність пропонується визначати як добуток усереднених за період коливань робочого органа вібромашини значень сили і швидкості.

***Ключові слова:* вібромашина; вібратор; вібропривод.**

Стан проблеми. В хімічній, харчовій та інших галузях у великій кількості використовуються легкі одномасні вібраційні машини: вібраційні сита, грохоти, різноманітні сепаратори і гранулятори, дозатори, класифікатори, калібрувальні машини, подрібнювачі, невеликі за довжиною конвеєри. Визначення необхідної потужності приводів цих машин у процесі розробки виконується за відповідними методиками [1; 2].

При використанні методики [1] для легких одномасних вібраційних машин одержимо занижені результати, а саме: розрахункова потужність приводу може знаходитись у межах декількох десятків одиниць (Вт).

Розрахунок потужності приводу за формулами (46, 47, 48) літературного джерела [2] здатний виконати фахівець достатньо високої кваліфікації і тільки після повного розрахунку і розробки конструкції вібромашини, що потребує значних витрат часу кваліфікованого спеціаліста.

Актуальність. Для інженерних розрахунків при проєктуванні нового обладнання у статті запропоновано спрощену методику розрахунку необхідної потужності приводу легких одномасних коливних систем у машинах вібраційного руху, що використовуються

у різних галузях.

Метою досліджень є обґрунтування нової спрощеної методики розрахунку необхідної потужності приводу легких одномасних вібраційних машин, які використовуються (а також проєктуються) у хімічній, харчовій та інших галузях у великій кількості.

Для легких одномасних вібраційних машин із приводом від вібраторів спрямованої дії, за умови повної вивішеності коливної системи, що забезпечує її нейтральне положення, необхідну силу, яка змушує до заданого коливного руху систему, у будь-який момент часу t визначимо з виразу:

$$F_B = A\omega^2 m_k \sin \omega t, \quad (1)$$

де A (м) і ω (рад/с) – амплітуда і кутова частота коливань робочого органа;

m_k – коливна маса, кг.

Якщо маса матеріалу у робочому органі m значна, то її треба врахувати у складі коливної масі. Для коливної маси введемо наступну формулу:

$$m_k = m_{po} + \varepsilon m, \quad (2)$$

де m_{po} – маса робочого органа з доданою третиною маси пружних елементів, на яких вивішено робочий орган вібростанини, кг.

В залежності від конструкції вібростанини до m_{po} може бути додана маса якоря вібратора або двигуна з дебалансом. Тобто m_{po} – це коливна маса вібростанини без маси матеріалу, який оброблюється чи транспортується на робочому органі (або в робочому органі).

m – маса матеріалу, який транспортується чи оброблюється у робочому органі (або на робочому органі), кг;

ε – коефіцієнт, що враховує час знаходження продукту на робочому органі при коливальному процесі – відношення часу етапу ковзання (або часу знаходження у контактi з робочим органом) до сумарного часу етапів польоту і ковзання.

Вважаємо, що режим вібропереміщення має етапи польоту і ковзання. Якщо прийняти момент падіння матеріалу на коливну поверхню як t_n , а момент початку польоту від коливної поверхні t_0 (рахуючи від початку періоду коливань), то $t_n - t_0$ – час польоту, а

$2\pi/\omega + t_0 - t_n$ – час ковзання (рахуючи час періоду коливань: $2\pi/\omega$). Звідки знайдемо:

$$\varepsilon = \frac{2\pi / \omega + t_0 - t_n}{2\pi / \omega} = \frac{2\pi + \varphi_0 - \varphi_n}{2\pi}, \quad (3)$$

де $\varphi_0 = \omega t_0 = \arcsin\left[\frac{g}{A\omega^2}\right]$ – фазовий кут відриву від коливної поверхні і початку польоту згідно з джерелом [3] (розглядається загальний випадок: вертикальні коливання горизонтальної поверхні), g – прискорення вільного падіння;

$\varphi_n = \omega t_n$ – фазовий кут падіння на коливну поверхню після етапу польоту.

Формула (3) дійсна тільки для випадку, коли етап польоту і етап ковзання матеріалу, який транспортується чи оброблюється, не перебільшують часу одного періоду коливань.

Для випадку, коли етап польоту продукту здійснюється протягом декількох періодів коливань, коефіцієнт ε , що враховує час знаходження продукту у контакті з робочим органом, можна визначити за наступною формулою:

$$\varepsilon = \frac{2\pi n + \varphi_0 - \varphi_n}{2\pi}, \quad (4)$$

де n – кількість повних періодів коливань, протягом яких здійснюються обидва періоди вібропереміщення. З логічних міркувань необхідно значення $t_n/2\pi$ округлити у бік збільшення до цілого значення, яке і буде дорівнювати n .

Для спрощених обчислень можна прийняти $\varepsilon \approx 0,5$, оскільки в більшості режимів вібропереміщення час етапу ковзання чи знаходження на робочому органі приблизно дорівнює часу етапу польоту [3].

Швидкість руху коливної поверхні робочого органа у будь-який момент часу t складе:

$$\dot{V}_K = A\omega \cos \omega t. \quad (5)$$

Згідно із законами механіки необхідну для руху маси потужність можна визначити як добуток сили і швидкості руху, тобто без урахування енергетичних втрат, у будь-який момент часу t , з урахуванням (1) і (5), потужність складе:

$$N = F_B * \dot{V}_K = A\omega^2 m_k \sin \omega t * A\omega \cos \omega t. \quad (6)$$

Рационально необхідну потужність привода знаходити по

усередненим за період коливань значенням сили F_B і швидкості руху робочого органа V_K . Це обумовлено тим, що коливна система подібно до маховика має властивість накопичувати та віддавати механічну енергію, при постійних переходах з кінетичної у потенціальну та навпаки при коливному русі.

У найбільш поширеному випадку відповідно до формул (1) і (5) значення сили і швидкості за період коливань змінюються по синусоїдальному і косинусоїдальному законам. У кожному періоді коливань значення цих величин двічі мають значення максимуму і мінімуму. Тому усереднені значення цих величин раціонально знайти за першу чверть періоду коливань робочого органа при $\omega t = 0 \dots \pi/2$, що, з огляду на властивості графіків цих функцій, рівнозначно всьому періоду коливань $\omega t = 0 \dots 2\pi$. Таким чином, для визначення усереднених за період коливань значень сили і швидкості необхідно знайти площу, яку описують рівняння (1) і (5) на ділянці, що відповідає фазовому куту $\omega t = 0 \dots \pi/2$, і розділити її на величину зміни фазового кута в даній чверті періоду ($0 \dots \pi/2$). Водночас вираз для визначення усередненого значення сили набуде вигляду:

$$\bar{F}_{B\langle 0; \frac{\pi}{2} \rangle} = A\omega^2 m_k * \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \varphi d\varphi}{\frac{\pi}{2} - 0} = 0,64 A\omega^2 m_k . \quad (7)$$

Відповідно вираз для визначення усередненої швидкості руху коливної маси має вигляд:

$$\bar{V}_{K\langle 0; \frac{\pi}{2} \rangle} = A\omega * \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi d\varphi}{\frac{\pi}{2} - 0} = 0,64 A\omega . \quad (8)$$

Тоді значення необхідної потужності визначимо по усередненим за період коливань робочого органа значенням швидкості коливної маси і сили. Після підстановки виразів (7) і (8) у формулу (6), з урахування того, що при гармонійних коливаннях усереднені значення синусоїди і косинусоїди рівні між собою, одержимо:

$$N = 0,41 A^2 \omega^3 m_k . \quad (9)$$

Формула (9), у застосуванні для конкретного типу віброприводу, набуде вигляду:

$$N = 0,41 A^2 \omega^3 m_k \eta^{-1} , \quad (10)$$

де η – коефіцієнт корисної дії, який враховує втрати потужності в

передавальному механізмі віброприводу (наприклад, для приводу з ексцентриком $\eta \approx 0,8$, для електромагнітного вібратора $\eta \approx 0,9$).

Для кожної окремої вібраційної технологічної машини m_k , практично, величина постійна. Тому поділивши вираз (10) на m_k одержимо питому потужність приводу:

$$N_{\text{пит}} = \frac{N}{m_k} = 0,41 A^2 \omega^3 \eta^{-1}. \quad (11)$$

Таким чином, питома потужність приводу одномасної вібраційної машини пропорційна квадрату амплітуди і кубу кутової частоти коливань робочого органа.

З метою зниження споживання енергії доцільно дослідити залежність $N_{\text{пит}}$ від частоти й амплітуди коливань робочого органа при постійній інтенсивності коливань $I = A * \omega^2 = \text{const}$.

У табл. 1 і 2 представлені значення питомої потужності приводу вібромашини, обчислені в залежності від частоти й амплітуди коливань коливної маси при фіксованих значеннях інтенсивності коливань: 10g, 11g, 12g, 13g (g – гравітаційне прискорення).

Таблиця 1

Питома потужність приводу вібраційної машини в залежності від частоти коливань робочого органа

| V, Гц | 20 | 22,5 | 25 | 27,5 | 30 | 32,5 | |
|---------------------------------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| ω, c^{-1} | 125,66 | 141,37 | 157,07 | 172,78 | 188,49 | 204,2 | |
| A, м | l=10g | 0,006213 | 0,004909 | 0,003976 | 0,003286 | 0,002761 | 0,002353 |
| | l=11g | 0,006834 | 0,005399 | 0,004374 | 0,003614 | 0,003037 | 0,002588 |
| | l=12g | 0,007455 | 0,00589 | 0,004772 | 0,003943 | 0,003313 | 0,002823 |
| | l=13g | 0,008076 | 0,006381 | 0,005169 | 0,004272 | 0,00359 | 0,003058 |
| $N_{\text{пит}}, \text{кВт/кг}$ | l=10g | 0,0388 | 0,0345 | 0,031 | 0,0282 | 0,0259 | 0,0239 |
| | l=11g | 0,0469 | 0,0417 | 0,0376 | 0,0341 | 0,0313 | 0,0289 |
| | l=12g | 0,0559 | 0,0497 | 0,0447 | 0,0406 | 0,0372 | 0,0346 |
| | l=13g | 0,0656 | 0,0583 | 0,0524 | 0,0477 | 0,0437 | 0,0403 |

Таблиця 2

Питома потужність приводу вібраційної машини в залежності від амплітуди коливань робочого органа

| A, м | 0,002 | 0,003 | 0,004 | 0,005 | 0,006 | 0,007 |
|---------------------------------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|
| ω, c^{-1} | l=10g | 221,472 | 180,831 | 156,605 | 140,071 | 127,867 |
| | l=11g | 232,282 | 189,658 | 164,248 | 146,908 | 134,108 |
| | l=12g | 242,611 | 198,091 | 171,552 | 153,441 | 140,071 |
| | l=13g | 252,517 | 206,179 | 178,557 | 159,706 | 145,791 |
| $N_{\text{пит}}, \text{кВт/кг}$ | l=10g | 0,022 | 0,0269 | 0,0311 | 0,0348 | 0,0381 |
| | l=11g | 0,0254 | 0,0311 | 0,0359 | 0,0402 | 0,0439 |
| | l=12g | 0,0289 | 0,0354 | 0,0409 | 0,0458 | 0,0501 |
| | l=13g | 0,0326 | 0,0399 | 0,0461 | 0,0516 | 0,0565 |

Графічні залежності питомої потужності привода вібромашини від частоти та амплітуди коливань представлені на рисунках 1 і 2.

$N_{\text{пит}}$, кВт/кг

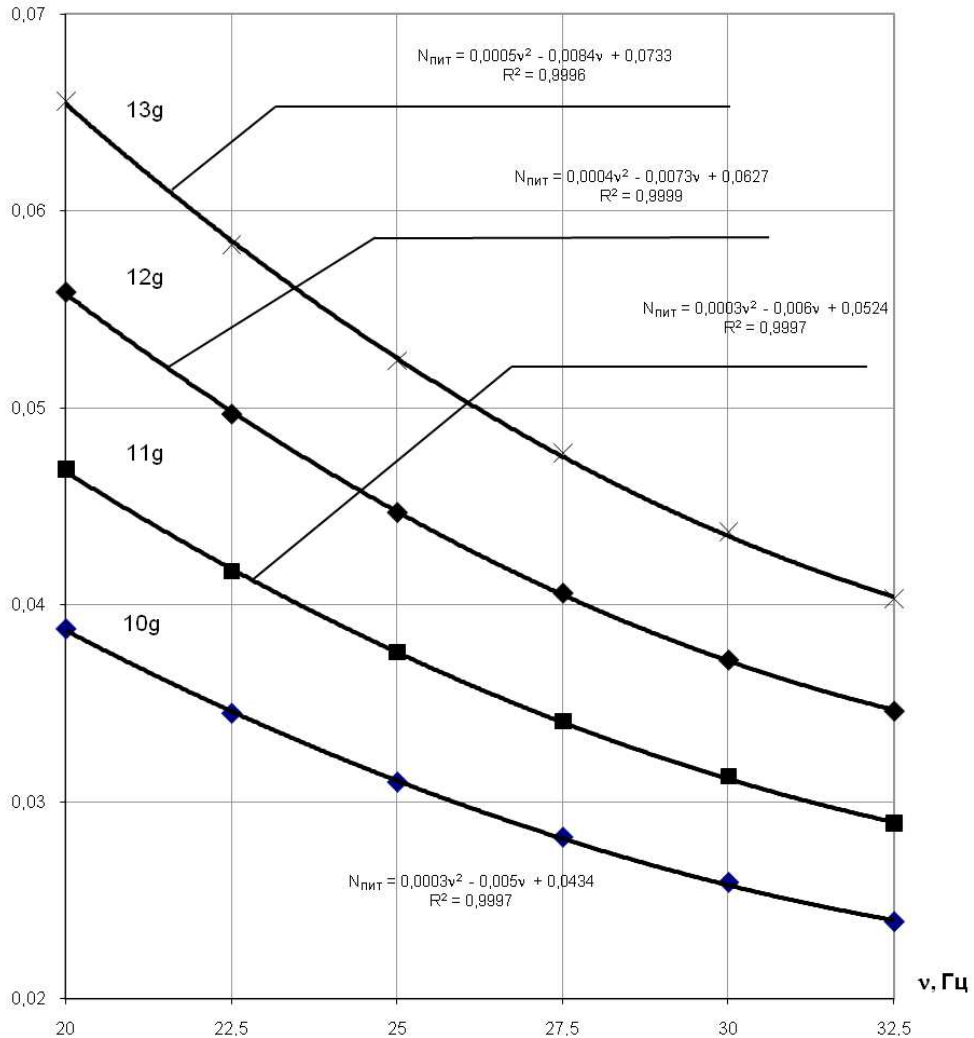


Рис. 1. Питомі потужності привода вібраційної машини в залежності від частоти коливань робочого органа

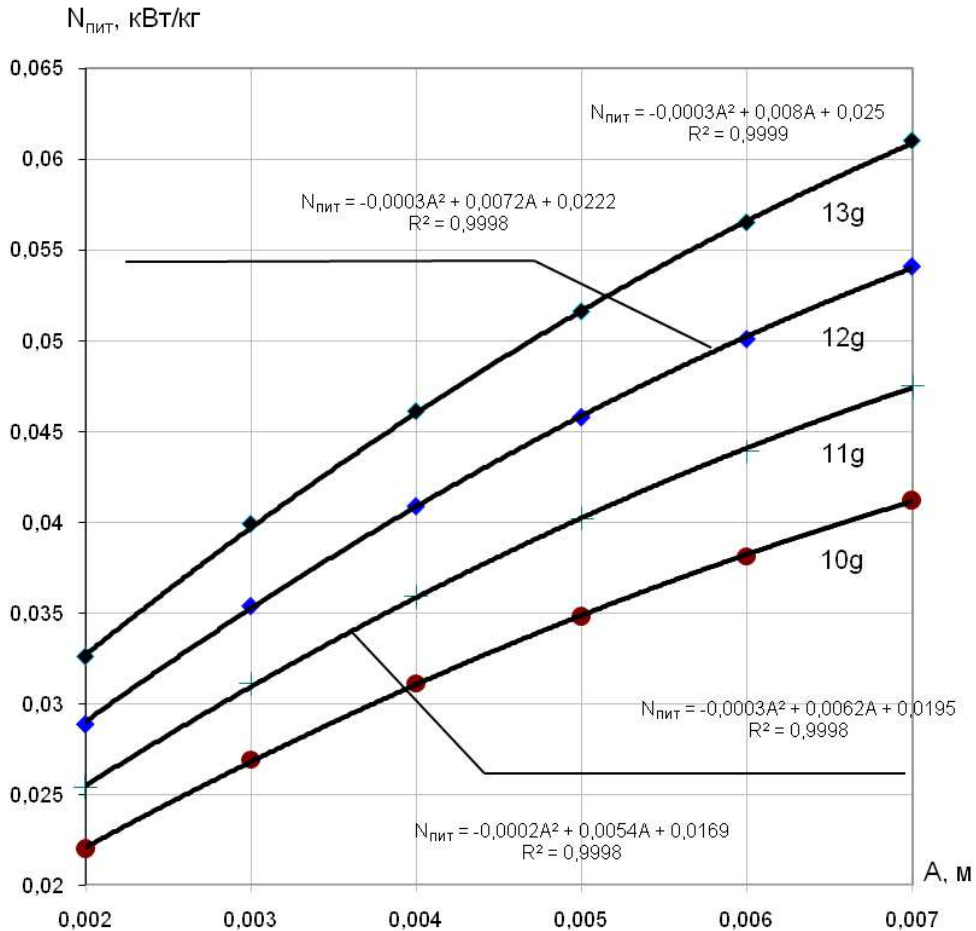


Рис. 2. Питома потужність приводу вібраційної машини в залежності від амплітуди коливань робочого органа

Аналіз залежностей, поданих на рис. 1 і рис. 2, показав, що при постійній інтенсивності коливань робочого органа споживана потужність одномасної вібрмашини зі збільшенням амплітуди зростає, а зі збільшенням частоти знижується по кривих, що описуються поліномами другого ступеня. Базуючись на цих розрахунках, при технологічній можливості, треба приймати кінематичні параметри коливань робочого органа для вібрмашин даного типу, які відповідатимуть найкращим показникам енергозбереження.

Висновки

Запропоновано спрощену методику розрахунку потужності віброприводу для легких одномасних коливних систем. Теоретичні розрахунки відповідають практичним даним, що підтверджує

придатність пропонованої методики для використання в інженерних розрахунках. Обґрунтовано розрахунок питомої потужності для одномасних вібромашин різного типу, за яким можна призначати режими коливань робочого органа, які відповідатимуть найкращим показникам енергозбереження.

Перспективи подальших досліджень у цьому напрямі полягають у детальній розробці пропонованої методики шляхом практичного визначення коефіцієнтів, що враховують енергетичні втрати для різних типів приводів і різних режимів вібропереміщення продукту. Для перевірки теоретичних розробок необхідно провести якісні експериментальні дослідження.

1. Спиваковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М. : Машиностроение, 1972. С. 114–117. 2. Бауман В. А., Быховский И. И., Гольдштейн Б. Г. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. М. : Машиностроение, 1970. С. 395–403. 3. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. М. : Наука, 1964. 412 с.

REFERENCES:

1. Spivakovskiy A. O., Honcharevych Y. F. Vybratsyonnye konveiry, pytately y vspomohatelnye ustroystva. M. : Mashynostroenye, 1972. S. 114–117. 2. Bauman V. A., Bykhovskiy Y. Y., Holdshtein B. H. Vybratsyonnye mashyny v stroytelstve y proyzvodstve stroytelnykh materyalov. M. : Mashynostroenye, 1970. S. 395–403. 3. Blekhman Y. Y., Dzhanelydze H. Yu. Vybratsyonnoe peremeshchenye. M. : Nauka, 1964. 412 s.

Falko O. L., Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor
(Technical College of the National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, o.l.falko@nuwm.edu.ua)

SIMPLIFIED POWER CALCULATION METHOD DRIVE OF ONE MASS VIBRATING MACHINE

Light single-mass vibrating machines are widely used in chemical and food industries and in many other industries: small vibrating conveyors, vibrating hoppers, dispensers, etc. When designing new equipment for engineering calculations to determine the required drive power of the vibratory machine, methods are used that require the work of a sufficiently highly qualified specialist. Therefore, a modern scientific task is to create a simplified method for

480

calculating the required drive power of light single-mass vibrating machines that are used in various industries. In this article, the author offers the following simplified method of calculating power for one-mass vibrating machines. It is proposed to define the power as the product of the driving force and the speed of movement of the working body. Since the movement of the working body is oscillating, the values of the necessary force and speed averaged over the period of oscillations of the working body of the vibrating machine are taken. This is due to the fact that the oscillating system, like a flywheel, has the property of accumulating and releasing mechanical energy, during constant transitions from kinetic to potential and vice versa during oscillating motion.

In the most common case, according to known formulas, the values of force and speed during the oscillation period change according to sinusoidal and cosinusoidal laws. In each period of oscillations, the values of these quantities have twice the maximum and minimum values. Therefore, it is rational to find the averaged values of these values for the first quarter of the period of oscillations of the working body at $\omega t = 0 \dots \pi/2$, which, given the properties of the graphs of these functions, is equivalent to the entire period of oscillations $\omega t = 0 \dots 2\pi$. Thus, in order to determine the values of force and speed averaged over the period of oscillations, it is necessary to find the area described by the equations of these quantities in the area corresponding to the phase angle $\omega t = 0 \dots \pi/2$, and then divide it by the amount of change in the phase angle in this quarter of the period ($0 \dots \pi/2$). Determination of the values of force and speed averaged over the period of oscillation occurs by integration according to known formulas for determining force and speed during oscillatory motion.

After multiplying the obtained values of force and speed, the formula for the power of the vibrating machine was obtained. Next, the power formula was divided by the oscillating mass of the vibrating machine and the formula for determining the specific power of the vibrating machine was obtained. The next step is to take into account the efficiency factor of a particular type of vibration drive and as a result we have the final formula. According to this formula, you can conduct engineering calculations when designing single-mass vibrating equipment.

Theoretical calculations of specific power values at different values of vibration intensity, frequency and amplitude of oscillations were carried out, graphical dependencies were constructed, and conclusions were drawn.

Keywords: vibrating machine; vibrator; vibratory drive.