

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ, МІЦНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО УСТАТКУВАННЯ

УДК 629.3.03:62-837:62-531.7

П.С. Берник, Р.В. Чубик

Вінницький державний аграрний університет,
кафедра автоматизації та комплексної механізації
технологічних процесів

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ПРИВОДУ ДЕБАЛАНСНОГО ВАЛА РЕЗОНАНСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ

© Берник П.С., Чубик Р.В., 2006

Наведено методику розрахунку необхідної потужності двигуна приводу дебалансного вала вібраційних технологічних машин резонансного типу.

A method is led in the given article, for computation of necessary power, engine of occasion of дебалансного billow of vibration technological machines of resonance type.

Постановка проблеми. У разі застосування [1] адаптивних систем керування параметрами приводу резонансних вібраційних технологічних машин (ВТМ), виникає необхідність розрахунку змушувального зусилля приводу на резонансній частоті ВТМ для забезпечення необхідної (оптимальної для технологічного процесу) амплітуди коливань робочого органу. Попри розрахунок змушувального зусилля необхідно також розраховувати потужність приводу ВТМ. Для вібраційних технологічних машин (ВТМ) резонансного типу із дебалансним приводом такий розрахунок полягає у визначенні необхідної потужності електродвигуна приводу дебалансного вала ВТМ.

Аналіз останніх досліджень. Основна відмінність цієї методики розрахунку потужності дебалансного приводу ВТМ від нині існуючих полягає у такому: за існуючими методиками розраховують потужність дебалансного приводу для далеко зарезонансних режимів роботи ВТМ (для дуже “м’яких” пружних систем). За таких режимів роботи ВТМ у розрахунок дебалансного приводу закладено цілком іншу ідеологію, тому що в резонансному режимі роботи пружна система сама попри змушувальну силу надає робочому органу необхідного прискорення. За резонансного режиму роботи потужність дебалансного приводу віброоброблюючих машин розраховують за допомогою виразу [2] (1).

$$P = 0.95 \cdot \frac{M}{k_z + 1} \cdot \frac{p}{\omega} \cdot \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{R}{1 + R} \right), \quad (1)$$

де M – маса робочого органу; ω – частота змушувальної циклічної сили; $k_z = \frac{M}{M_z}$ (де M_z – маса

частин загрузки, які співударяються); $p = \frac{w_o}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{1 + R}{1 - R} + \sqrt{\frac{1 + R}{1 - R}} \right)$; w_o – відносне прискорення

(коефіцієнт перевантаження $w_o = \frac{A \cdot \omega^2}{g}$); R – коефіцієнт відновлення (довідникова величина, яку

визначають під час удару одиничних тіл різних матеріалів [2]); λ – коефіцієнт миттєвого тертя

(довідникова величина, яка знаходиться в межах $0.3 < \lambda < 0.7$). Як бачимо, вираз (1) враховує масу робочого органу та приєднану масу робочого середовища через характеристики самого середовища. У виразі (1) не беруть до уваги те, що в резонансному режимі амплітуда A в ≈ 10 разів більша за амплітуду в дорезонансному та в зарезонансному режимах (амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) ВТМ). Тобто така методика розрахунку є справедливою не для всієї ділянки АЧХ, а лише для певної ділянки АЧХ (далеко резонансної [2]).

Задачі досліджень. Розробити методику для розрахунку необхідної потужності електродвигуна приводу дебалансного валу вібраційних технологічних машин резонансного типу.

Дослідження енергетичних параметрів електроприводу дебалансного валу ВТМ

Для того, щоб розробити методику розрахунку потужності електродвигуна приводу дебалансного валу вібраційних технологічних машин резонансного типу досліджували споживану потужність електродвигуна 2 (рис. 1) приводу дебалансного валу 1 (рис. 1) експериментальної моделі вібраційної технологічної машини резонансного типу, зображеної на рис. 1.

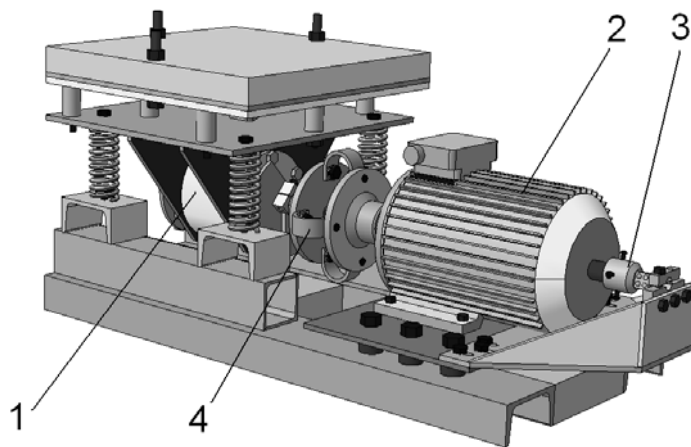


Рис. 1. Експериментальної моделі вібраційної технологічної машини резонансного типу:
 1 – дебалансний привід ВТМ, 2 – асинхронний трифазний електродвигун,
 3 – муфта гнучкого валу, що з'єднує тахометр та двигун,
 4 – еластична муфта, що з'єднує електродвигун та дебалансний привід

Споживану потужність електродвигуна (4A71B2Y3) 2 приводу дебалансного валу 1 експериментальної моделі вібраційної технологічної машини резонансного типу фіксували за різних частот обертання валу 1, частоту обертання валу електродвигуна 2 змінювали за допомогою перетворювача частоти на базі широтно-імпульсно модульованої синусоїдальної напруги (MITSUBISHI FR-E540 0.75K – EC). Споживана потужність електродвигуном на різних частотах фіксували за навантаження 20 кг на робочий орган та неробочого ходу. Під час неробочого ходу було від'єднано еластичну муфту 4 (рис. 1), котра з'єднувала вал електродвигуна 2 та вал 1 дебалансного приводу.

Апроксимовані результати проведених експериментальних досліджень наведено у виразах (2) та (3) для навантаження 20 кг ($P_{ma}^{apr}(f)$) і неробочого ходу ($P_x^{apr}(f)$) відповідно та зображено на рис.2. Аналізуючи цей рисунок (та беручи до уваги те, що резонансна частота ВТМ для цього навантаження дорівнює $f_{rez}^{m=20kg} = 13,6 \text{ Гц}$), можна побачити, що апроксимована споживана потужність $P_{ma}^{apr}(f)$ електродвигуном 2 у далекому зарезонансному режимі набагато більша за споживану потужність у дорезонансному режимі, а в зоні резонансу не спостерігається зростання потужності. Розглядаючи споживану потужність під час неробочого ходу ($P_x^{apr}(f)$), треба брати до уваги затрати на привід гнучкого валу тахометра.

$$P_{ma}^{apr}(f) = 23.771 \cdot e^{0.051 \cdot f} - 1.212 \quad (2)$$

$$P_x^{apr}(f) = 12.142 \cdot e^{0.057 \cdot f} - 0.692 \quad (3)$$

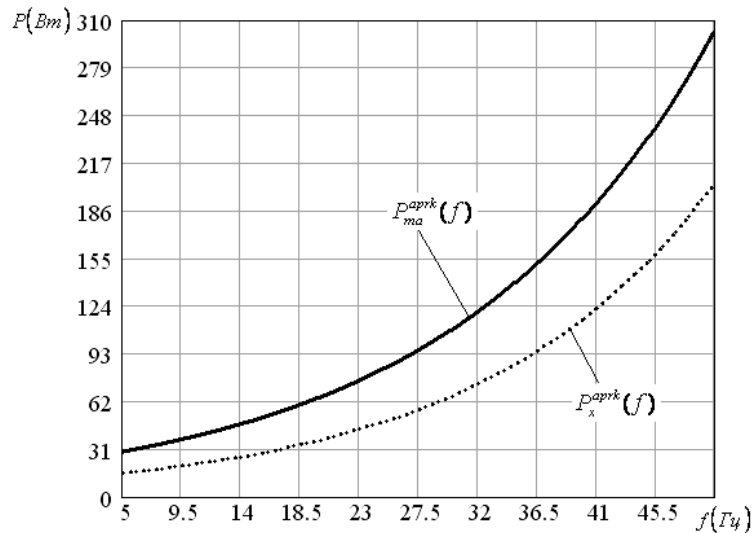


Рис. 2. Частотно-енергетична характеристика дебалансного привоу ВТМ

Для того, щоб з'ясувати споживану потужність дебалансним приводом, запропоновано розглянути динаміку робочого органу. Оскільки резонансна частота коливань у вертикальному напрямі дорівнює $f_{rez}^{m=20kg} = 13,6 \text{ Гц}$ (це обумовлено жорсткістю пружин у цьому напрямі), то розглядатимемо рух робочого органу у вертикальному напрямі, що обумовлений змушувальною циклічною силою дебалансного привоу (рис. 3).

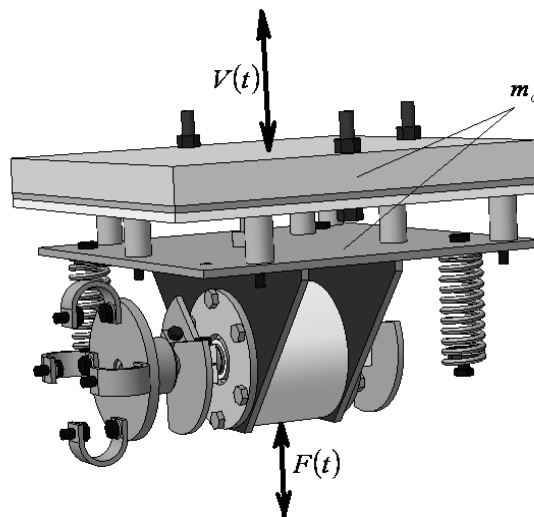


Рис. 3. Рух робочого органу під дією циклічної змушувальної сили дебалансного привоу

Рівняння яке описує рух робочого органу по вертикальній осі, обумовлений циклічною змушувальною силою дебалансного привоу, має такий вигляд (4):

$$S(t) = \frac{z^2 \cdot S_d}{M \cdot \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \cdot \sin\left(\omega \cdot t - \arctan\left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot z}{1-z^2}\right)\right) \quad (4)$$

$$V(t) = \frac{dS(t)}{dt} = \frac{z^2 \cdot S_d \cdot \omega}{M \cdot \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \cdot \cos\left(\omega \cdot t - \arctan\left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot z}{1-z^2}\right)\right) \quad (5)$$

$$A(t) = \frac{d^2S(t)}{dt^2} = -\frac{z^2 \cdot S_d \cdot \omega^2}{M \cdot \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \cdot \sin\left(\omega \cdot t - \arctan\left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot z}{1-z^2}\right)\right) \quad (6)$$

де z – коефіцієнт резонансного налагодження, $S_d = m_d \cdot e$ – статичний момент площі дебалансів $S_d = 0.014 \text{ м} \cdot \text{кг}$ (m_d, e – маса та ексцентриситет дебалансу), $M = 20.12 (\text{кг})$ – приведена маса механічної системи (ВТМ), $\gamma = 0.073$ – коефіцієнт демферування, ω – частота циклічної змушувальної сили, $V(t)$ – закон зміни швидкості робочого органу, $A(t)$ – закон зміни прискорення робочого органу.

Зв'язок між динамічними характеристиками робочого органу ВТМ та циклічною змушувальною силою дебалансного приводу наведено на рис. 4.

Потужність робочого органу (7) (роботу яку виконує робочий орган за одиницю часу).

$$P = V \cdot F \quad (7)$$

Підставивши у вираз (7) циклічну змушувальну силу $F = S_d \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$ та швидкість руху робочого органу $V(t)$ (5), можна знайти миттєву потужність робочого органу (8):

$$P(t) = \frac{z^2 \cdot S_d \cdot \omega^3 \cdot \sin(\omega \cdot t)}{M \cdot \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \cdot \cos\left(\omega \cdot t - \arctan\left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot z}{1 - z^2}\right)\right) \quad (8)$$

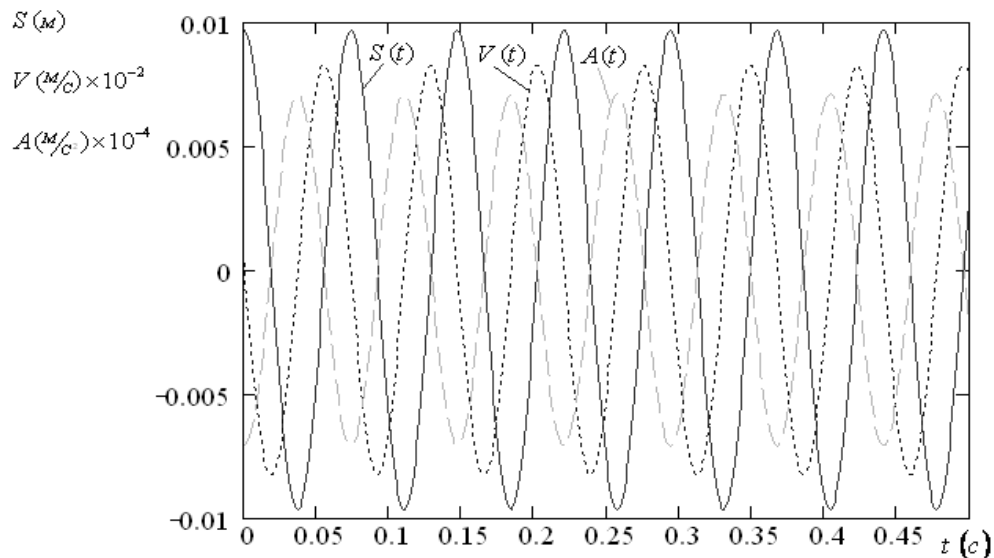


Рис. 4. Зв'язок між динамічними характеристиками робочого органу ВТМ

На рис. 5 показано миттєву потужність робочого органу (8) за вищевказаних параметрів системи (4 вираз) та з коефіцієнтом налагодження $z = 1.002$. Як видно із рис. 5, миттєва потужність робочого органу при коливному русі є гармонійною функцією, а її амплітудне значення подане виразом (9):

$$P(f) = V \times F = \frac{z^2 \cdot S_d \cdot \omega^3}{M \cdot \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \quad (9)$$

Як бачимо, вираз (9) пов'язує між собою АЧХ механічної системи, яку збудує дебалансний привід, та статичні і динамічні параметри дебалансного приводу на всьому діапазоні робочих частот ВТМ через коефіцієнт відлагодження z . Виразом (9) можна скористатися для того, щоб дослідити потужність робочого органу резонансної ВТМ на всьому робочому амплітудно-частотному діапазоні. Результати такого дослідження наведено на рис. 6. Для того, щоб проаналізувати отримані результати за допомогою виразу (9), їх було зіставлено із апроксимованою експериментально отриманою споживаною потужністю $P_{ма}^{apr}(f)$ електродвигуном 2 (рис. 1). Результати такого зіставлення також зображено на рис. 6.

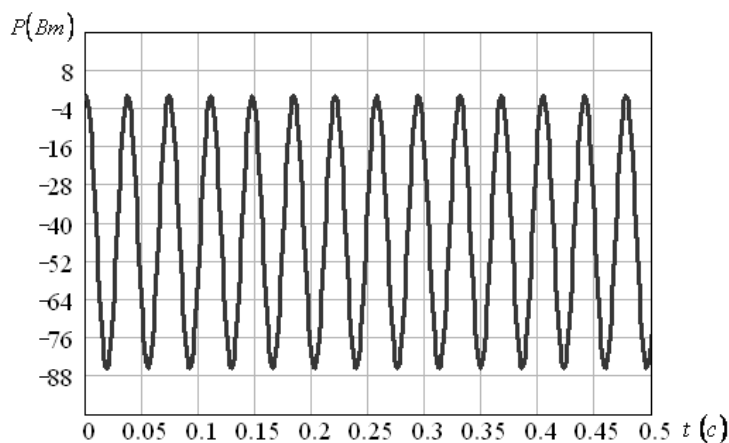


Рис. 5. Потужність робочого органу ВТМ

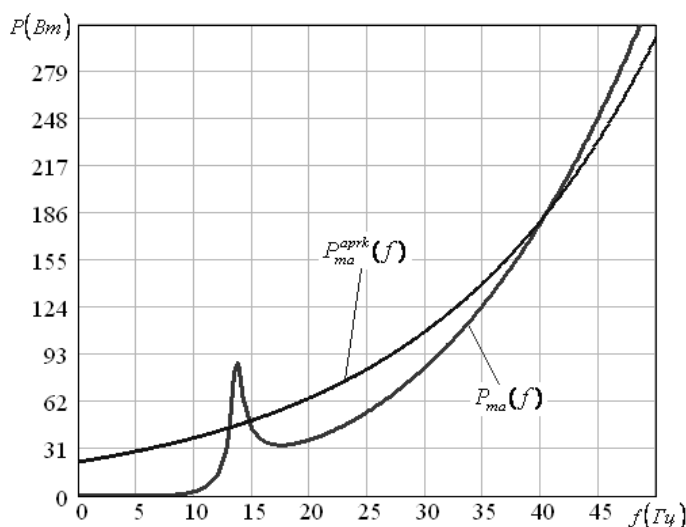


Рис. 6. Теоретична потужність робочого органу та експериментально отримана споживана потужність електродвигуном приводу дебалансного валу ВТМ резонансного типу

Для повного аналізу рис. 6 його необхідно аналізувати в трьох ділянках: дорезонансна ділянка (частота змушувальної циклічної сили $\ll f_{rez}^{m=20kz} = 13,6 Гц$); на цьому діапазоні частот різниця між теоретичною потужністю робочого органу $P_{ma}(f)$ та експериментально визначеною споживаною потужністю приводом дебалансного валу $P_{ma}^{apr}(f)$ легко пояснити за рис. 2. Тобто на дорезонансному діапазоні ми бачимо (30 Вт) споживану потужність холостого ходу $P_x^{apr}(f)$ (рис. 2) та малу потужність робочого органу (рис. 6). Тобто можна зробити висновок, що вираз на дорезонансній ділянці не описує споживану потужність електродвигуном приводу дебалансного валу, а різниця між кривими $P_{ma}(f)$ та $P_{ma}^{apr}(f)$ на дорезонансній ділянці пояснюється неврахованою потужністю холостого ходу $P_x^{apr}(f)$ (При розгляді споживаної потужності під час неробочого ходу ($P_x^{apr}(f)$) треба брати до уваги затрати на привід гнучкого валу тахометра). На зарезонансній ділянці (частота змушувальної циклічної сили $\gg f_{rez}^{m=20kz} = 13,6 Гц$) майже аналогічна ситуація, обумовлена потужністю $P_x^{apr}(f)$, ККД двигуна та наявністю навантаження, привід якого на високих оборотах починає відігравати важливу роль. У зоні резонансу ($12 Гц < f < 16 Гц$) на

теоретичній кривій спостерігається зростання потужності робочого органу, а сплеск у споживаній потужності приводом дебалансного валу не фіксують метрологічні прилади (3-фазний електродинамічний ватметр типу Д 124 ТУ–5007–71).

Для того, щоб розібратися із причиною сплеску в теоретичній прямій, котра описує споживану потужність робочого органу $P_{ma}(f)$, пропонується розглянути максимальне амплітудне прискорення робочого органу на всій АЧХ за допомогою виразу (10), отримано із виразу (6). Результати такого дослідження зображено на рис. 7.

$$A(f) = \frac{z^2 \cdot S_d \cdot \omega^2}{M \cdot \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \quad (10)$$

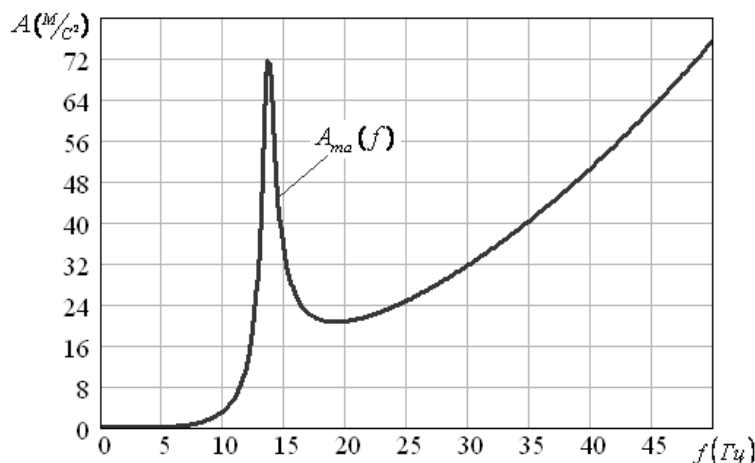


Рис. 7. Максимальне амплітудне значення прискорення робочого органу ВТМ

Аналізуючи рис. 7, можна побачити, що в зоні резонансу та в далекій зарезонансній зоні практично однакові значення прискорень робочого органу. Тепер пропонується дослідити прискорення робочого органу із іншого погляду.

Розглянемо диференціальне рівняння руху для двомісної коливної системи має вигляд (11) [3]:

$$M \cdot \frac{d^2 s}{dt^2} + b \cdot \frac{ds}{dt} + k \cdot s = F \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (11)$$

де k – жорсткість пружної системи ВТМ; b – коефіцієнт в'язкого демферування.

В області резонансу $\omega \approx \omega_0$ члени $(M \frac{d^2 s}{dt^2})$ та (ks) приблизно однакові за значенням але протилежні за знаком. Тобто коливання робочого органу відбуваються за законом $S(t) = S \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon)$, тоді при $k/M = \omega_0^2$ і $\omega \approx \omega_0$:

$$M \frac{d^2 s}{dt^2} = -M \cdot \omega^2 \cdot S \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon), \quad ks = k \cdot S \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon)$$

Отже: $-M \frac{d^2 s}{dt^2} \approx ks$ [3, 4] в області резонансу ($\omega \approx \omega_0$) пружна система сама попри зовнішні сили надає масі M необхідного прискорення (12).

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = -\frac{k}{M} s(t) \quad (12)$$

Оскільки члени $(M \frac{d^2 s}{dt^2})$ та (ks) компенсують один одного, то $b \frac{ds}{dt} \approx S_d \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon)$, звідки $s(t) = \frac{-S_d \cdot \omega}{b} \cdot \cos(\omega \cdot t - \varepsilon)$. Отже: прискорення, якого надає пружна система робочому органу, дорівнюватиме (13):

$$A_{ps}(t) = -\frac{k}{M} \cdot \frac{-S_d \cdot \omega}{b} \cdot \cos(\omega \cdot t - \varepsilon) \quad (13)$$

Швидкість від такого прискорення дорівнюватиме (14):

$$V_{ps}(t) = \int A_{ps}(t) dt = \frac{k \cdot S_d}{M \cdot b} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon) \quad (14)$$

Вирази 13 та 14 справедливі лише для резонансного режиму роботи; це обумовлено тим, що вираз $s(t) = \frac{-S_d \cdot \omega}{b} \cdot \cos(\omega \cdot t - \varepsilon)$ справедливий при $\omega \approx \omega_0$. Для того, щоб дослідити весь частотний діапазон, можна скористатися виразом (4), котрий описує значення амплітуди за будь-яких значеннях частоти змушувальної сили (ω). Тоді вираз (13) набуде такого вигляду (15):

$$A_{ps}(t) = -\frac{k \cdot z^2 \cdot S_d}{M^2 \cdot \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon) \quad (15)$$

Швидкість від такого прискорення дорівнюватиме (16):

$$V_{ps}(t) = \int A_{ps}(t) dt = \frac{k \cdot S_d \cdot z^2}{M^2 \cdot \omega \cdot \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \cdot \cos(\omega \cdot t - \varepsilon) \quad (16)$$

За допомогою виразу (15) було досліджено прискорення, якого надає пружна система робочому тілу на всьому діапазоні частот. Результати дослідження зображено на рис. 9.

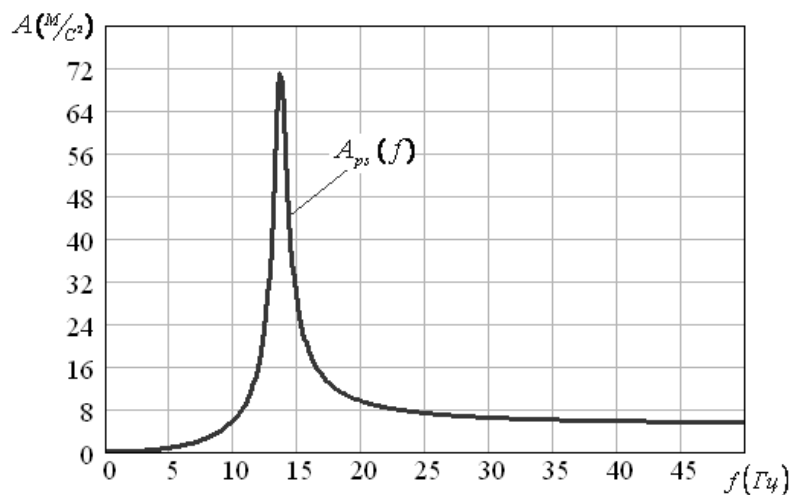


Рис. 8. Прискорення, якого надає пружна система робочому органу

Аналізуючи рис. 8 та рис. 7, можна побачити, що в зоні резонансу лише пружна система надає прискорення робочому органу, а у зарезонансному режимі роботи прискорення робочому органу надає лише дебалансний привід.

За допомогою виразу (16) досліджено швидкість, яка виникає за рахунок прискорення, котрого надає пружна система. Результати дослідження складової швидкості, яка виникає за рахунок пружної системи, зображено на рис. 9.

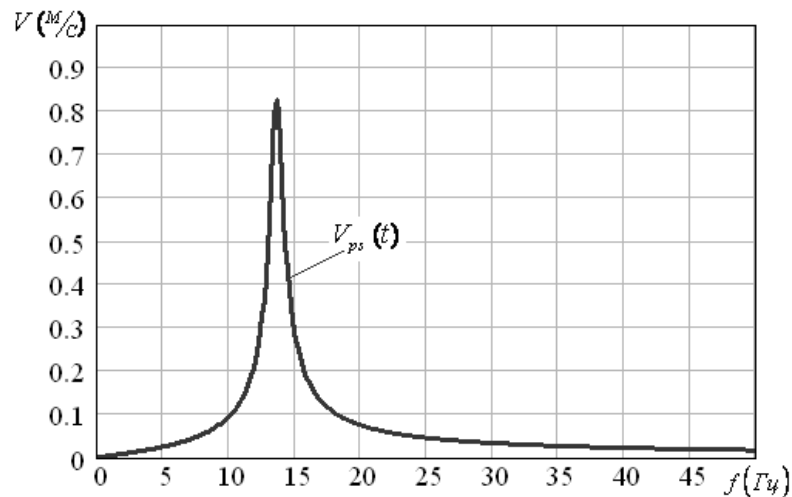


Рис. 9. Швидкість, яка виникає за рахунок прискорення, якого надає пружна система робочому органу

Перемноживши швидкість $V_{ps}(t)$, яка виникає за рахунок прискорення $A_{ps}(t)$ (якого надає пружна система робочому органу), на змусувальну силу F , котра зумовлює це переміщення пружної системи, отримаємо потужність (17), яку надає пружна система робочому органу $P_{ps}(f)$ (рис. 10).

$$P_{ps}(f) = V_{ps} \times F = \frac{k \cdot S_d \cdot z^2 \cdot \omega}{M^2 \cdot \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \quad (17)$$

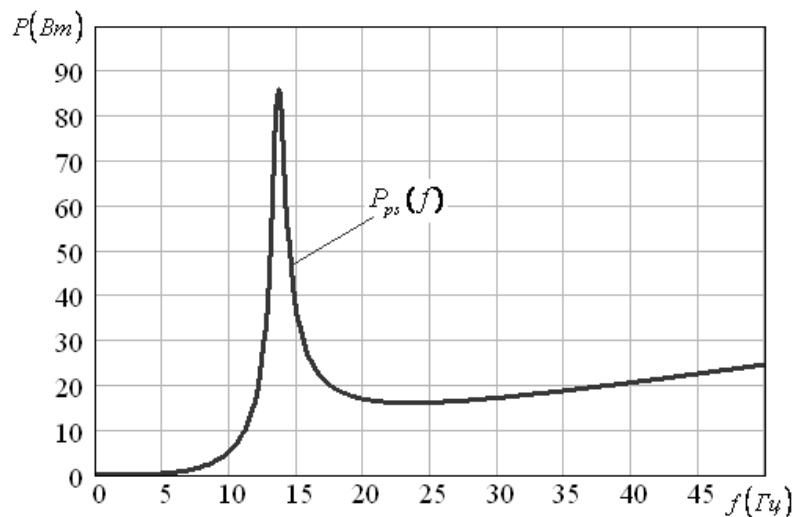


Рис. 10. Потужність, якої надає пружна система робочому органу

Порівнюючи ці залежності (рис. 11) $P_{ma}(f)$ та $P_{ps}(f)$, можна зробити висновок, що в резонансному режимі тільки пружна система надає енергії робочому органу, а зовнішні сили (потужність приводу) витрачаються лише на подолання сил опору та тертя. За резонансного режиму роботи потужність зовнішніх сил в основному йде на надання робочому органу необхідного прискорення (рис. 7).

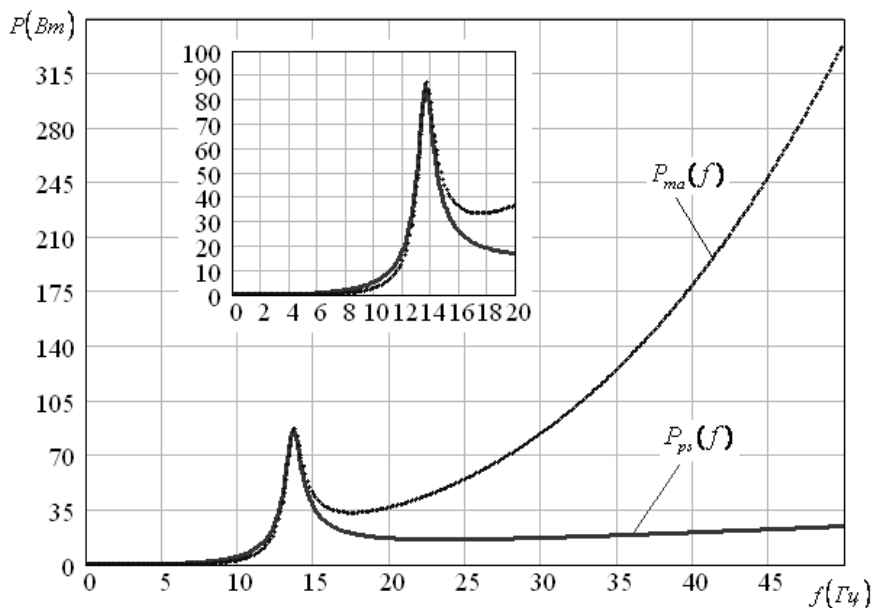


Рис. 11. Зв'язок між потужністю робочого органу та потужністю, яку отримує робочий орган від пружної системи

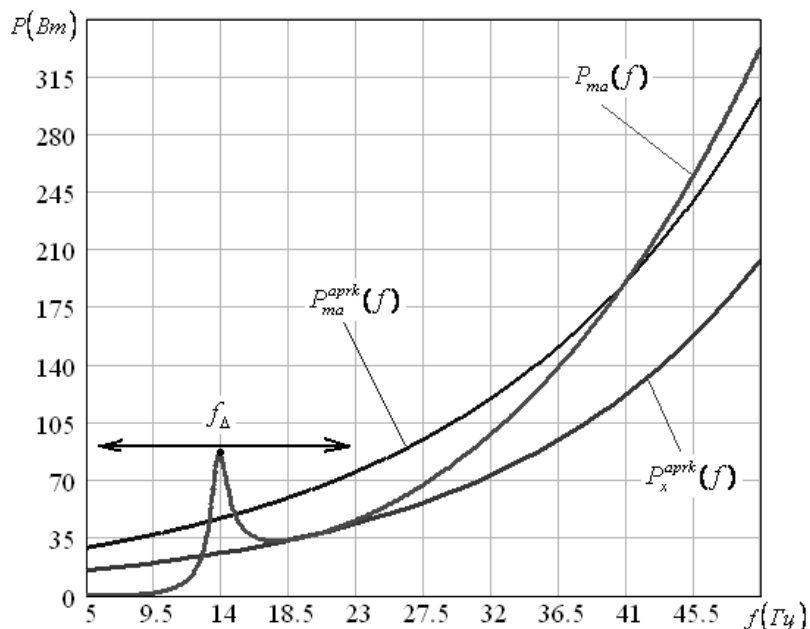


Рис. 12. Зв'язок між енергетичними характеристиками дебалансного приводу та робочого органу резонансної ВТМ

Дослідивши отримані результати та аналізуючи рис. 12, можна дійти висновку, що за потужністю робочого органу в резонансному режимі можна розраховувати потужність приводу дебалансного вала. В адаптивних ВТМ резонансного типу є одна особливість: робота постійно на власній резонансній частоті механічної системи, яка із зміною завантаження може змінюватися в діапазоні $f\Delta$ (рис. 12). Як видно із рис. 12, в діапазоні $f\Delta$ споживана потужність приводом дебалансного вала змінюється на 100%, але вона є меншою за потужність приводу в стані резонансу, тому буде доцільно розраховувати потужність двигуна приводу дебалансного вала за допомогою виразу (9), який характеризує потужність робочого органу (виконувана робочим органом роботу за одиницю часу) у разі резонансного режиму роботи ВТМ.

$$P(\omega) = \frac{z^2 \cdot S_d \cdot \omega^3}{M \cdot \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} = \frac{z^2 \cdot S_d \cdot \omega^3}{M \cdot \mu}$$

Вираз (9) враховує: дисипативні втрати енергії в механічній системі (γ), приведену масу механічної системи (M), геометричні параметри дебалансного приводу (S_d) та динамічну характеристику механічної системи μ (тобто на якій ділянці АЧХ працює ВТМ, що для резонансних машин має велике значення).

Висновок. Запропонована методика інженерного розрахунку потужності електродвигуна дебалансного приводу вібраційних технологічних машин (та АВТМ) резонансного типу дає змогу визначити необхідну потужність двигуна, опираючись на геометричні параметри дебалансного приводу та режими роботи ВТМ та АВТМ. За методикою можна розрахувати необхідну потужність електродвигуна, щоб забезпечити роботу адаптивної технологічної машини резонансного типу на певному робочому діапазоні частот $f\Delta$ (рис. 13), який буде обумовлений зміною маси завантаження робочого органу та резонансною ідеологією роботи.

1. Берник П.С., Чубик Р.В. Алгоритм функціонування адаптивної системи керування приводом вібраційних технологічних машин / *Вибрації в техніці та технологіях*. – 2006. – № 1 (43). – С. 4–10. 2. Бабичев А.П., Зеленцов Л.К., Самодумский Ю.М., *Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей*. – Ростов-на-Дону. – Издат. Ростовского университета, 1981. – 160 с. 3. Хайкин С. Э. *Физические основы механики*. – М.: Наука, 1971. – 751 с. 4. Тимошенко С.П., Янг Д.Ж., Уивер У. *Колебания в инженерном деле*. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

УДК 621;798.2

В.М. Боровець, О.В. Гаврильченко, С.В. Яхимович
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації
машинобудівної промисловості

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ У ПАКУВАЛЬНОМУ ОБЛАДНАННІ

© Боровець В. М., Гаврильченко О. В., Яхимович С. В., 2006

Розглянуто питання особливості вибору приводних механізмів пакувальних машин. Запропоновано пневматичну схему роботи пакувального автомата, згідно із заданою циклограмою роботи та розглянуто основні чинники впливу приводних пневматичних механізмів на продуктивність обладнання.

The question of feature of choice of mechanisms of drives of packing machines is considered. The pneumatic chart of work of пакувального автомат is offered, in obedience to set packing of work, and the basic factors of influencing of pneumatic mechanisms of drives are considered on the productivity of equipment.

Вступ. Підвищення обсягу продажу, створення фірмового стилю, рекламування продуктів невід’ємно пов’язане з пакуванням продукції. Тому сьогодні все актуальнішою є проблема створення різноманітного вискоефективного пакувального обладнання.

Постановка проблеми. Необхідність створення високопродуктивних та ефективних пакувальних машин вимагає застосування сучасних пневматичних приводів. Аналіз факторів, які впливають на швидкість спрацювання приводних елементів, є необхідним для вироблення рекомендацій,