

ОБГРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ ДИСКОВОЇ РІЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Поєднання вібраційної та планетарної дії виконавчих органів дискової різальної машини дозволяє інтенсифікувати процес обробки та поліпшити якісні параметри отримуваної продукції. Розроблено схему реалізації такого процесу та математичну модель виконавчих органів машини. Режим досліджуваної вібропланетарної обробки обґрунтовано на основі дослідження динаміки руху елементів приводного механізму.

Вступ

Використання вібраційного технологічного поля для реалізації різання в процесах переробних і харчових виробництв дозволяє покращити як динамічні властивості даної операції, так і якісні характеристики обробки [1]. Динамічні властивості віброрізання забезпечуються інтенсивністю вібраційної дії при багаторазовому проковзуванні бічної поверхні ножа відносно оброблюваного матеріалу в умовах зменшення технологічного опору матеріалу, послаблення структури розрізуваної сировини та зниження теплових навантажень у зоні контакту. Поліпшення якісних параметрів процесу віброрізальної обробки зумовлюється рівномірністю розподілення навантаження, очищувальним ефектом для виконавчих органів технологічної машини, можливістю мінімізації шорсткості отримуваного зрізу. Окрім того, зменшення сил тертя в процесі даної обробки дозволяє вважати застосування вібраційного різання як енергозбережну технологію.

Метою роботи є обґрунтування структури та робочих параметрів дискової віброрізальної машини на основі дослідження динаміки руху її виконавчих органів.

Обґрунтування робочих параметрів вібропланетарного приводу різальної машини

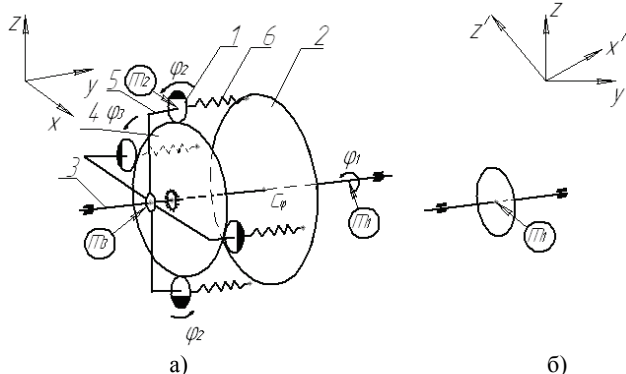


Рис. 1. Математична модель вібропланетарної дискової різальної машини: а) — модель виконавчих органів машини; б) — рухома система координат для маси m_1 ; 1 — незрівноважений сателіт; 2 — різальний диск; 3 — приводний вал вібро-збуджувача; 4 — сонячний диск; 5 — водило; 6 — пружні елементи; m_1, m_2, m_3, m_4 — характерні маси системи; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — узагальнені координати системи

$$m_1 = m_c + m_r + m_d; \quad m_2 = m_s + m_i; \quad m_3 = m_v,$$

Виконавчі органи досліджуваної машини (рис. 1) здійснюють вібраційний кутовий та обертальний планетарний рух, що дозволяє поєднати інтенсивність механічної дії з високим рівнем технологічної реалізації, що характерно для вібраційних та планетарних приводів [2].

Обертання приводного валу 1 та системи, що складається з різального 2 та сонячного 4 дисків, призводить до проковзування елементів 1, які несуть незрівноважену масу. В результаті разом із обертальним рухом робочого диска через пружні елементи 6 надається коливний кутовий рух, реалізуючи означені вище технологічні ефекти.

В досліджувальній коливальній системі можна відзначити три характерні маси (рис. 1а):

де m_c — маса різальних дисків; m_r — маса основних рухомих елементів приводного механізму, а саме приводного валу, муфти, шківів; m_d — маса центрального диска; m_s — маса сателітів; m_i — маса дебалансів або незрівноважених інерційних елементів; m_v — маса водила.

Дана система містить чотири степені вільності, що можуть бути означені такими узагальненими координатами:

- φ_1 — кут повороту маси m_1 при обертанні навколо горизонтальної осі;
- φ_2 — кут повороту маси m_2 при обертанні навколо осей сателітів;
- φ_3 — кут повороту маси m_3 навколо горизонтальної осі;
- φ_4 — кут повороту маси m_4 при коливанні (рис. 1б).

В результаті дослідження динаміки руху виконавчих органів означеного вібропланетарного приводу [2, 3] складено рівняння руху досліджуваної системи, після групування яких та певних математичних перетворень отримано систему рівнянь

$$\begin{cases} I_1\ddot{\varphi}_4 + 3I_3\ddot{\varphi}_2 = M_k - M_1; \\ (I_2 + 3I_3)\ddot{\varphi}_2 = 3(R+r)(k\dot{\varphi}_1)^2 \sin k\varphi_1 - M_2 - C_\varphi\varphi_2; \\ I_1\ddot{\varphi}_4 = C_\varphi(\varphi_2 - \varphi_4) - M_4; \\ 3I_3\ddot{\varphi}_3 = 3(R+r)(k\dot{\varphi}_1)^2 \sin k\varphi_1 - M_3 - C_\varphi\varphi_3, \end{cases} \quad (1)$$

де I_1, I_2, I_3 — моменти інерції відповідних мас системи; R, r — радіуси відповідно водила та сателіту; k — коефіцієнт, що враховує передаточне відношення; M_k — крутний момент на приводному валу; M_1, M_2, M_3 — моменти опору в підшипникових вузлах відповідних мас системи; C_φ — коефіцієнт жорсткості пружних елементів при обертанні.

З достатнім ступенем імовірності можна вважати, що $\dot{\varphi}_1 = \omega_1 = \text{const}$ та $\varphi_1 = \omega_1 t$.

Введемо позначення

$$k_\varphi^2 = \frac{C_\varphi}{I_2 + 3I_3}; \quad B_1 = \frac{3(R+r)}{I_2 + 3I_3}; \quad B_2 = \frac{M_2}{I_2 + 3I_3}. \quad (2)$$

Тоді одне з рівнянь системи (1) переписуємо у вигляді

$$\ddot{\varphi}_2 + k_\varphi^2\varphi_2 = B_1(k\omega_1)^2 \sin k\omega_1 t - B_2. \quad (3)$$

Рівняння (3) є лінійним диференціальним рівнянням другого порядку зі сталими коефіцієнтами. Тому, використовуючи метод Коші для розв'язання подібних залежностей, отримуємо

$$\varphi_2 = C_1 \sin k_\varphi t + C_2 \cos k_\varphi t + \frac{B_1(k\omega_1)^2}{k_\varphi^2 - (k\omega_1)^2} - \frac{B_2}{k_\varphi^2}, \quad (4)$$

де C_1, C_2 — постійні інтегрування, які знаходимо за початкових умов $\varphi_{20} = 0, \dot{\varphi}_{20} = \omega_{20}$

$$C_1 = \frac{\omega_{20}}{k_\varphi}; \quad C_2 = \frac{B_2}{k_\varphi^2} - \frac{B_1(k\omega_1)^2}{k_\varphi^2 - (k\omega_1)^2}. \quad (5)$$

В результаті рівняння (4) можна записати у вигляді

$$\varphi_2 = \left[\frac{B_2}{k_\varphi^2} - \frac{B_1(k\omega_1)^2}{k_\varphi^2 - (k\omega_1)^2} \right] (\cos k_\varphi t - 1) + \frac{\omega_{20}}{k_\varphi} \sin k_\varphi t. \quad (6)$$

З рівняння (6) очевидно, що отримання максимальної амплітуди коливань незрівноваженого сателіта при мінімальних енерговитратах забезпечується в резонансному режимі, для якого $\dot{\varphi}_2 = 0$.

Для розрахунку кінематичних характеристик рівняння (6) використовуємо таку методику.

Моменти інерції обертючих елементів вібропланетарної дискової машини, а саме I_1, I_2, I_3 , розраховуємо таким чином.

Момент інерції маси m_1 відносно осі обертання (осі ОУ) складає:

$$I_1 = \frac{1}{2} m_d R_d^2 + \frac{n}{2} m_r R_r^2, \quad (7)$$

де n — число різальних дисків.

Момент інерції маси m_2 відносно осі ou знаходимо, приймаючи дебаланси за півкола, радіус яких дорівнює радіусу сателіта

$$I_2 = i(m_s + m_i) \left(\frac{1}{2} r^2 + (R + r)^2 \right), \quad (8)$$

де i — число сателітів.

Момент інерції маси m_3 відносно осі ou визначаємо як

$$I_3 = \frac{1}{2} m_v R_v^2, \quad (9)$$

де R_v — середній радіус приводного вала.

Стану резонансу досліджувана коливальна система набуває при значенні кутової швидкості приводного вала

$$\omega_1 = \frac{k_\phi}{k_\phi} \sqrt{\frac{B_2 - k_\phi \omega_{20} \text{ctg} k_\phi t}{(B_1 k_\phi^2 + B_2) - k_\phi \omega_{20} \text{ctg} k_\phi t}}, \quad (10)$$

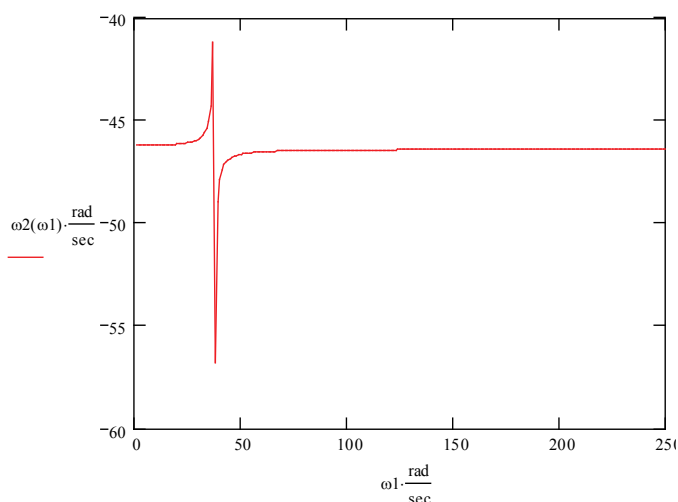


Рис. 2. Швидкісна характеристика вібропланетарного приводу різальної дискової машини

а також для залежності кутової швидкості сателітів

$$\omega_2 = \left[\frac{B_1 k_\phi (k \omega_1^2)}{k_\phi^2 - (k \omega_1)^2} - \frac{B_2}{k_\phi} + \omega_{20} \right] \frac{1}{\sqrt{2}}. \quad (11)$$

Графічно остання залежність зображена на рис. 2.

Висновки

1. Сформульовані залежності дозволяють оптимізувати режим обробки з техніко-економічних міркувань.
2. Для досліджуваної вібропланетарної різальної машини режим максимальної активізації незрівноважених елементів настає при частоті обертання приводного валу віброзбуджувача $\omega_1 = 37$ рад/с.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Паламарчук И. П. Новые вибрационные машины в механических процессах перерабатывающего сельскохозяйственного производства // Тр. международной научно-технической конференции «Вибрации в технике и технологиях», Евпатория, 1998. — С. 187—194.
2. Паламарчук І. П., Холодюк О. В. Дослідження конструктивних та технологічних параметрів вібраційних пристроїв для різання сільськогосподарської продукції з дисковими робочими органами // Вібрації в техніці та технологіях. — 2000. — № 1(13). — С. 58—66.
3. Bernik P., Palamarchuk I., Lypovy I. Dynamika obiegowej maszyny wibracyjnej do obrobki elementow maszyn scirniwem o dowolnej granulacji / Zebranie naukowych dzieł XXXVI sympozjon «Modelowanie w mechanice» — Polska, Gliwice, 1997. — S. 31—36.

Рекомендована кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва

Надійшла до редакції 4.09.06
Рекомендована до друку 5.10.06

Паламарчук Ігор Павлович — доцент кафедри автоматизації та комплексної механізації технологічних процесів.

Вінницький державний аграрний університет