

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІБРОХВИЛЬНОЇ ФЛЮІДИЗАЦІЙНОЇ МАШИНИ

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України;

² Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Анотація

Удосконалення схеми віброзбудження та пружної системи машини, що разом із підвищенням динамічності силової дії дозволяє мінімізувати коливні маси системи; сприяє значному поліпшенню умов роботи виконавчих органів машини внаслідок розвантаження опорних вузлів приводного валу, демпфірування паразитних коливань, нівелювання можливості утворення нестационарних режимів роботи вібраційного обладнання

Ключові слова: віброхвильова конвеєрна машина, деформований вантажонесучий орган, частотні характеристики, семіфлюїдизація

Вступ

Під семіфлюїдизацією або напівфлюїдизацією можна розуміти процес заморожування, в якому шар продукту, розподілений на рухливій стрічці, вентилюється струменем холодного повітря у напрямку знизу доверху зі швидкістю, що не перевищує критичного значення [1]. У ході процесу інтенсивна тепломасообмінна дія на поверхневий шар сировини створює водночас проблеми його переохолодження та нерівномірності пошарової обробки, тому є перспективним при транспортуванні продукції в зоні обробки використовувати віброконвеєрні та хвильові технології, що дозволяють створити сприятливі умови для контактної взаємодії окремих ягід та холодоносія [2]. Проектування системи віброзбудження для реалізації даного процесу вимагає чіткого розрахунку кінематичних, зокрема амплітудно-частотних характеристик.

Метою роботи є розроблення методики визначення частотних характеристик деформованого вантажонесучого органу віброхвильової семіфлюїдизаційної машини.

Результати дослідження

Механічні віброзбуджувачі розробленої машини умонтовані всередині вальців 3 і 2 (рис.1), що забезпечують генерацію просторових коливань, створюючи умови для безперервного руху продукції по заданій спіралевидній траєкторії в умовах псевдозваженого стану. Валець 7 забезпечує необхідний натяг гнучкої стрічки. Коливання робочих вальців із заданими амплітудними та частотними характеристиками створює на поверхні гнучкого елемента 1 механічну хвилю, що забезпечує просування сипкої продукції вздовж зони обробки в умовах інфрачервоного опромінення. Розпушення маси продукції під дією знакомінних навантажень призводить як до зменшення внутрішнього тертя та в'язкості у технологічному середовищі, так і до пошарового перемішування та забезпечення рівномірного контакту з холодоносієм.

Так як пружні елементи підвіски та гнучка стрічка розташовується послідовно, то приведена жорсткість гнучкого зв'язку між верхньою опорою та віброзбуджувачем виражається за формулою:

$$C_{\text{ПР}} = \frac{2C_1 C_c}{C_c + C_1}, \quad (1)$$

де C_1 - жорсткість пружної підвіски (опори); C_c - жорсткість гнучкої стрічки.

При цьому частоти власних коливань системи визначаються залежностями:

$$k_x^2 = \frac{C_x + C_x^1}{m_0}; \quad k_y^2 = \frac{C_y + C_y^1}{m_0}; \quad (2)$$

де C_x^1, C_y^1 - додаткові складові жорсткості гнучкого зв'язку, що характеризуються геометричними характеристиками віброзбуджувача; m_0 - загальна рухома маса приводу; C_x, C_y - жорсткості пружних елементів платформи віброзбуджувача вздовж осей координат.

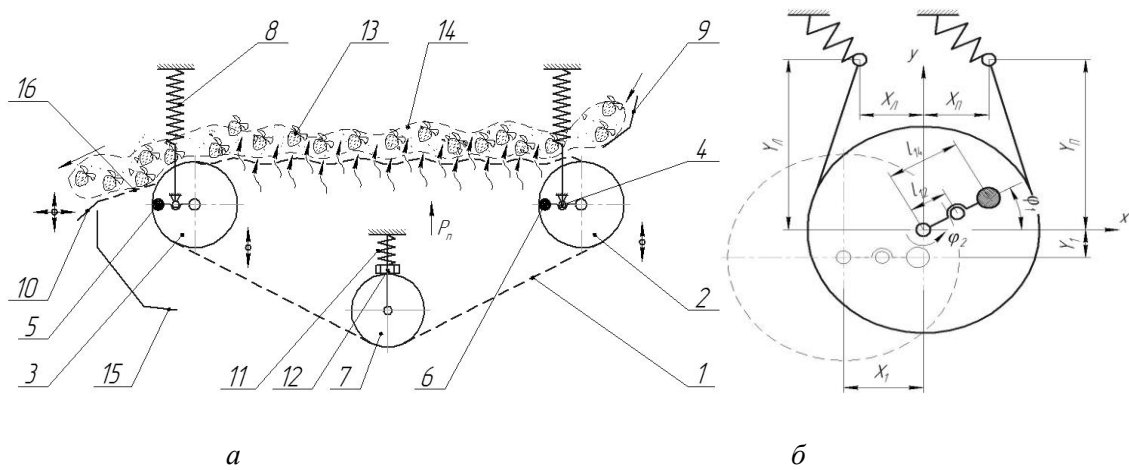


Рис. 1. Принципова схема розробленої віброхвильової семіфлюїдизаційної машини(а): 1 – гнучка вантажонесуча стрічка; 2, 3 – робочі опорні вальці; 4 – приводний вал віброзбуджувача; 5, 6 – противаги; 7 – натяжний валець; 8 – пружна підвіска; 9, 10 – живильний та розвантажувальний лотки; 11 – пружний елемент натяжного пристрою; 12 – регулювальна гайка; 13 – продукція; 14 – холодоносій; 15 – лоток для відведення часток снігової шуби; 16 – вібраційний просівач; б – геометричні параметри приводу: X_1 – лінійне горизонтальне відхилення центра мас вальця; Y_1 – лінійне вертикальне відхилення центра мас вальця; φ_1 – кутове відхилення вальця; φ_2 – кутове відхилення центра мас приводного валу віброзбуджувача

Шукані величини жорсткостей пружних елементів знаходимо на основі геометричного аналізу досліджуваної коливальної системи.

$$C_x^1 = \frac{2C_o x_{\Pi} \sin \beta}{\sqrt{x_{\Pi}^2 + y_{\Pi}^2 - R^2}}; C_y^1 = \frac{2C_o y_{\Pi} \cos \beta}{\sqrt{x_{\Pi}^2 + y_{\Pi}^2 - R^2}} \quad (3)$$

де R – радіус котка

Рівняння прямої, що проходить через точки: $O(X_1; Y_1)$ і $O_{кл}(X_{кл}; Y_{кл})$, виражаються залежністю :

$$Y = X \frac{Y_{кл} - Y_1}{X_{кл} - X_1} + Y_1 - X_1 \frac{Y_{кл} - Y_1}{X_{кл} - X_1} \quad (4)$$

Використовуючи отримані рівняння та після деяких математичних перетворень отримаємо

$$tg \beta_{\Pi} = \frac{[Y_{\Pi} - Y_2] \cdot [X_{\Pi} - X_2] - R \sqrt{[X_{\Pi} - X_2]^2 + [Y_{\Pi} - Y_2]^2 - R^2}}{R^2 - [Y_{\Pi} - Y_2]^2} \quad (5)$$

$$tg \beta_{\gamma} = \frac{[Y_{\gamma} - Y_2] \cdot [X_2 - X_{\gamma}] - R \sqrt{[X_2 - X_{\gamma}]^2 + [Y_{\gamma} - X_2]^2 - R^2}}{R^2 - [Y_{\gamma} - Y_2]^2} \quad (6)$$

Висновки

Визначені величини частот дозволяють обґрунтувати основні режимні параметри віброприводу при врахуванні жорсткості гнучкого вантажонесучого органу, знайти статичний прогин елементів пружної системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Постольски Я., Груда З. Замораживание пищевых продуктов .- М.: Пищевая промышленность. 1978. – 606 с.
2. Паламарчук І., Бандура В., Паламарчук В. Анализ динамики виброконвейерной технологической системы с кинематическим комбинированным вибровозбуждением. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Vol. 15, No.4, 314-323

Паламарчук Ігор Павлович — докт.техн.наук, професор кафедри процесів і обладнання переробки продукції АПК, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ, e-mail: vibroprocessing@gmail.com

Верхоланцева Валентина — канд. техн. наук, доцент кафедри обладнання переробних і харчових виробництв, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, e-mail: valentyna.verkholantseva@tsatu.edu.ua

Determination of the quantitative content of liquefied gas components

Abstract Improving the scheme of vibration excitation and the elastic system of the machine, which together with increasing the dynamism of the force allows to minimize the oscillating masses of the system; contributes to a significant improvement of the working conditions of the executive bodies of the machine due to the unloading

of the supporting units of the drive shaft, damping of parasitic oscillations, leveling the possibility of formation of non-stationary modes of operation of vibrating equipment

Keywords: vibration wave conveyor machine, deformed load-bearing body, frequency characteristics, semifluidization

Palamarchuk Ihor P. — Dokt. Sc, profesor, National University Life and Environmental Sciences of Ukraine, e-mail: vibroprocessing@gmail.com

Verkholantseva Valentyna O. — Cand. Sc, Assistant Professor, Dmitry Motornyi Tavria State Agrotechnological University, Ukraine, e-mail: valentyna.verkholantseva@tsatu.edu.ua