

УДК 621.86

<sup>1</sup>О.Л. Ляшук, докт. техн. наук, проф., <sup>2</sup>С. Суншіна, <sup>1</sup>Л.М. Слободян, канд. техн. наук, <sup>1</sup>О.П. Маруніч

<sup>1</sup>Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, (Україна)

<sup>2</sup>National academy of education named after I. Altynsarin, Nulsultan, (Kazakhstan)

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗГИННИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

**O.L. Lyashuk, Dr., Prof., S. Shuinshina, L.M. Slobodian, Ph.D., O.P. Marunych**  
**MATHEMATICAL MODEL OF BENDING OSCILLATIONS OF THE WORKING  
BODY OF MULTIFUNCTIONAL CONVEYOR**

Гвинтові транспортери є досить поширеними механічними засобами у різних галузях економіки і, окрім головної функції переміщення вантажів, з їх допомогою можна проводити змішування, калібрування, витискання, подрібнення та низку інших технологічних операцій. Робочий орган багатофункціонального транспортера у робочому режимі зазнає значних динамічних навантажень в результаті одночасної дії на нього: поздовжньої стискувальної сили (передається від рухомих регулювальних блоків); зовнішнього привідного моменту; сил взаємодії із оброблювальним середовищем. Вказані силові чинники зумовлюють у ньому складні коливання – поєднання крутильних, поздовжніх та згинальних. Оброблювальне середовище рухається із деякою швидкістю відносно робочого органу та спричиняє додаткову динамічну дію яка проявляється для згинних його коливаннях. Вказані чинники у математичній моделі відносного руху системи є пружне тіло – рухомий потік середовища [1,2]. Отримання ефективних технічних засобів можливе при проведенні розробки наближених аналітичних методів дослідження згинальних коливань робочого органу багатофункціонального транспортера, який обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі і вздовж нього рухається суцільний потік оброблювального середовища з подальшим вибором найбільш раціональних конструкцій та їх проектування. У результаті виконаного аналізу впливу різних факторів на процеси транспортування та змішування вантажів гвинтовими конвеєрами було визначено складові елементи конструкцій цих транспортерів та їх взаємозв'язків, які визначають їх окремі конструктивні ознаки.

На відміну від існуючих конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів, представлені на рис.1. Конструктивні схеми в своїй основі використовують принцип конусності жолоба і гвинтових робочих органів, що дозволяє значно підвищити якість процесу змішування при забезпеченні операції транспортування вантажів. У випадку використання представлених конструкцій неоднорідність змішування здійснює циклічну дію, внаслідок чого зростатиме ефективність комплексного процесу “транспортування-змішування”.

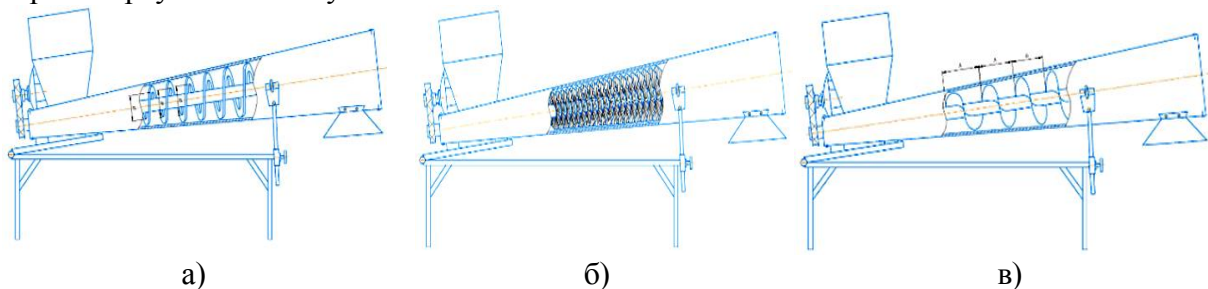


Рис. 1. Конструктивні схеми синтезованих гвинтових транспортерів-змішувачів кінцевого типу із різними гвинтовими робочими органами: а – із стрічковим з різним зазором між валом і шнеком; б – із гофрованим; в – із спіральним з різним кроком

На основі наведених конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу спроектовано і виготовлено експериментальну установку (рис. 2). Для дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу із різними типами гвинтових робочих органів. встановлено припущення: робочий орган симетрично відносно поздовжньої осі пружне тіло, матеріал відповідає нелінійному технічному закону пружності [5]-  $\sigma = E(\varepsilon_1 + \varepsilon_1^3)$ ; момент інерції відносно поздовжньої осі  $OX$  -  $I(x)$ , а погонна маса його  $m_1(x)$  обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі, яка нахилена до горизонту під кутом  $\alpha$ ;  $u(x,t)$  - поперечне переміщення нейтральної осі його із координатою  $x$  в довільний момент часу  $t$ ; оброблюване середовище – не пружне суцільне тіло [3-5] із погонною масою  $m(x)$ .

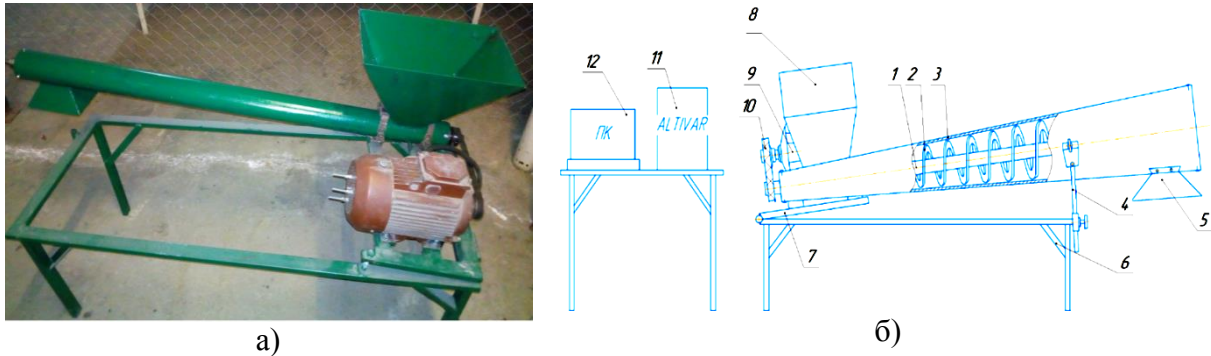


Рис. 2. Експериментальна установка для дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу: а – установка; б – конструктивна схема; 1 – вал шнека; 2 – стрічкова спіраль із наростаючим зазором між валом і шнеком; 3 – конічний кожух; 4 – механізм регулювання висоти перевантаження; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – рама; 7 – рухомий стіл; 8 – бункер; 9 – електропривод; 10 – пасова передача; 11 – перетворювач частоти обертання приводу; 12 – персональний комп'ютер

Запишемо диференціальне рівняння [6-7] згинних коливань робочого органу багатофункціонального транспортера, вздовж котрого переміщається суцільний потік оброблювального середовища подати у вигляді

$$(m_1 + m)\left(\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \omega^2 u(x,t)\right) + 2mV \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x} + (mV^2 + N) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \lambda \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}\right)^s + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( EI(x) \left( \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \varepsilon \left( \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right)^3 \right) \right) \right] = H \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0), \quad (1)$$

Головний резонанс у шнековому робочому органі буде спостерігатись за наступної кутової швидкості його обертання

$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{5}} \left( \frac{EI}{(m + m_1)} \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^2 - \frac{N}{(m + m_1)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Амплітуда проходження резонансу залежить значною мірою від різниці фаз власних та вимушених коливань тобто параметру  $\gamma = \psi - \varphi$ ,  $\varphi = \omega t$ . На основі проміжні викладки наведемо тільки співвідношення, що описують закони зміни основних параметрів робочого органу під час проходження головного резонансу.

$$\frac{da}{dt} = \frac{\lambda}{\pi \Omega \Gamma^2(1.5 + s/2)} a^s - \frac{H}{(m + m_1)(\Omega + \omega)} \frac{2q}{2 + q} \frac{\Gamma((2q + 1)/2)}{\Gamma(1 + q/2)} \sin \gamma \sin \frac{\pi x_0}{\ell}, \quad (3)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \Omega - \omega/2 - \frac{mV^2}{2(m + m_1)\Omega} + \frac{0.07 \varepsilon EI \pi}{(m + m_1)} a^2 + \frac{H}{(m + m_1)(\Omega + \omega)} \frac{2q}{2 + q} \frac{\Gamma((2q + 1)/2)}{\Gamma(1 + q/2)} \cos \gamma \sin \frac{\pi x_0}{\ell}.$$

На рис.3 отримані залежності представлено зміну в часі амплітуди поперечних коливань за різних значень параметрів системи

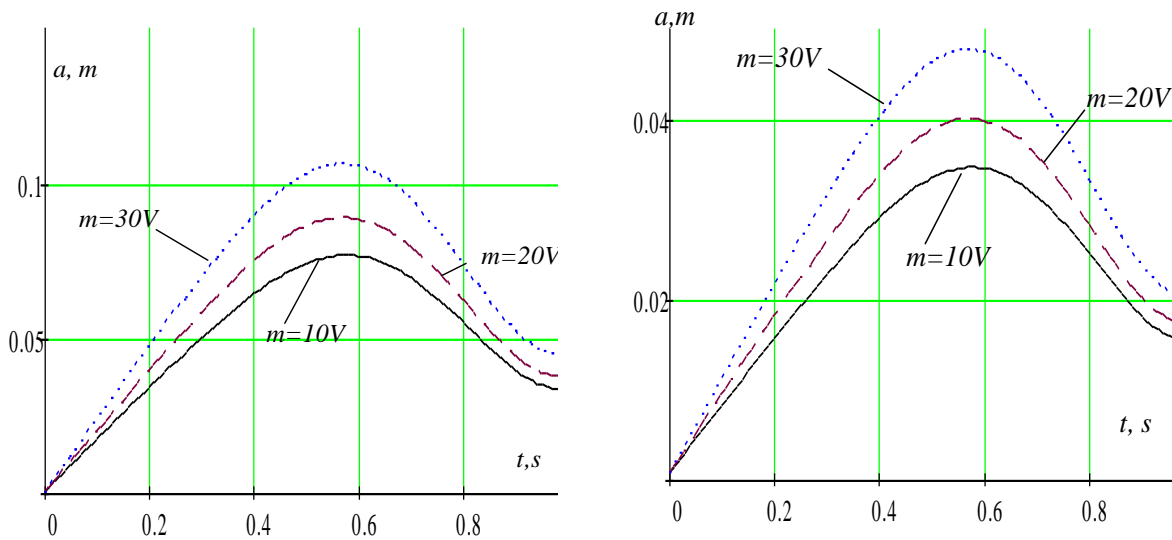


Рис.3. Зміни в часі амплітуди робочого органу багатофункціонального транспортера при переході через головний резонанс

Наведені графічні залежності показують що для резонансного випадку амплітуда переходу через головний резонанс для більших значень швидкостей відносного руху оброблювального середовища є більшою. Збільшення відносної швидкості від 2 до 5м/с при наступних значеннях параметрів  $m = 15\text{кг/м}$ ,  $m_1 = 10\text{кг/м}$ , спричиняє збільшення амплітуди переходу через головний резонанс на 17%, а при  $m = 30\text{кг/м}$ ,  $m_1 = 10\text{кг/м}$ , на 54%

### Література

- 1.Горошко О. А. О продольных колебаниях балки с подвижным экипажем / Горошко О. А. // Прикладная механика. – 1978. – 14. – №8. – С.70–78.
2. Доценко П. Д. О колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода / Доценко П. Д. // Прикладная механика. – 1971. – Вып.3. – С.85– 91.
3. Stotsko Z. A. Complex mathematical model and optimization of vibration volumetric treatment for surfaces of machine parts / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // J. of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. V.24. – September 2007. – s. 283 – 290.
- 4.Stotsko Z. Das Unlinear parametrischmodell der Dreimassenmaschinen fur die Vibrationsvolumenbehandlung und ihre Streuladung / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // Kwartalnik Naukowo – Techniczny Maszyny dzwigowo – transportowe. – Bytom Poland. – 2000. – №3 – s. 50 – 62.
6. Oleg Lyashuk Longitudinal-angular oscillation of wheeled vehicles with non-linear power characteristics of absorber system// Oleg Lyashuk, Tetyana Pyndus, Olexandr Marunych Maria Sokil /. Вісник Тернопільського національного технічного університету.Scientific Journal of the Ternopil National Technical University.- 2016.№2(83).- 82-89