

9. Патент на корисну модель № 65144 Машина для розливу та закупорювання свіжовидоєного молока від 25.12.2009 року
10. Закон України від 18.03.2004 р. №1629-IV «Про загальнодержавну програму адаптації законодавства України до законодавства Європейського Союзу» Електронний ресурс <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/1629a-15>

Рассмотрены общие основные элементы организации доения коров. Определены недостатки существующих типов машин для разлива молока. На их основе разработаны принципиальная схема разлива и укупорки свежесвыдоенного молока, учитывающая основные факторы влияния на процесс производства молока.

Система, транспортирование, молоко, разлив.

The general organization of basic elements of milking cows. Identified shortcomings of existing types of filling machines based on its have developed scheme spill and closing svezhevydoennogo milk, taking into account main factors influencing process of milk production.

System, transportation, milk, flood.

УДК 534:62-752: 629.11.012.57

ХВИЛЬОВИЙ МЕТОД ЗНИЖЕННЯ ПОЗДОВЖНИХ КОЛИВАНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

**В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, кандидат технічних наук
О.Ю. Костина, аспірант***

Проведено дискретно-континуальне моделювання та запропонований обґрунтований хвильовий метод зниження поздовжніх коливань пружних елементів скребкового конвеєра. Вказані коливання розглянуті як суперпозиція двох біжучих назустріч одна одній слабо затухаючих хвиль.

Дискретно-континуальне моделювання, демпфуючий пристрій, поздовжні коливання, пружні елементи, конвеєр.

Постановка проблеми. Пружні елементи сучасних скребкових конвеєрів представляють собою замкнений ланцюг, що складається

*Науковий керівник – доктор технічних наук В.С. Ловейкін

© В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, О.Ю. Костина, 2013

з піддатливих ділянок відносно малої маси, відділених одна від одної жорсткими більш масивними елементами (скребками з вантажем). Піддатливість пружних елементів призводить до того, що при русі скребкового конвеєра деякі ділянки обводу конвеєра набувають властивостей коливних систем, у яких динамічні процеси можуть мати хвильовий характер.

Ефективним способом уникнення відбитих хвиль на границях ланки конвеєра є введення у конструкцію рухомої частини конвеєра механізму натягу з пружно-дисипативними елементами. Забезпечення узгодженості гілки й натяжного механізму дозволяє виключити виникнення резонансу у результаті складання падаючого розподілу динамічних навантажень як у обводі, так і у інших вузлах і деталях конвеєрного привода.

Аналіз останніх досліджень. У роботах [1, 2] запропонований й теоретично обґрунтований спосіб зниження коливань пружних елементів машин, заснований на ідеї узгодження шляхом уникнення у системі можливостей збудження, існування та розповсюдження відбитих хвиль.

Зокрема, на прикладі крутих коливань трансмісії [1] та згинних коливань балки [2] показано, що узгодження може бути забезпечене за допомогою кінцевих гасників без відбиття хвиль, які повністю поглинають енергію збурень, які розповсюджуються від джерела.

Мета досліджень полягає у обґрунтуванні ідеї узгодженого гасника, який дозволяє зменшити поздовжні в'язкопружні коливання пружних елементів скребкового конвеєра.

Результати досліджень. Розглянемо дискретну модель скребкового конвеєра (його гілку) у вигляді ланцюга однорідних мас і невагомих пружних елементів, що мають внутрішнє тертя (рис. 1). На одному кінці гілки діє періодична зовнішня сила, а на іншому встановлений натяжний пристрій, що складається з інерційного пружного елемента та демпфера.

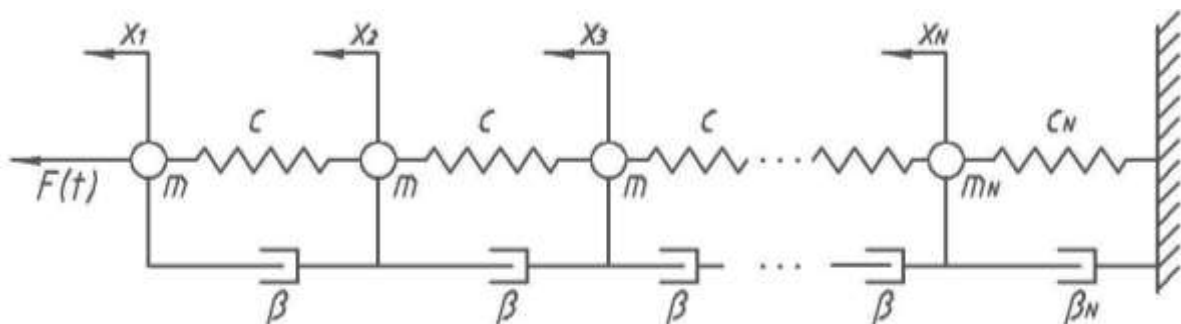


Рис. 1. Розрахункова схема конвеєра.

Поздовжні коливання такої системи описуються рівняннями:

$$\left[m\ddot{x}_1 + c \cdot (x_1 - x_2) + \beta \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \cdot e^{i\omega t}, \quad i^2 = -1; \right. \quad (1)$$

$$m\ddot{x}_n + c \cdot (2x_n - x_{n-1} - x_{n+1}) + \beta \cdot (2\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1} - \dot{x}_{n+1}) = 0, \quad n = 2, 3, \dots, N-1; \quad (2)$$

$$m_N \ddot{x}_N + c_N x_N + c \cdot (x_N - x_{N-1}) + \beta_N \dot{x}_N + \beta \cdot (\dot{x}_N - \dot{x}_{N-1}) = 0, \quad (3)$$

де n – порядковий номер маси ланцюга; x_n – поздовжнє переміщення n -го елемента (скребка) відносно положення рівноваги; m, c – маса та поздовжня жорсткість ланки скребкового конвеєра; β – коефіцієнт, який враховує втрати у з'єднаннях конвеєра; m_N, c_N, β_N – маса, жорсткість і коефіцієнт демпфування кінцевого закріплення гілки конвеєра; F_0, ω – амплітуда і частота зовнішньої сили.

Хвиля, яка розповсюджується від джерела збурення вдовж ланцюга мас, після взаємодії з кінцевим закріпленням відбивається від нього й розповсюджується у протилежному напрямку. Тому подовжнє переміщення n -ї маси ланцюга можна подати у вигляді суперпозиції двох затухаючих хвиль

$$x_n(t) = A \cdot \exp\{i \cdot (\omega \cdot t - \gamma \cdot n \cdot a)\} + B \cdot \exp\{i \cdot (\omega \cdot t - \gamma \cdot n \cdot a)\}, \quad (4)$$

де A – амплітуда хвилі збурення; B – амплітуда хвилі, відбитої від закріплення; ω – частота хвилі; $\gamma = k - i\alpha$ – комплексне хвильове число; a – крок скребкового конвеєра.

Підставляючи розв'язок у вигляді біжучої хвилі $x_n \sim \exp[i \cdot (\omega \cdot t \pm \gamma \cdot n \cdot a)]$ у рівняння (2), матимемо співвідношення, яке зв'язує комплексне хвильове число $\gamma = k - i\alpha$ та частоту ω (т.з. дисперсійне співвідношення)

$$ch\{i \cdot \gamma \cdot a\} = (c - m\omega^2/2 + i \cdot \beta \cdot \omega)/(c + i \cdot \beta \cdot \omega). \quad (5)$$

З (5) випливає, що параметри k та α є нелінійними функціями частоти ω . Розглянемо кілька характерних випадків.

Випадок збурень з великою довжиною хвилі ($k \cdot a \ll 1$), коли ланцюг мас близький за своїми властивостями до в'язкопружного стрижня, з (5) матимемо лінійний закон для k

$$k \cdot a = \left(\frac{m}{c} \right)^{1/2} \cdot \omega, \quad (6)$$

і квадратичну частотну залежність для параметру α , який характеризує експоненціальне затухання хвилі вдовж ланцюга

$$\alpha \cdot a = \beta \cdot \left(\frac{m}{c}\right)^{1/2} \cdot \omega^2 / (2c). \quad (7)$$

Якщо втратами у системі знехтувати ($\beta = 0$), тоді з (5) випливає універсальне дисперсійне співвідношення, що характерне для багатьох дискретних систем [4]:

$$\omega = 2 \cdot \left(\frac{c}{m} \right)^{1/2} \cdot \sin \left[\frac{ka}{2} \right]. \quad (8)$$

Зокрема, такий самий закон дисперсії має місце для системи, яка використовується у якості приведеної моделі при розрахунку крутих коливань трансмісій [1].

Підстановкою розв'язку (4) у рівняння руху кінцевого ланцюга (3) знаходимо зв'язок між амплітудами падаючої (A) та відбитої (B) хвиль переміщення на границях гілки

$$\frac{B}{A} = \exp\{-2 \cdot i \cdot \gamma \cdot N \cdot a\} \cdot \frac{(z_0 - z_N)}{(z_0 + z_N)}, \quad (9)$$

де

$$\begin{aligned} z_N &= \beta_N + i \cdot (m_N \cdot \omega - c_N / \omega) + (\beta - ic / \omega) \cdot (1 - \operatorname{ch}[i \cdot \gamma \cdot a]), \\ z_0 &= (\beta - ic / \omega) \cdot \operatorname{sh}[i \cdot \gamma \cdot a]. \end{aligned} \quad (10)$$

У (9) входить комплексна величина z_N , яка залежить від частоти хвилі ω , параметрів кінцевого закріплення, параметрів ланцюга і характеризує імпеданс кінцевого закріплення. Величина z_0 визначає імпеданс однорідного ланцюга мас з внутрішнім тертям.

З (9) видно, що відбиті від закріпленого кінця хвилі відсутні ($B/A=0$), якщо імпеданс закріплення дорівнює імпедансу ланцюга мас $z_0 = z_N$. Таке з'єднання ланцюга й кінцевої гілки будемо називати узгодженим.

Для отримання узгодженого з навантаженням з'єднання параметри закріплення m_N, c_N, β_N та параметри ланцюга m, c, β повинні задовольняти співвідношенням:

$$\begin{cases} m_N \cdot \omega^2 - c_N - c \cdot (1 - \exp[\alpha \cdot a] \cdot \cos ka) - \beta \cdot \omega \cdot \exp(\alpha \cdot a) \cdot \sin ka = 0, \\ \beta_N \cdot \omega + \beta \cdot \omega \cdot (1 - \exp[\alpha \cdot a] \cdot \cos ka) - c \cdot \exp(\alpha \cdot a) \cdot \sin ka = 0, \end{cases} \quad (11)$$

де α, k та частота ω зв'язані рівнянням (5).

Отже, вихідна задача звелась до дослідження системи двох рівнянь (11) для визначення трьох параметрів закріплення m_N, c_N, β_N за заданими параметрами ланцюга m, c, β та частотою збурення ω .

При $\beta = 0$ з (11) маємо умови узгодження, аналогічні знайденим для крутих систем трансмісій [1]. У цьому випадку коефіцієнт демпфування закріплення повинен бути рівним імпедансу ланцюга мас:

$$\beta_N = \beta_N^* = (mc - m\omega^2/4)^{1/2}, \quad (12)$$

а маса й жорсткість закріплення задовольняють рівностям:

$$m_N = m_N^* = m/2; \quad c_N = c_N^* = 0, \text{ або } (m_N^* - m/2)/c_N^* = \omega^2. \quad (13)$$

Зрозуміло, що розв'язок поставленої задачі про пошук параметрів кінцевого закріплення гілки, яке не відбиває хвилі, має сенс лише для слабко затухаючих хвиль, коли втрати у з'єднаннях скребкового конвеєра малі ($\beta \cdot \omega \ll c$).

При $\beta \cdot \omega \ll c$ значення коефіцієнту демпфування закріплення β_N близьке до значення β_N^* , яке обчислене за відсутністю втрат

$$\beta_N = \beta_N^* \cdot \exp(\alpha \cdot a) - \beta \cdot [1 - \exp(\alpha \cdot a) \cdot \cos(k \cdot a)] \quad (14)$$

Вважаючи масу та жорсткість закріплення рівними $m_N = m_N^* = m/2$, $c_N = c_N^* = 0$ ми не досягнемо повного узгодження на границі гілки ($B/A \neq 0$). Однак перевага демпфуючого пристрою з такими параметрами полягає у тому, що він не має резонансних властивостей і тому не критичний до малих змін частоти збурення ω і параметрів системи.

Залежність коефіцієнта відбиття B/A у цьому випадку також не має резонансного характеру і набуває такого вигляду:

$$|B/A| = -\exp\{-2 \cdot \alpha / (N \cdot a)\} \cdot \frac{[\beta \cdot p - c \cdot q / \omega]}{[4 \cdot (c \cdot p / \omega + \beta \cdot q)^2 + (\beta \cdot p - c \cdot q / \omega)^2]^{1/2}}, \quad (15)$$

де $p = ch(\alpha \cdot a) \cdot \sin(k \cdot a)$, $q = sh(\alpha \cdot a) \cdot \cos(k \cdot a)$.

Зокрема, при $\beta \cdot \omega \ll c$ коефіцієнт відбиття $|B/A|$ не перевищує величини $\beta \cdot \omega / (4c)$.

Чисельні розрахунки для скребкового конвеєра з гумово-металевими елементами (шарнірами) і параметрами $m = 8,96 \text{ кг}$, $a = 0,14 \text{ м}$, $c = 10^7 \text{ Н/м}$, $\beta = 1,7 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$, близькими до експериментальних досліджень при частоті збурення $\omega = 200 \text{ с}^{-1}$, $m_N = m/2$, $c_N = 0$ дають для β_N значення $\beta_N = 9,465 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$.

Слід зазначити, що величина коефіцієнта демпфування закріплення β_N залежить від частоти ω , тобто узгодження може бути досягнуте лише на певній частоті. Однак у випадку збурень з великою довжиною хвилі ($k \cdot a \ll 1$) коефіцієнт демпфування закріплення можна вважати постійним і не залежним від частоти збурення:

$$\beta_N = (m \cdot c)^{1/2}. \quad (16)$$

Отже, при $k \cdot a \ll 1$ узгодження досягаються практично на всіх частотах вказаного діапазону при фіксованих параметрах ланцюга та кінцевого закріплення.

Розглянемо іншу модель динаміки скребкового конвеєра, яка описує асиметричні поздовжньо-кутові коливання його елементів. При цьому розрахункова схема задачі буде відповідати моделі механічної лінії передачі (рис. 2). На рис. 2 зображена половина скребкового конвеєра відносно його центральної вісі.

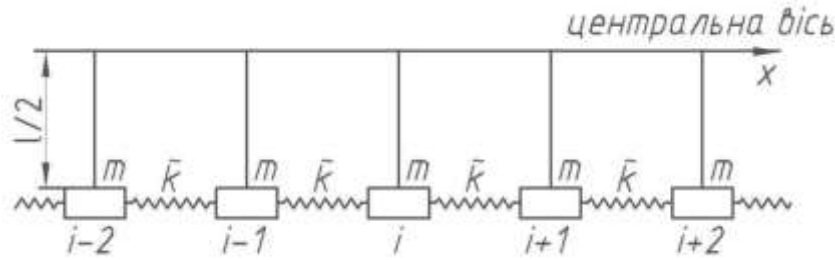


Рис. 2. Розрахункова схема для моделі механічної лінії передачі (l – ширина полотна конвеєра).

У даній моделі механічної лінії передачі (рис. 2), скребковий конвеєр поданий у вигляді системи маятників, з'єднаних між собою пружинами жорсткістю $\tilde{k}$. Введемо такі позначення: φ_i – кут відхилення від вертикалі i -го маятника; p – натяг, що за припущенням однаковий у всіх маятниках; χ – квазіпружний коефіцієнт; m – маса кожного з вантажів ($1/2$ маси одного скребка з вантажем). Рівняння руху i -го маятника при цьому має вид (у т.з. наближенні «наближених сусідів»)

$$m \cdot \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = \tilde{k} \cdot (\varphi_{i+1} + \varphi_{i-1} - 2\varphi_i) - p \cdot \sin \varphi_i, \quad (17)$$

де t – час.

Зрозуміло, що знаючи φ_i легко знайти переміщення i -го маятника: $\xi_i = \frac{l}{2} \cdot \varphi_i$. Введемо далі безрозмірні величини: «відстань» $\chi = i \cdot \sqrt{p/k}$ та час $\tau = t \cdot \sqrt{p/m}$. У таких позначеннях рівняння (17) зведеться до т.з. рівняння Синус-Гордона:

$$\partial^2 \varphi / \partial \xi^2 - \partial^2 \varphi / \partial \tau^2 = \sin \varphi. \quad (18)$$

У лінійному наближенні, зрозуміло, це рівняння описує розповсюдження вдовж лінії передачі гармонічних коливань, які описуються дисперсійним рівнянням для k (хвильового вектора) та кутової частоти ω хвилі, що має вид

$$k^2 = 1 + \omega^2. \quad (19)$$

Переходячи до розгляду нелінійних коливань такої системи, шукатимемо розв'язок у вигляді $\varphi = \varphi(\tilde{\xi})$, де $\tilde{\xi} = x - u \cdot t$, де u – групова швидкість розповсюдження хвилі. Тоді прийдемо до диференціального рівняння, яке описує біжучі нелінійні хвилі:

$$d\varphi / d\tilde{\xi} = \sqrt{2 \cdot (\tilde{E} - \cos \varphi) / (1 - \tilde{u}^2)}, \quad (20)$$

де $\tilde{E}$ – постійна інтегрування, що має зміст безрозмірної початкової енергії одного з маятників, а $\tilde{u}$ – значення безрозмірної групової

швидкості розповсюдження хвилі $\tilde{u} = d\chi/d\tau$. Для випадку ($\tilde{E}=1$) маємо розв'язок (20)

$$\varphi = \arctg \left\{ \exp \left[\left[\tilde{\xi} / (l/2) \right] / \sqrt{1 - \tilde{u}^2} \right] \right\}, \quad (21)$$

яке описує розповсюдження вдовж лінії збурень кутової функції у формі кінків: $\varphi(\pm\infty) = \pm\pi/2$. Якщо ж модуль $E < 1$ й безрозмірна швидкість $\tilde{u} > 1$, тоді шукана функція виражається через еліптичний синус:

$$\varphi = 2 \arcsin \left(\bar{\gamma} \cdot \operatorname{sn} \left[\left[\tilde{\xi} / (l/2) \right] / \sqrt{\tilde{u}^2 - 1} \right] \right), \quad \bar{\gamma}^2 = (1 - \tilde{E})/2, \quad (22)$$

при цьому $\varphi = 2 \arcsin \gamma$, й ми приходимо до розв'язку солі тонного типу.

За умови $\tilde{E} < 0$, $\tilde{u}^2 < 1$ (або $\tilde{E} > 2$, $\tilde{u}^2 > 1$) можливі спіральні хвилі:

$$\frac{d\varphi}{d\tilde{\xi}} = \pm \left\{ \left(4 \cdot \sin^2(\varphi/2) - 2\tilde{E} \right) / (u^2 - 1) \right\}^{1/2}. \quad (23)$$

У таких хвилях $\varphi(\tilde{\xi})$ або монотонно зростає, або монотонно спадає.

При $\tilde{E} = 0$, $\tilde{u}^2 < 1$ (або $\tilde{E} = 2$, $\tilde{u}^2 > 1$) розв'язок має вид

$$\operatorname{tg}[(\varphi + \pi)/4] = \pm \exp \left[\pm \frac{2}{l} (\tilde{\xi} - \tilde{\xi}_0) / \sqrt{\tilde{u}^2 - 1} \right], \quad \tilde{\xi}|_{t=0} = \tilde{\xi}|_{\tau=0} = \tilde{\xi}_0. \quad (24)$$

Цей розв'язок описує поодинокі петлі величини 2π . У останньому випадку (при $\tilde{E} = 0$) вдається знайти точний розв'язок, який описує взаємодію таких хвиль

$$\psi = \operatorname{tg} \left(\frac{\tilde{\xi} \cdot 2}{4 \cdot l} \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{\tilde{\xi}}{2 \cdot l} \right) = \frac{\tilde{u} \cdot \operatorname{sh} \left\{ (2x/l) / \sqrt{1 - u^2} \right\}}{\operatorname{ch} \left\{ \tilde{u} \cdot \tau / \sqrt{1 - u^2} \right\}}. \quad (25)$$

При $t \rightarrow \pm\infty$ маємо таку асимптотику

$$\psi = \mp \exp \left[\frac{2}{l} (\mp x + u \cdot t) / \sqrt{1 - u^2} \right] \pm \tilde{u} \cdot \exp \left[\frac{2}{l} (\tilde{\xi}) / \sqrt{1 - u^2} \right]. \quad (26)$$

Цей розв'язок описує уособлені хвилі, що рухаються у протилежних напрямках. Додатна петля, що приходить з $(-\infty)$, у результаті взаємодії зсувається на відстань

$$2 \cdot \Delta x / l = 2 \cdot \sqrt{1 - \tilde{u}^2} \cdot \ln(1/\tilde{u}). \quad (27)$$

Висновки

1. Отримані у роботі моделі динаміки скребкового конвеєра, що описують поздовжні коливання та поздовжньо-кутові коливання й

хвилі, які розповсюджуються вдовж його вісі, дозволили встановити основні характеристики подібних збурень.

2. Результати роботи у подальшому можуть бути використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку динамічних характеристик скребкових конвеєрів та стадіях їх проектування/ конструювання, так і у режимах реальної експлуатації з метою усунення небажаних хвилеутворень, які зменшують надійність та довговічність вказаних конвеєрів, шляхом використання гасників коливань спеціальної конструкції з параметрами, що визначені у даному дослідженні.

Список літератури

1. Весницкий А.И. Согласование трансмиссий по крутильным колебаниям / А.И. Весницкий, И.В. Милосердова // Изв. вузов. Машиностроение. – 1991. – № 4–6. – С. 86–90.
2. Весницкий А.И. Согласованный торцевой гаситель изгибных колебаний балки / А.И. Весницкий, И.В. Милосердова // Акустический журнал. – 1995. – Т.41. – № 4. – С. 572–575.
3. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движателя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 231с.
4. Рабинович М.И. Введение в теорию колебаний и волн / М.И. Рабинович, Д.И. Трубецков. – М.: Наука, 1984. – 432с.

Проведено дискретно-континуальное моделирование и предложен обоснованный волновой метод снижения продольных колебаний упругих элементов скребкового конвейера. Указанные колебания рассмотрены как суперпозиция двух бегущих навстречу друг другу слабо затухающих волн. Показано, что уменьшение колебаний ветвей конвейера может быть достигнуто путем подбора параметров демпфирующего устройства, которое снижает отраженные волны на границе ветви.

Дискретно-континуальное моделирование, демпфирующее устройство, снижение, продольные колебания, упругие элементы, скребковый конвейер.

Discrete-continual modeling is carried out and the reasonable wave method of decrease in longitudinal oscillations of elastic elements of scraper conveyor is offered. These oscillations as superposition of two poorly damped waves running towards each other are considered. It is shown that reduction of conveyors branches oscillations can be reached by selection of damping's device parameters which reduces reflected waves on branch border.

Discrete-continual modeling, damping device, longitudinal oscillations, elastic elements, scraper conveyor.