



Паламарчук І. П.

Любін М. В.

Токарчук О. А.

Вінницький  
національний  
аграрний  
університет

УДК 621.875.2

## ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ КОЛИВАЛЬНОГО ХАРАКТЕРУ В ГНУЧКИХ СПІРАЛЬНО-ФАСОННИХ КОНВЕЄРАХ ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ

*В статье рассмотрены причины возбуждения динамических сил в гибких спирально-фасонных конвейерах поступательного движения, а также выведены основные зависимости.*

*The reasons of excitation of dynamic forces in the flexible spiral-shaped conveyers of forward motion are considered, and also the basic dependences are shown out in the article.*

**Постановка проблеми.** Гнучкі спірально-фасонні та спірально-гвинтові транспортери – це такі транспортуючі машини, в яких робочий елемент представляє собою циліндричну гвинтову спіраль або циліндричну фасонну спіраль, розміщену в гнучкому кожусі. Останнім часом все частіше в різних технологічних процесах як в нашій державі, так і за кордоном стали використовувати дані транспортери.

Гнучкий спірально-гвинтовий конвеєр є різновидністю традиційного гвинтового конвеєра, та, порівняно з ним, він має значно меншу металоємність.

Гнучкість – основна перевага даних конструкцій порівняно з традиційними гвинтовими (жорсткими) конвеєрами – дає змогу проектувати складні просторові траси транспортування. Робочий елемент відрізняється простотою конструкції, компактністю та може бути використаний як у стаціонарному, так і переїзному варіанті. Під час роботи гвинтові спіралі обертаються, транспортуючи вантаж, що потрапив у трубопровід.

Поряд із обертаючими транспортуючими спіралями, передові країни світу, наприклад Німеччина, використовують транспортуючі кільцеві спіралі, які переміщуються прямолінійно. Принцип транспортування вантажу подібний до скребкових конвеєрів з контурними скребками.

Більшість патентів по одно спіральному гнучкому транспортеру як вітчизняних [3,4] так і

іноземних, розширюють границі їх використання і відносять до конструктивних удосконалень.

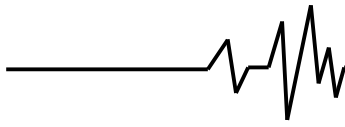
Широке застосування гнучких спірально-фасонних конвеєрів поступального руху в промисловості стримується відсутністю в науково-технічній літературі експериментально-технічних відомостей.

У перехідний період руху в приведених лініях машин, крім статичних та інерційних навантажень внаслідок пружної деформації деталей приводу та інших лапок конвеєра, виникають динамічні навантаження коливального характеру, які в деяких випадках можуть значно перевищувати статичні навантаження.

Аналізуючи дослідження [1, 2], видно, що динамічне навантаження коливального характеру – моменти сил пружності в лінії передачі – виникає при завантаженні та розвантаженні спірально-фасонних конвеєрів, коли змінюється швидкість переміщення вантажу. Гармонійні коливання з періодом  $T$  в результаті розсіяння енергії через деякий час затухають і залишається лише статичний момент  $M_{ст}$ . При сталій швидкості руху вільних коливань немає.

Знання дійсних навантажень дає змогу створювати надійні конструкції машин з поліпшеними параметрами, а при експлуатації – досягти найбільшої продуктивності з максимальним використанням резервів міцності та потужності.

**Результати досліджень.** Для дослідження динаміки реальну машину треба замінити фізичною моделлю, яка є кількома



зосередженими масами, що з'єднанні між собою пружними безмасовими зв'язками.

Під дією зовнішніх навантажень пружні елементи деформуються, а зосереджені маси машин, крім основного руху, здійснюють малі коливання. Замінна складова сил і моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що загальне миттєве навантаження може значно перевищувати статичні та інерційні навантаження і привести до перевантаження і руйнування деталей.

У багатьох механізмах підійомно-транспортних машин динамічні навантаження мають вирішальне значення при розрахунку міцності. Вплив змінних сил є однією з основних причин руйнування деталей. До 90 % руйнувань деталей в деяких машинах мають утомленісний характер, що є результатом дії змінних динамічних навантажень.

Визначення динамічних навантажень складається з таких етапів:

- створення фізичної моделі, або еквівалентної схеми механізму; визначення зведених мас та жорсткостей зв'язків;
- визначення зовнішніх навантажень на пружну систему та характеру їх дії;
- складання диференціальних рівнянь руху мас системи;
- визначення частоти коливань і пружних сил (моментів) в елементах механізму.

При створенні фізичної моделі механізму потрібно, щоб вона мала якомога меншу кількість мас, бо це значно спрощує розрахунки. В наукових дослідженнях вибирають кілька найбільших мас привода і робочих органів машини. Решту мас або не беруть до уваги внаслідок їхньої малості, або враховують, розподіливши їх між зосередженими масами за існуючими методами зведення.

### 1. Визначення жорсткостей елементів динамічних систем.

Жорсткість елементів характеризується коефіцієнтом, який можна визначити, як відношення силового фактора до деформації. Коефіцієнт жорсткості  $c$ , Н/м, дорівнює силі, або моменту, який спричинює одиничну деформацію.

Основним елементом спірального конвеєра поступального руху є спіраль.

Жорсткість спіралі (пружини стиску):

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3z}, \quad (1)$$

де  $G = 8,4 \cdot 10^{10}$  Па – модуль зсуву;  $d$  – діаметр дроту пружини;  $D$  – середній діаметр пружини;  $z$  – кількість робочих витків.

Величину, протилежну коефіцієнту жорсткості називають коефіцієнтом піддатливості  $e$ , Н/м:

$$e = \frac{1}{c}. \quad (2)$$

### 2. Розрахунок динамічних навантажень у пружних зв'язках при різних навантаженнях.

Після визначення параметрів фізичної моделі знаходять динамічні навантаження в пружних зв'язках механізму.

Розглянемо динамічні навантаження в двомасовій системі з лінійною жорсткістю  $c$  і масами  $m_1$  і  $m_2$ , на які діють сили двигуна  $F_0$  і сили опору вантажу  $\Sigma F_w$ :

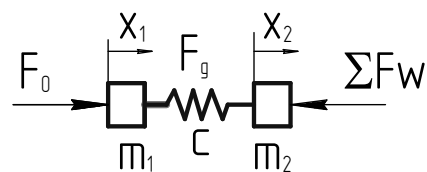


Рис. 1. Еквівалентна двома сова система спіраль-фасонного конвеєра поступального руху

Розглянемо випадок, коли  $F_0 = \text{const}$ : під дією зовнішніх сил ( $F_0$ ) у несталий період руху в пружній системі виникають коливальні процеси, які можна описати такою системою диференціальних рівнянь руху мас:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) = F_0 \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = -\Sigma F \cdot w \end{cases}, \quad (3)$$

де  $x_1$  і  $x_2$  – переміщення відповідно першої і другої мас,  $m_1$  і  $m_2$  – маса спіралі і вантажу відповідно.

У рівнянні (3) перші доданки – сили інерції відповідної маси, другі – сили пружності в зв'язках; у правій частині рівнянь – сили, що діють на механізм переміщення при несталому періоді руху.

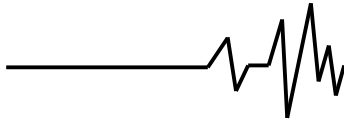
Помноживши перше рівняння системи (3) на  $m_2$ , а друге – на  $m_1$ , віднявши друге рівняння від першого і поділивши на  $m_1 \cdot m_2$ , дістанемо:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} \cdot cx = \frac{m_2 F_0 + m_1 \cdot \Sigma F \cdot w}{m_1 \cdot m_2}, \quad (4)$$

де  $x = (x_1 - x_2)$  – різниця переміщень мас.

Диференціальне рівняння (4) характеризує деформацію пружної лінії привода, або динамічне зусилля в ній при умові, що:

$$F_g = c(x_1 - x_2) = cx. \quad (5)$$



Рішенням рівняння (4) з урахуванням умови (5) дістанемо формулу для динамічних зусиль у пружному зв'язку:

$$F_g = A \cos pt + B \sin pt + \frac{m_2 \cdot F_0 + m_1 \cdot \Sigma F w}{m_1 + m_2}, \quad (6)$$

де  $A$ ,  $B$  – сталі інтегрування, або амплітуди коливань динамічних зусиль;  $p$  – власна частота коливань; для двомасової системи:

$$p = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}. \quad (7)$$

Період власних коливань:

$$T = \frac{2\pi}{p}. \quad (8)$$

Сталі  $A$  і  $B$  визначають з початкових умов. При нульових початкових умовах, тобто до початку завантаження системи ( $t = 0$ ;

$$\frac{dx}{dt} = 0; F_g = 0):$$

$$A = -\frac{m_2 F_0 + m_1 \cdot \Sigma F \cdot w}{m_1 + m_2}; B = 0. \quad (9)$$

Після підстановки  $A$  і  $B$  в рівняння (6) дістанемо формулу для визначення динамічних зусиль у пружній ланці:

$$F_g = \frac{m_1 \cdot \Sigma F \cdot w + m_2 F_0}{m_1 + m_2} \cdot (1 - \cos pt), \quad (10)$$

або

$$F_g = \left[ \Sigma F \cdot w + \frac{(F_0 - \Sigma F \cdot w) \cdot m_2}{m_1 + m_2} \right] \cdot (1 - \cos pt).$$

Позначимо складову навантаження, через  $F_n$ :

$$F_n = n_1 \cdot F_0 + n_2 \cdot \Sigma F \cdot w, \quad (11)$$

$$\text{де } n_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2}; \quad n_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} -$$

коефіцієнти розподілення мас у системі.

Тоді рівняння (а) можемо записати в такому простому вигляді:

$$F_g = F_n \cdot (1 - \cos pt). \quad (12)$$

Щоб показати, наскільки динамічні зусилля в пружних зв'язках перевищують статичні в несталий період руху, формулу (10) запишемо так:

$$F_g = \Sigma F \cdot w + (F_0 - \Sigma F \cdot w) n_2 \cdot (1 - \cos pt). \quad (13)$$

Найбільшими зусилля в пружних зв'язках будуть при  $\cos pt = -1$ , тобто при:

$$t = \frac{\pi}{p} = \frac{T}{2}$$

$$F_g \max = \Sigma F \cdot w + 2 \cdot (F_0 - \Sigma F \cdot w) \cdot n_2. \quad (14)$$

Найменшим зусилля буде при  $t = 0$ ;  
 $\frac{2\pi}{p}$ :

$$F_g \min = \Sigma F \cdot w. \quad (15)$$

### Висновки

Підсумовуючи все вищесказане, можна зробити висновок, що динамічні навантаження в пружних зв'язках спіральньо-фасонних конвеєрів, в першу чергу, будуть залежати від приведених мас спіралі та вантажу, також від лінійної жорсткості системи, крім того, значний вплив має величина опору переміщення вантажу.

### Література

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. / Комаров М.С. – М., Машиностроение, 1969.
2. Григорьев А.М. Теория, расчет и эксплуатация односпирального гибкого шнека. / Григорьев А.М. – Киев, 1967.
3. Авторское свидетельство СССР. №1452765, А1, Спирально-винтовой конвейер / В.Н.Гутман, К.Ф. Терпиловский, Е.К.Отто, В.Л. Трубач, В.В. Моклый. Заявл. 27.04.87; Опубл. 23.01.89. Бюл №3. – 4с.
4. Авторское свидетельство СССР. №1463656, А1, Спирально-винтовой конвейер для сыпучих материалов / Е.П. Шугин В.Н.Гутман, К.Ф. Терпиловский, Е.К.Отто, В.Л. Трубач, В.В. Моклый. Заявл. 23.06.87; Опубл. 07.03.89. Бюл №9. – 4с.