

УДК. 631.55

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ТРАНСПОРТЕРНИХ СТІЧОК

Дереза О. О., к.т.н.,

Дереза С. В., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-24-36, e-mail: elena-dereza@mail.ru

Анотація – дано аналіз роботи стрічки транспортера під час розгону.

Ключові слова – приведена маса, розподілені та зосереджені маси, повздовжня жорсткість стрічки, модуль пружності.

Постановка проблеми. Найпоширенішим засобом безперервного транспорту для різних насипних і поштучних вантажів є стрічкові транспортери. Основним тяговонесучим елементом є транспортерна прогумована стрічка, яка володіє певною пружністю та жорсткістю. У процесі розгону двигуна в тяговому органі виникають динамічні навантаження, розмір яких, головним чином, залежить від надлишкової сили або тривалості пуску. Тому стрічка повинна мати певні пружні властивості.

Постановка завдання. При розрахунку стрічкових конвеєрів, як правило, основні розрахункові зусилля визначаються із статичних умов їх роботи. Між тим для конвеєрів, у яких маса частин, що рухаються співмірна з масою привода, розміри вузлів часто визначаються не статичним, а динамічним навантаженням.

Під впливом зовнішньої сили макромолекули гуми витягаються пропорційно величині прикладеного зусилля. При малих деформаціях, коли зв'язок напруження – пружна деформація можна вважати лінійним, користуються законом Гука $\sigma = E\varepsilon$, $\tau = G\gamma$. При значних розтягуваннях спостерігається нелінійне зростання твердості. У цьому випадку модуль пружності можна визначити лише в диференціальній формі. Цей розрахунок досить складний, тому на практиці використовуються наближені розрахунки.

Основна частина. Для динамічного аналізу транспортера складено розрахункову схему, замінивши транспортер механічною моделлю, складеної з дискретних мас, пов'язаних пружними ланками.

Реальний механізм замінимо еквівалентною схемою, що володіє таким же ланками, має такий самий енергетичний запас, як і реальна система. Задача розрахунку зведеться до розрахунку приведеної системи, що складається з розподілених і зосереджених мас. Розподілені маси системи відповідають частинам транспортера, що рухаються поступально, а зосереджені – масам приводу з барабанами [1].

Реальну схему транспортера (рисунок 1) замінюємо приведеною (рисунок 2), що складається з числа безліч розподілених і двох зосереджених мас. Місцем приведення зосереджених мас обрані точки набігання стрічки на приводний і натяжний барабани.

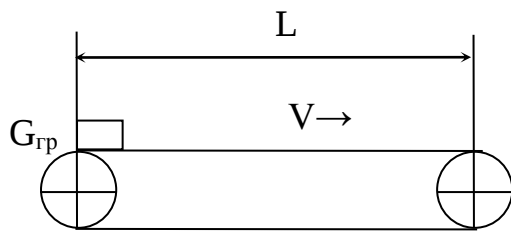


Рис. 1. Схема транспортера

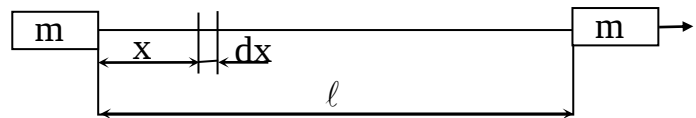


Рис. 2. Приведена схема транспортера

Маса m_1 є сумою приведених мас обертової частини двигуна, муфти і приводного барабана, маса m_2 складається з приведених мас вантажу і натяжного барабана. Ведуча m_1 і ведена m_2 маси з'єднані пружним елементом із масою q .

У момент початку руху маси m_1 система знаходиться в спокої і навантажена силою статичного опору конвеєра W_0 . Система починає рухатися за допомогою сили W і відчуває опір із боку сили W_0 . Для виходу системи зі стану спокою необхідно, щоб сила W була більше W_0 , тоді $W - W_0 = F_0$ являє собою надлишкову силу

$$F_0 = \frac{2 \cdot M_n \cdot i}{D_\delta} \cdot \eta - W_0, \quad (1)$$

де M_n – пусковий момент двигуна (максимальний), Н·м;

i – передатне число механізму;

D_δ – діаметр барабана, м;

W_0 – сила статичного опору руху стрічки, Н.

Дослідження процесу розгону будемо проводити при таких допущеннях:

- 1) відсутнє тертя в натяжному барабані;
- 2) нехтуємо подовженням стрічки;
- 3) в жодній із точок по довжині стрічки натяг у період пуску не падає до нуля;

4) система консервативна, що дозволяє враховувати загасання коливань від внутрішніх і зовнішніх сил;

5) на систему впливає постійна сила F_0 , що збурюється, яка дорівнює по розміру початковому значенню надлишкової сили.

У період розгону система описується хвилястим рівнянням

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad (2)$$

де u – переміщення перетинів стрічки;

t – поточний час;

x – координата положення перетину;

$\frac{\partial u}{\partial x}$ – відносна подовжня деформація стрижня, що залежить від по-

ложення перетину x і змінюється з часом t ;

$\frac{\partial u}{\partial t}$ – швидкість при пружному зсуві;

$a = \sqrt{\frac{E}{q}}$ – швидкість поширення пружної хвилі обурення в стрічці,
м/с;

E – подовжня жорсткість стрічки, Н;

q – маса стрічки, кг/м.

$$q = \frac{\frac{q'_p + q''_p}{2} \cdot l \cdot k + q_{st} \cdot l}{g \cdot l} \text{ кг/м}, \quad (3)$$

або

$$q = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{q'_p + q''_p}{2} \cdot k + q_{st} \right),$$

$\frac{q'_p + q''_p}{2} \cdot l \cdot k$ – вага обертових частин роликкоопор робочої і неробочої гілок транспортера, Н;

$q_{st} \cdot l$ – вага стрічки;

q'_p, q''_p – вага обертових роликкоопор робочої і неробочої гілок, Н/м;

q_{st} – потокова вага стрічки, Н/м;

g – прискорення сили ваги, м/с²;

k – коефіцієнт участі обертових частин роликкоопор у динаміці,
 $k = 0,8$.

Для рішення рівняння (2) прийняті такі початкові і граничні умови:

1) для першого періоду:

$$\text{при } t=0 \quad u = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial t} = 0; \quad (4)$$

$$\text{при } x = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad (5)$$

$$\text{при } x = l \quad \alpha_1 \cdot q \cdot l \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = F_0 - E \cdot \frac{\partial u}{\partial x}, \quad (6)$$

де $\alpha_1 = \frac{m_1}{q \cdot l}$ – відношення маси m_1 до маси стрічки $q \cdot l$.

$$m_1 = \frac{\beta_1 (G \cdot D^2)_h \cdot i^2}{D_o^2}, \quad (7)$$

де $(G \cdot D^2)_h$ – маховий момент обертових мас вала двигуна, кг·м²;

β_1 – коефіцієнт, що враховує маси валів, передач і приводного барабана, $\beta_1 \approx 1,1$.

2) для другого періоду:

при $t = t_0$

$$(u)_{t_0} = \frac{F_0}{E} \cdot \left\{ x - \alpha_1 \cdot l \left[1 - \exp \left(-\frac{x}{\alpha_1 \cdot l} \right) \right] \right\}, \quad (8)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)_{t_0} = \frac{F_0}{E} \cdot a \cdot \left[1 - \exp \left(-\frac{x}{\alpha_1 \cdot l} \right) \right], \quad (9)$$

при $x = 0$

$$\alpha_2 \cdot q \cdot l \cdot \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = E \cdot \frac{\partial u_1}{\partial x}, \quad (10)$$

при $x = l$

$$\alpha_1 \cdot q \cdot l \cdot \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = -E \cdot \frac{\partial u_1}{\partial x}, \quad (11)$$

де u_1 – переміщення перетинів стрічки при її власних коливаннях;

$\alpha_2 \cdot \frac{m_2}{q \cdot l}$ – відношення приведеної маси m_2 до маси стрічки.

У результаті рішення рівняння (2) отримані формули для визначення максимального зусилля в точці набігання стрічки на приводний барабан:

1) для першого періоду

при $x = l$

$$F_d = F_0 \cdot \left[1 - \exp \left(-\frac{a \cdot t}{\alpha_1 \cdot l} \right) \right], \quad (12)$$

в окремому випадку при $t = t_0 = \frac{l}{a}$ і $x = l$

$$F_d = F_0 \cdot \left[1 - \exp \left(-\frac{1}{\alpha_1} \right) \right], \quad (13)$$

2) для другого періоду динамічне зусилля в стрічці від власних і змущених коливань $x = l$

$$F_c = F_0 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} L_n \cdot (A_n \cdot \sin \nu_n \cdot t + B_n \cdot \cos \nu_n \cdot t) \quad (14)$$

$$F_e = F_0 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} K_{II} \cdot (1 - \cos \nu_n \cdot t) \quad (15)$$

Підсумувавши рівняння (14) і (15), отримуємо вираз у вигляді ряду:

$$F'_{\text{дин}} = F_0 \sum_{n=1}^{\infty} [L_n \cdot A_n \cdot \sin \nu_n \cdot t + (L_n \cdot B_{II} - K_{II}) \cdot \cos \nu_n \cdot t + K_{II}] \quad (16)$$

де

$$L_{II} = \frac{2 \cdot (\sin \delta_n + \alpha_2 \cdot \delta_n \cdot \cos \delta_n)}{\delta_n \cdot (1 + \alpha_2^2 \cdot \delta_n^2) + \frac{\sin 2\delta_n}{2} \cdot (\alpha_2^2 \cdot \delta_n^2 - 1) + 2 \cdot \alpha_2 \cdot \delta_n \cdot \sin^2 \delta_n} \quad (17)$$

ν_{II} – частота власних коливань системи

$$\nu_{II} = \frac{a \cdot \delta_n}{l}, \quad (18)$$

δ_n – власне число

$$t_g \cdot \delta_n = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2) \delta_n}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \delta_n^2 - 1}, \quad (19)$$

$$A_n = -\frac{\delta_n \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)}{1 + \delta_n^2 \cdot \alpha^2}, \quad (20)$$

$$B_{II} = \delta_n \cdot \left[\frac{E_1 \cdot \delta_{II} (\alpha_1 + \alpha_2)}{1 + \alpha_1^2 \cdot \delta_{II}^2} - \alpha_2 \cdot \sin \delta_n - \frac{1 - \cos \delta_n}{\delta_n} \right], \quad (21)$$

$$K_{II} = \frac{(\alpha_2^2 \cdot \delta_{II}^2 - 1) \cdot \sin 2\delta_n - 2 \cdot \alpha_2 \cdot \delta_{II} \cdot \cos 2\delta_{II}}{\delta_n (1 + \alpha_2^2 \cdot \delta_n^2) + \frac{\sin 2\delta_{II}}{2} \cdot (\alpha_2^2 \cdot \delta_{II}^2 - 1) + 2 \alpha_2 \cdot \delta_n \cdot \sin^2 \delta_n} \quad (22)$$

Для практичних розрахунків, як показали дослідження, максимальне значення $F_{\text{дин}}$ можна визначити по формулі

$$F''_{\text{дин}} = F_0 \cdot \left[\sqrt{L_1^2 \cdot A_1^2 + (L_1 \cdot B_1 - K_1)^2} + K_1 \right], \quad (23)$$

Т.ч., розрахунок максимальних динамічних зусиль стрічково-пруткових конвеєрів можна робити по формулі (12) (при $t_p < \frac{l}{a}$) і (16)

або (23) (при $t_p > \frac{l}{a}$).

Висновки. Запропонована методика визначення максимального навантаження, що діє на робочий орган транспортера з урахуванням ваги транспортера. Отримані результати дозволяють розробити інженерну методику розрахунку стрічкового транспортера.

Література

1. Потураев В. Н. Прикладная механика резины. – 2-е изд., перераб. и доп. / В. Н. Потураев, В. И. Дырда, И. И. Круш. – К.: Наук. думка, 1980. – 260 с.

2. Ярошевич Т. С. Дослідження пуску вібраційної машини з дебалансним приводом / Т. С. Ярошевич // Вісн. Нац. ун-ту Львівська

політехніка. – 2007. – №557. – С. 94-102.

3. Вейнц В. Л. Динамические расчеты приводов машин / В. Л. Вейнц. – Л.: Машиностроение, 1971. – 215 с.

4. Струтинський С. В., Гуржій А. А. Експериментальне визначення динамічних характеристик та побудова на їх основі математичної моделі просторової системи приводів / С. В. Струтинський, А. А. Гуржій // Технологічні комплекси: міжнар. наук. журнал. – 2013. – №1 (7) – С. 10-18.

5. Ярошевич Т. С. Порівняльний аналіз динаміки вібраційної машини з дебалансним збудником коливань за різних характеристик двигуна [Електронний ресурс] / Т. С. Ярошевич. – Режим доступу: http://vlp.com.ua/files/05_60.pdf.

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЧНОСТИ ТРАНСПОРТЕРНЫХ ЛЕНТ

Дереза Е. А., Дереза С. В.

Аннотация – в статье дан анализ работы ленты транспортера во время разгона.

STUDY OF STRENGTH CHARACTERISTICS TRANSPORT RIBBONS

H. Dereza, S. Dereza

Summary

The article gives an analysis of the work of the conveyor belt during acceleration.