

УДК 621.867(85.05)

ВПЛИВ ПРУЖНОСТІ СТРІЧКИ ТА ТЕРТЯ У СТРІЧКОВО - БАРАБАННОМУ МЕХАНІЗМІ НА РАБОТОЗДАТНІСТЬ ЕЛЕВАТОРІВ

Богомолів О.В., д.т.н., проф., Лук'янов І.М., к.т.н., ст. преп.,
Машко В., Шмуляк А.

*(Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка)*

Наведено метод отримання кривих ковзання в залежності від пружності стрічки і тертя в передачі, що дозволяє вибрати режим роботи стрічково-барабанного механізму норії без пробуксовки при високих значеннях к.к.д.

Ключові слова: сила тертя, пружне ковзання, тягова здатність, кути спокою і ковзання, коефіцієнт корисної дії.

Постановка задачі та аналіз останніх досліджень. Стрічково-барабанний механізм елеваторів є вертикальною плоскопасовою передачею, у якій натяг збігаючої гілки стрічки S_2 дорівнює початковому натягу S_0 . В даний час працездатність пасових передач прийнято характеризувати кривими ковзання і к.к.д., які дозволяють судити про те, при якому ступені завантаження передачі, яка визначається коефіцієнтом тяги φ закінчується робоча зона з пружним ковзанням і починаються зони часткового і повного буксування і відповідно, зі зменшенням к.к.д. передачі [1].

Для стрічково-барабанних механізмів елеваторів криві ковзання і к.к.д. невідомі, і початок буксування визначається за допомогою відомої формули Ейлера, яка дає великі похибки, так як не враховує пружного ковзання стрічки в протилежному її робочому руху напрямку, що призводить до більш раннього початку буксування. При цьому, необхідна величина початкового натягу залишається невідомою.

Мета роботи. Розробка методики визначення коефіцієнтів тяги і відповідних значень ККД з урахуванням пружного ковзання для

елеваторів з стрічково-барабанним тяговим механізмом.

Виклад основного матеріалу. В основу методики визначення коефіцієнтів тяги для приводних барабанів елеваторів було покладено дослідження пружних переміщень стрічки на дузі обхвату за допомогою універсальної програмної системи скінчено-елементного (МСЕ) аналізу "ANSYS" в частині розв'язання контактних задач з урахуванням тертя [2].

Результати досліджень при коефіцієнті тертя $\mu=0,25$ і модулі пружності $E=250\text{ МПа}$ і $E=300\text{ МПа}$, які найбільше відповідають умовам експлуатації норій наведені на рис. 1 і зведені в табл. 1.

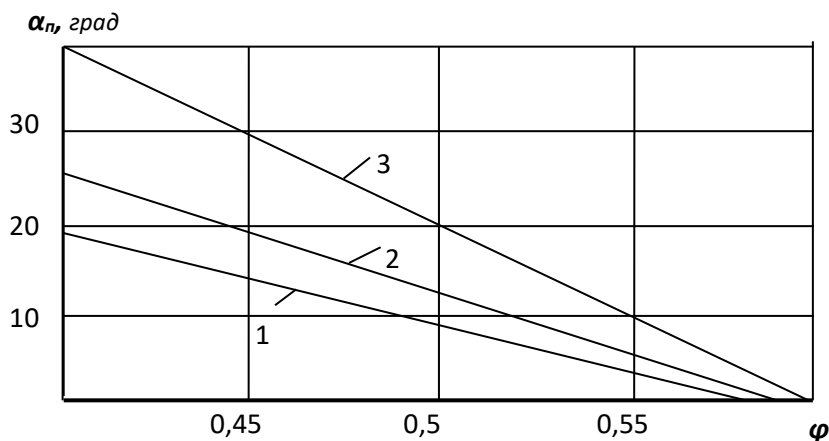


Рис. 1. Залежність дуги спокою від коефіцієнта тяги: 1 - $\mu=0,25$, $E=250\text{ МПа}$ по СЕ моделі; 2 - $\mu=0,25$, $E=300\text{ МПа}$ по СЕ моделі; 3 - по залежності Ейлера: $\alpha_n = \alpha - \frac{1}{\mu} \ln(1 + 2\varphi)$.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів тяги в залежності від модуля пружності

Параметри привода		φ_{\max}	φ_{κ}	φ_0
Коефіцієнт тертя μ	Модуль пружності стрічки E , МПа			
0,25	250	0,580	0,504	0,48
0,25	300	0,585	0,508	0,487
0,25	за Ейлером	0,593	0,515	0,494

Значення робочого φ_0 і критичного φ_K (початок часткового буксування) отримані (табл. 1) за мінімальними коефіцієнтами

$$K_1 = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_K} = 1,15 \text{ і } K_2 = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_0} = 1,2, \text{ які відповідають оптимальному}$$

напрузі початкового натягу 2,8...3 МПа [3]. Отримані результати показують, що дуги спокою і ковзання, як і коефіцієнти тяги, істотно залежать від поєднання коефіцієнта тертя і модуля пружності стрічки і спростовують існуючу думку про те, що похибку формули Ейлера можна скорегувати підбором коефіцієнта тертя μ .

Значення $\varphi_0 = 0,48$ можна приймати для прогумованих стрічок типу ГОСТ 30-70 ($E \approx 240$ МПа), а $\varphi_0 = 0,487$ - для тягових ременів БКНЛ-55 ГОСТ 2382 / -79 ($E \approx 280 - 300$ МПа).

Отримані значення робочих коефіцієнтів тяги φ_0 дозволяють визначити такий важливий показник працездатності стрічково-барабанного механізму, як к.к.д., значення якого визначає вибір потужності електродвигуна. В даний час при розрахунках елеваторів к.к.д. механізму приймають, як для плоскопасових передач $\eta = 0,96 - 0,98$. Однак з практики відомо, що к.к.д. може змінюватися в широких межах від 0,85 до 0,97 в залежності від відношення діаметра барабана до товщини стрічки, яке повинно бути $D/\delta > 40$ [3]. Таким чином, при прийнятті завищеного к.к.д. потужність обраного електродвигуна може виявитися недостатньою.

В стрічково-барабанних механізмах елеваторів зі співвідношенням $D/\delta > 40$ гістерезисні втрати, зумовлені зменшенням діаметра або збільшенням товщини стрічки будуть незначними, і будуть залежати в гнучких елементах при згині від ступеня натягу, тобто більш натягнуті гнучкі елементи вимагають більшої витрати енергії на здійснення деформації вигину. Таким чином, витрачена на вигин стрічки енергія буде залежати в основному, від ступеня натягу, яка характеризується коефіцієнтом тяги φ . Зі зменшенням φ (зі збільшенням натягу) для передачі тягового зусилля F_t , втрати енергії при вигині будуть збільшуватися.

К.к.д. пасової передачі механізму можна представити у

вигляді:

$$\eta_{III} = \frac{A_{пов}}{A_{випр}}, \quad (1)$$

де $A_{пов} = F_t \cdot \mathcal{G} \cdot t$ і $A_{випр}$ відповідно корисна і витрачена робота. Витрачена робота буде визначатися, як сума роботи A_d , витраченої на деформацію стрічки при вигині, і $A_{ковз}$, витраченої на подолання сил тертя при пружному ковзанні. Таким чином роботу A_d можна уявити як

$$A_d = \frac{\mathcal{G}}{2\varphi_0} (S_1 - S_2) \cdot t. \quad (2)$$

Роботу $A_{ковз}$ за цей же період часу можна визначити наступним чином. Елементарна сила тертя буде дорівнює

$$dF_{TP} = \mu \cdot S \cdot d\alpha_{ковз}, \quad (3)$$

де S - натяг, що діє на елемент стрічки. тоді

$$A_{ковз} = \int_0^{\alpha_{ковз}} \mu \cdot \mathcal{G}_{СК} \cdot t \cdot S \cdot d\alpha_{ковз}, \quad (4)$$

але $S = S_2 \cdot e^{\alpha_{ковз} \cdot \mu}$, а $\mathcal{G}_{ковз} = \frac{(S_1 - S_2) \cdot \mathcal{G}}{2 \cdot E \cdot F}$, де F - площа поперечного перерізу стрічки.

Підставляючи значення S і $\mathcal{G}_{ковз}$ в формулу (4) отримаємо:

$$A_{ковз} = \frac{\mathcal{G} \cdot \mu \cdot t}{2 \cdot E \cdot F} \cdot \int_0^{\alpha_{ковз}} (S_1 \cdot S_2 \cdot e^{\alpha_{ковз} \cdot \mu} - S_2^2 \cdot e^{\alpha_{ковз} \cdot \mu}) d\alpha_{ковз}. \quad (5)$$

Після інтегрування (5) і деяких перетворень отримаємо:

$$A_{ковз} = \frac{\mathcal{G} \cdot (S_1 - S_2)^2}{2 \cdot E \cdot F} t. \quad (6)$$

Рівняння 1 можна переписати як відношення потужностей:

$$\eta_{mn} = \frac{\mathcal{G} \cdot (S_1 - S_2)}{\frac{\mathcal{G}}{2\varphi_0} (S_1 - S_2) + \frac{\mathcal{G} \cdot (S_1 - S_2)^2}{2 \cdot E \cdot F}} \quad (7)$$

Втрата потужності відбувається, як на ведучому, так і на веденому барабані. Враховуючи, що на веденому барабані тягове зусилля F_t практично дорівнює нулю, а втрата потужності на ковзання, така ж, як і на провідному, після скорочень, отримаємо к.к.д.

$$\eta_{mn} = \frac{1}{\frac{1}{2\varphi_0} + \frac{F_t}{E \cdot B \cdot \delta}} \quad (8)$$

де $F_t = S1 - S2$; B - ширина стрічки (мм); δ - товщина (мм).

Формула (8) є дійсною для значень φ , відповідних графіку 1 (рис.1). Для визначення к.к.д. за іншими графіками його можна представити у вигляді

$$\eta_{mn} = \frac{1}{\frac{1}{2\varphi_n} \cdot \frac{f_n \cdot E_n}{f_1 \cdot E_1} + \frac{F_t}{E_n \cdot B \cdot \delta}} \quad (9)$$

де φ_n , f_n і E_n - відповідно робочий коефіцієнт тяги, коефіцієнт тертя і модуль пружності для прийнятого графіка; f_1 і E_1 - коефіцієнт тертя і модуль пружності для графіка 1 (рис. 1).

Результати досліджень дозволяють побудувати криві ковзання і к.к.д. для пасової передачі елеватора з відповідними параметрами. На рис. 2 приведена крива ковзання для досліджуваного зернового елеватора 350/60 (продуктивність 350 т / ч, висота 60 м Карлівка,

КМЗ) в координатах $\varepsilon - \varphi$ і $\eta - \varphi$, де $\varepsilon = \frac{\mathcal{G}_{\text{коєз}}}{\mathcal{G}}$ - відносне ковзання,

η - к.к.д. відповідно до формули 8 (для графіка 1, рис.1). параметри досліджуваного елеватора: тягове зусилля $F_t = 17682$ Н, швидкість стрічки - $\mathcal{G} = 3,5$ м/с, ширина стрічки $B = 450$ мм, товщина $\delta = 12$ мм стрічка ГОСТ 20-70. Розрахунки показують, що втрата

потужності за рахунок пружного ковзання незначна і зменшується зі зменшенням тягового зусилля і збільшенням жорсткості стрічки.

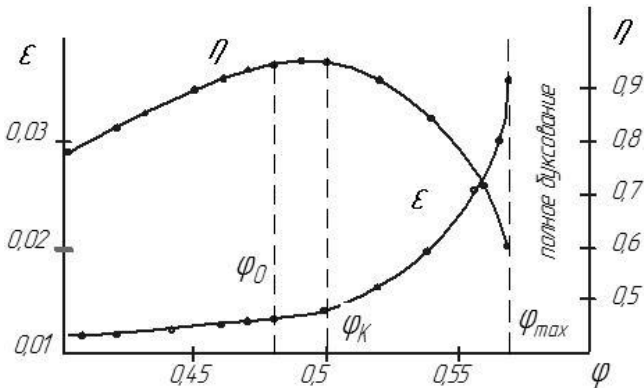


Рис.. 2. Крива ковзання і к.к.д. норії

Висновок. Таким чином, знаючи модуль пружності і коефіцієнт тертя між стрічкою і приводним барабаном, можна визначити робоче значення коефіцієнта тяги і відповідно величину початкового натягу, що забезпечує роботу елеватора без пробуксовки і з високим к.к.д. При цьому виключається перегрів стрічки, аж до спалаху [5], її швидкий знос, як наслідок витягування, і можливий аварійний обрив.

Список літератури

1. Решетов Д.Н. Деталі машин /Д.Н. Решетов // - М. Машинобудування -1986 -496с.
2. Богомолів О.В. Тягова здатність приводних барабанів стрічкових норій-елеваторів. / Богомолів О.В., Білостоцький В.А., Лук'янов І.М. // Вісник Севастопольського НТУ. Матеріали 10-ї міжнародної наук.-практ. конференції «Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем». Севастополь 2013. Вип.137 с.303-308.
3. Беляєв В.М. Тягова здатність плоскопасової передач. /В.Н. Беляєв // Изв. Вузів. Машинобудування - 1965 - №1 - з. 90-100.
4. Воробйов І.І. Ремінні передачі. /І.І. Воробйов // - М. Машино-строение.1979-168с.
5. Іванов А.І. Машини для комплексної механізації вантажно-розвантажувальних робіт з зерном. А.І. Іванов, А.Я. Лейкін // -М. Колос, 1964-231с.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ УПРУГОСТИ ЛЕНТЫ И ТРЕНИЯ В ЛЕНТОЧНО-БАРАБАННОМ МЕХАНИЗМЕ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЭЛЕВАТОРОВ

Приведен метод получения кривых скольжения в зависимости от упругости ленты и трения в передаче, что позволяет выбрать режим работы ленточно-барабанного механизма норки без пробуксовки при высоких значениях КПД.

***Ключевые слова:** сила трения, упругое скольжение, тяговая способность, углы покоя и скольжения, коэффициент полезного действия.*

Abstract

THE INFLUENCE OF ELASTICITY AND FRICTION TAPE IN THE TAPE - REEL MECHANISM ON THE OPERATION OF THE ELEVATORS

The method of obtaining the slip curves is given, depending on the elasticity of the tape and friction in the transmission, which allows to select the operating mode of the tape-drum mechanism of the burrow without breaking at high values of the coefficient of efficiency

***Keywords:** friction force, elastic slip, traction ability, angles of rest and slip, coefficient of effectiveness.*

УДК 665.3:658.512-042.55

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИДІЛЕННЯ ДОМІШОК ОЛІЙНОЇ СИРОВИНИ З ВІДХОДІВ СПОСОБОМ РОЗДІЛЕННЯ СУМІШІ НА ГІРАЦІЙНОМУ СЕПАРАТОРІ

**Богомолів О.В., д.т.н., проф., Ільїн В.І., асистент,
Ільїна Н.О., асистент**

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

За допомогою активного планування експерименту вивчено поверхні відгуку, які характеризують засміченість суміші, методом двомірних перетинів. Проведено графо-аналітичний аналіз отриманих виразів та обрані оптимальні значення факторів впливу на процес виділення домішок олійної сировини.

Постановка задачі. В даний час рентабельність виробництва