

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**Хромов Єгор Володимирович**

УДК 621.01: 531.3 + 621.01: 539.4

**ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ ПЕРЕМОТКИ  
ДОВГОМІРНИХ ВИРОБІВ В МАШИНАХ  
ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА СТАЛЬНИХ КАНАТІВ**

Спеціальність 05.02.09. - Динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків - 2002

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Севастопольському національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України, м. Севастополь.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Бохонський Олександр Іванович**, Севастопольський національний технічний університет Міністерства освіти і науки України, професор кафедри технічної механіки і машинознавства.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Воробйов Юрій Сергійович**, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, завідувач відділу нестационарних механічних процесів;

доктор технічних наук, професор  
**Міренський Ігор Григорович**, Харківська державна академія міського господарства, професор кафедри міського електричного транспорту.

**Провідна установа:** Національний технічний університет “Київський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

Захист відбудеться “\_\_\_”\_\_\_\_\_2002 року о \_\_\_ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”

Автореферат розісланий “\_\_\_”\_\_\_\_\_2002 року.

Вчений секретар  
Спеціалізованої  
Бортовой В.В.

вченої  
ради

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** У канатному виробництві в процесі перемотки пасм або проволок відбувається повільна зміна їх натягнення через недосконалість гальмових пристроїв або швидка циклічна зміна натягнення в зв'язку з крутильними автоколиваннями катушок і іншими чинниками. Відомі моделі відображають тільки якісну картину динамічних процесів, супроводжуючих виготовлення пасм і канатів. Тому залишаються актуальними питання моделювання процесу перемотки з урахуванням нелінійного тертя і односторонніх зв'язків, а також розробка конструкторських рішень по зниженню рівня коливань технологічного натягнення виробів, що перемотуються.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.** Дана робота пов'язана з дослідженнями, виконаними кафедрою технічної механіки і машинознавства СевНТУ в 1998-2001 роках у напрямі "Розробка конкурентоздатних технологій, обладнання і засобів контролю якості у виробництві сталевих канатів: г/д № 1523, рег.№ 0198V002843 і держбюджетна "ДИКМА", рег.№ 0101V001236.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є дослідження впливу крутильних коливань катушок на натягнення довгомірних виробів з урахуванням нелінійних механічних характеристик перемоточних пристроїв і розробка технічних рішень по зниженню рівня коливань та вдосконаленню канатозвивального обладнання.

*Об'єкт дослідження* – системи премотки довгомірних виробів в канатозвивальному виробництві.

*Предмет дослідження* – крутильні коливання катушок в процесі перемотки виробів.

*Методи дослідження* – методи теоретичної і прикладної механіки, теорії коливань, створення математичних моделей, які реалізовані на СОМ, експериментальні дослідження.

Відповідно до вказаної мети сформульовані і вирішені наступні задачі:

- розробка математичних моделей процесу перемотки з урахуванням нелінійного тертя і односторонніх зв'язків;
- експериментальні дослідження характеристик тертя мотузкових гальм;
- теоретичні і експериментальні дослідження крутильних коливань катушок в системах перемотки з кінцевим числом ступенів свободи;
- дослідження впливу провисання довгомірних виробів (як односторонніх пружних зв'язків) на характер коливальних процесів в системі перемотки;
- дослідження ефективності пасивного і активного (керованого) гасіння

крутильних коливань катушок;

- розробка і впровадження технічних рішень по зниженню рівня коливань технологічного натягнення елементів каната при звитті на сигарних машинах.

**Наукова новизна одержаних результатів** роботи полягає в виконаних дослідженнях впливу коливань живильних катушок на технологічне натягнення довгомірних виробів. Вивчені складні коливання катушок перемоточних пристроїв з урахуванням односторонніх зв'язків, нелінійної характеристики гальмового пристрою і змінної швидкості руху фрикційного зв'язку.

На основі експериментальних досліджень характеристик тертя гальм канатозвиваючих машин і теоретичних досліджень уперше виявлений характер коливань натягнення виробу, що перемотується, в залежності від: геометричних і механічних характеристик гальмових пристроїв, початкових умов руху, швидкості обертання живильних катушок і інших чинників. Визначені частоти і амплітуди коливань системи живильних катушок канатозвивальної машини. Виконані теоретичні дослідження пасивних і активних гасителів крутильних коливань катушок в процесі перемотки. Дана оцінка величини гранично допустимого натягнення виробів, що перемотуються при звитті сталевих канатів.

Достовірність результатів і висновків підтверджується коректним використанням різних методів теоретичної і прикладної механіки, теорії коливань, застосуванням відомих чисельних методів інтегрування диференціальних рівнянь і лабораторними експериментами.

**Практична значення одержаних результатів.** Розроблені технічні рекомендації по зниженню рівня коливань технологічного натягнення і нові зразки гальмових пристроїв для машин сигарного типу. Пристрої пройшли випробування на машині типорозміру С-6/800 і прийняті в промислову експлуатацію в канатному цеху ВАТ "Силур" (м. Харцизьк), що дозволило підвищити рівномірність натягнення і ступінь преформації пасм в канаті при скороченні (на 10-20%) втрат електроенергії на гальмування живильних катушок.

**Особистий внесок здобувача** в дослідження по темі дисертації полягає в наступному: розробка математичної моделі процесу змотування дроту (пасма) з живильної катушки; створення лабораторних стендів для експериментів; теоретичні і експериментальні дослідження характеристик тертя гальмового пристрою канатозвивальної машини; теоретичні і експериментальні дослідження крутильних коливань катушок; розробка технічних рішень по зниженню рівня коливань технологічного натягнення елементів каната і проектування нових зразків гальмових пристроїв; без-

посередня участь в моделюванні гасіння крутильних коливань живильних катушок і дослідженнях динаміки катушок з гасителями коливань; впровадження результатів досліджень.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення роботи і результати досліджень доповідались і обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях (“Проблеми міцності і довговічності сталевих канатів”, м. Одеса, 1999 р., “Механіка і нові технології”, м. Севастополь, 2000 р., “Метизная промисловість XXI століття”, м. Харцизьк, 2001 р.), на науково-методичних семінарах кафедри технічної механіки і машинознавства СевНТУ і кафедри динаміки і міцності машин (НТУ “ХП”, м. Харків).

**Публікації.** Основні наукові положення і результати досліджень опубліковані в 8 статтях, з яких 7 вміщені у виданнях переліку ВАК України. На одне з технічних рішень отриманий патент України № 38321А.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, додатків. Повний обсяг дисертації становить 136 сторінок, з них 58 ілюстрацій по тексту; 30 ілюстрацій на 19 сторінках; 8 додатків на 23 сторінках; 9 таблиць на 7 сторінках; список використаних літературних джерел із 66 найменувань на 6 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

**У вступі** обґрунтована актуальність досліджень, визначені цілі і задачі, висвітлені наукова новизна і практична значимість отриманих результатів, вказаний особистий внесок здобувача, викладені результати апробації, приведені структура і об'єм роботи, основні положення, що захищаються автором, а також дано короткий зміст роботи по розділах.

**У першому розділі** даний аналіз різних типів гальмових пристроїв систем перемотки, що застосовуються в сучасному канатному виробництві, вказані причини зміни технологічного натягнення довгомірних виробів, виконаний огляд методів дослідження коливань нелінійних систем з кінцевим числом ступенів свободи; обговорені особливості проектування об'єктів канатозвивального виробництва і сформульовані основні задачі дослідження.

Найбільше поширення отримали перемоточні пристрої з фрикційним гальмом і мотузним гальмовим елементом. Це пояснюється простотою і малими габаритами конструкції, що особливо важливо для канатозвивальних машин з внутрішньороторним розташуванням живильних катушок. Аналіз показав, що для канатного виробництва є актуальною проблема розробки технічних заходів і нових пристроїв по стабілізації технологічного натягнення елементів каната при звиванні.

Зміна технологічного натягнення відбувається під впливом квазістатичних (повільно змінні параметри процесу) і динамічних чинників. Основною причиною динамічних змін натягнення є крутильні коливання катушок, зумовлені наявністю фрикційних гальмових пристроїв, що входять до складу технологічного обладнання. При аналізі коливальних процесів в загальному випадку канатозвивальну машину можна розглядати як механічну систему з кінцевим числом ступенів свободи.

Дослідженню нелінійних коливань, фрикційних автоколивань, аналізу умов їх виникнення присвячені роботи Андропова А.А., Бабаківа І.М., Баєва С.В., Боголюбова Н.Н., Булгакова Б.В., Вітта А.А., Геккера Ф.Р., Кайдановського Н.Л., Костеріна Ю.І., Крагельського І.В., Ланди П.С., Ле Суань Ань, Мітропольського Ю.О., Пановко Я.Г., Тімошенко С.П., Тондла А., Хайкіна С.Э., Щедрова В.С., і інших.

При рішенні диференціальних рівнянь руху механічних систем з силами тертя застосовуються різні математичні методи: точні, наближені аналітичні і чисельні, моделювання на електричних моделях.

У ряді прикладних досліджень (Нестеров П.П., Хорхордін Н.І., Рижиків В.А., Ветров О.П. і інш.) робилися спроби моделювання процесу перемотки без урахування таких важливих чинників, як: залежність величини і напрямку сили тертя від відносної швидкості; наявність в механічній системі односторонніх пружного і фрикційного зв'язків. Тому отримані результати відображають переважно якісну картину динамічних процесів і не можуть ефективно використовуватися при проектуванні перемоточних пристроїв.

У зв'язку з цим виникає необхідність у вдосконаленні математичних моделей процесів перемотки довгомірних виробів в канатному виробництві з урахуванням нелінійного тертя, односторонніх зв'язків, а також розробки рекомендацій по гасінню коливань технологічного натягнення виробів, що перемотуються.

**Другий розділ** присвячений розробці математичної моделі для дослідження процесу змотування пасма з живильної катушки канатозвивальної машини. Проведені експериментальні дослідження характеристик тертя мотузного гальма і крутильних коливань катушок, виявлені характерні для крутильних коливань катушок з сухим тертям режими рушення.

Розрахункова схема размоточного пристрою канатозвивальної машини представлена на мал. 1. При математичному моделюванні прийняті допущення: пасмо на ділянці змотування являє собою невагому нитку, не враховуються сили внутрішнього тертя, коливаннями пасма і гальмового елемента можна знехтувати. Коливальний рух катушки описується нелінійним диференціальним рівнянням:

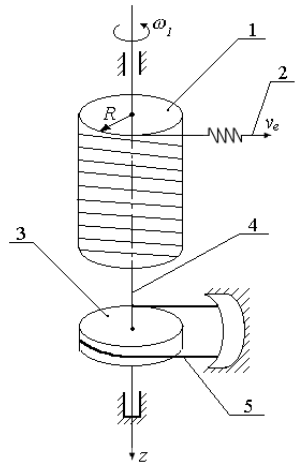
$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi + \text{sgn}(\dot{\varphi} - \omega) \frac{M_T}{J} = 0, \quad (1)$$

де  $\varphi, \dot{\varphi}$  - кут повороту і кутова швидкість, які зумовлені крутильними коливаннями котушки;  $k = \sqrt{c \cdot R^2 / J}$  - частота власних крутильних коливань котушки;  $c$  - коефіцієнт жорсткості пасма;  $R$  - радіус намотки пасма на живильну котушку;  $\omega$  - кутова швидкість обертання гальмового диска з котушкою в сталому режимі (при відсутності крутильних коливань);  $M_m$  - момент, що залежить від характеристики тертя гальмового пристрою;  $J$  - осьовий момент інерції котушки з диском.

Для визначення невідомого моменту тертя  $M_m$ , що входить в рівняння коливання (1), проведена серія лабораторних досліджень характеристик тертя мотузяних гальм, що застосовуються в канатозвивальних машинах типу.

У ході експериментів випробовувалися гальмові елементи, які виконані з поліпропілена (без змазки і зі змазкою), з комбінованого каната сизаль - сталь і гуми. Для коефіцієнта тертя ковзання отримані криві регресії вигляду  $f(\omega) = a + b\omega + c\omega^2$ , які використовувалися у подальшому для теоретичних досліджень.

Мал. 1. Схема розмоточного пристрою канатозвивальної машини: 1 - котушка; 2 - пасмо; 3 - гальмовий диск; 4 - гальмовий елемент.



Характерно, що аналогічним рівнянням описуються коливання при поступальному русі відносно шершавої поверхні (рухомий фрикційний зв'язок):

$$\ddot{x} + k^2 x + \text{sgn}(\dot{x} - V) fg = 0, \quad (2)$$

де  $\dot{x}$  - абсолютна швидкість;  $V$  - швидкість руху шершавої поверхні;  $g$  - прискорення вільного падіння.

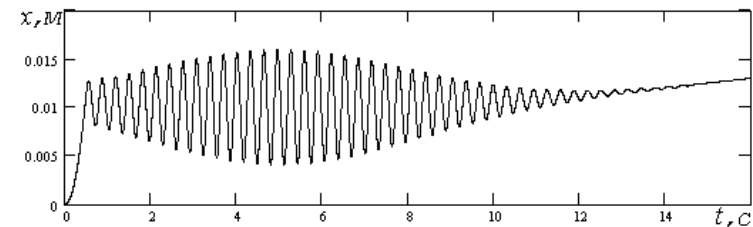
У роботі виконане чисельне рішення рівнянь типу (1), (2) методом Рунге - Кутта VI-го порядку. Оцінка точності рішення і вибір кроку

інтегрування  $h$  здійснювалися на основі чисельних експериментів. Показано, що відносна похибка розрахунків не перевищує 0,1%, при умові  $h \leq 0,001$  с.

Розглянуті можливі режими руху в системі з урахуванням нелінійної характеристики тертя. При наявності падаючої ділянки характеристики спочатку виникають коливання з наростаючою амплітудою, а після деякого проміжку часу спостерігаються стійкі коливання. Із збільшенням швидкості  $V$  амплітуда автоколивань зростає до максимального значення. У випадку, коли відносна швидкість відповідає зростаючій ділянці характеристики тертя, коливання згасають.

Всі вказані етапи руху спостерігаються, зокрема, при швидкості руху фрикційного зв'язку, що залежить від часу (мал. 2). Даний випадок важливий при аналізі перехідних процесів. Графік  $x=x(t)$  включає етапи руху: із зростаючою амплітудою автоколивань (відповідає падаючій ділянці характеристики тертя); з максимальною амплітудою коливань; з убываючою амплітудою автоколивань (відповідає висхідній ділянці характеристики).

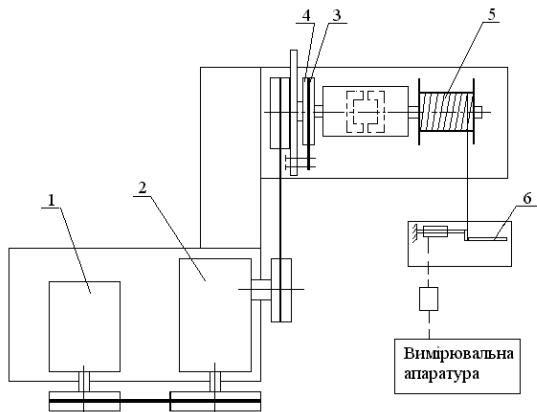
Мал. 2. Графік залежності,  $x(t)$  при  $V=0.1$  і  $f=const$ .



Виконані чисельні експерименти при наявності змушуючої сили, отримані амплітудно-частотні характеристики системи, що досліджується. Показано, що односторонній пружний зв'язок істотно змінює характер вимушених коливань. Основна відмінність, в порівнянні з системою, що має двосторонній пружний зв'язок, полягає в тому, що різке збільшення амплітуди коливань спостерігається в більш широкому діапазоні частот змушуючої сили, тобто резонанс можливий при декількох частотах (аналогічно системі з декількома ступіннями свободи)

Для перевірки теоретичних досліджень розроблена лабораторна установка, що імітує процес змотування пасма з котушки (мал. 3). За допомогою електродвигуна 1 і редуктора 2 приводиться у обертання гальмовий елемент 4. За рахунок фрикційного з'єднання (гальмовий елемент

3 і гальмовий диск 4) котушка 5 з пасмом здійснює коливальний рух. Кінець пасма закріплений на балці 6, де встановлені тензодатчики. Коливання натягнення пасма реєструвалися з допомогою тензодатчиків і осцилографа. У експерименті аналізувалися осцилограми залежності сили натягнення пасма від часу при різних швидкостях обертання гальмового елемента 4. Одержані осцилограми підтверджують достатню для інженерних розрахунків точність чисельного рішення диференціального рівняння коливань живильної котушки (похибка амплітуди не перевищує 10%, відхилення періоду складає не більше 20%).

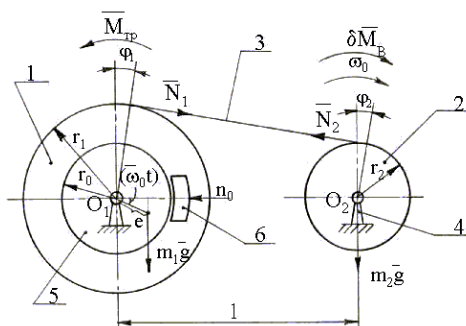


Мал. 3. Схема лабораторної

установки для дослідження коливань натягнення пасма.

У третьому розділі досліджені крутильні коливання живильних котушок в системах з кінцевим числом ступенів свободи. Дана оцінка можливості застосування пасивних і активних (керованих) гасителів коливань.

На мал. 4 приведена схема пермоточного станка (система з двома ступенями свободи).



Станок складається з живильної 1 і приймальної 2 котушок, Мал. 4. Схема пермоточного станка.

сполучених між собою пружною ниткою 3 (дріт). Котушки встановлені на шарнірних опорах 4. Живильна котушка забезпечена гальмовим диском 5 і колодкою 6, а приймальна

є- електроприводом.

Коливання системи описуються нелінійними диференціальними рівняннями:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = c(r_2 \varphi_2 - r_1 \varphi_1) r_1 + m_1 g e \cdot \cos(\omega_0 t) - 3n_0 r_0 f [\text{sign} \dot{\varphi}_1 + \alpha_0 \dot{\varphi}_1 - \alpha_1 \dot{\varphi}_1^2 + \alpha_2 \dot{\varphi}_1^3],$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = -c(r_2 \varphi_2 - r_1 \varphi_1) r_2 + \delta M_B(t),$$

де  $J_1, J_2$  - моменти інерції котушок;  $m_1, e$  - маса і ексцентриситет центра маси живильної котушки;  $\omega_0$  - кутова швидкість живильної котушки в сталому режимі обертання;  $n_0$  - сила нормального тиску, діюча на гальмовий шків 5 з боку колодок 6;  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_1$  - параметри нелінійної характеристики тертя;  $\varphi_1, \varphi_2$  - кути відхилення котушок 1,2, зумовлені коливаннями;  $\delta M_B(t)$  - динамічна складова крутячого моменту, що створюється при виводом.

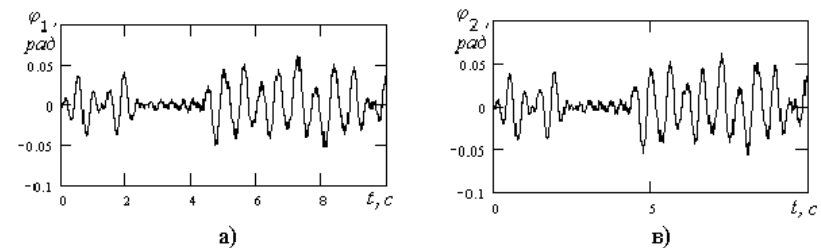
При описі процесу перемотки враховували, що нитка - одноступінний зв'язок, тобто працює тільки на розтягнення. Тому система рівнянь доповнена умовами (умови провисання), які при  $r_1 = r_2$  мають вигляд:

$$\varphi_1 > 0, \varphi_2 < 0; \quad \varphi_1 > 0, \varphi_2 > 0 \text{ и } |\varphi_1| > |\varphi_2|; \quad \varphi_1 < 0, \varphi_2 < 0 \text{ и } |\varphi_2| > |\varphi_1|.$$

Результати одного з варіантів чисельного рішення системи рівнянь представлені на мал. 5 у вигляді графіків залежності  $\varphi_1 = \varphi_1(t), \varphi_2 = \varphi_2(t)$ . Видно, що при виконанні умов провисання на деякому тимчасовому інтервалі ( $2c < t < 4.5$ ) відбувається природне зниження рівня коливань з подальшим відновленням коливального процесу. Коливання котушок є причиною нерівномірного натягнення по довжині дроту (пасми), що перемотується.

Мал. 5. Графіки коливань котушок.

Аналогічно з відомими динамічними гасителями поступальних коливань розглянуті варіанти гасителів крутильних коливань котушок в



системах перемотки канатного виробництва, що досліджуються. У разі

пасивного гасіння до котушок приєднуються, за допомогою пружних елементів з коефіцієнтами жорсткості  $c_3, c_4$ , додаткова маса з моментами інерції  $J_3, J_4$ . Дана система з чотирма ступенями свободи в першому наближенні (без урахування сил опору) описується рівняннями:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= c(r_2 \varphi_2 - r_1 \varphi_1) r_2 - C_3 (\varphi_1 - \varphi_3) r_3^2 + B_1 \sin \omega_0 t, \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} &= -c(r_2 \varphi_2 - r_1 \varphi_1) r_2 - C_4 (\varphi_2 - \varphi_4) r_4^2 + B_2 \sin \omega_0 t, \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} &= C_3 (\varphi_1 - \varphi_3) r_3^2, \quad J_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = C_4 (\varphi_2 - \varphi_4) r_4^2, \end{aligned}$$

де  $\varphi_3, \varphi_4$  - кути поворотів пасивних динамічних гасителів;  $r_3, r_4$  - радіуси кіл, на яких кріпляться пружні елементи;  $B_1 = m_1 g e_1, B_2 = m_2 g e_2$  - амплітуди динамічних впливів.

Якщо параметри гасителів коливань котушок вибрані за умов

$$J_3 = C_3 r_3^2 / \omega_0^2, \quad J_4 = C_4 r_4^2 / \omega_0^2,$$

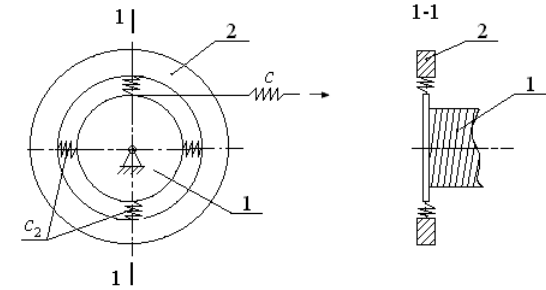
то для амплітуд вимушених коливань виконуються наступні рівності  $A_1 = 0, A_2 = 0, A_3 = B_1 / C_3 r_3^2, A_4 = B_2 / C_4 r_4^2$ . Таким чином, введення пасивних гасителів в принцип дозволяє усунути вимушені коливання котушок. При використанні класичного динамічного гасителя коливань в нелінійній системі ефективність гасіння знижується, але залишається достатньою для практики. Для його застосування в реальних системах перемотки необхідно використати механізми налаштування параметрів гасителя.

Подальше підвищення ефективності гасителів пов'язане з використанням безперервного автоматичного керування налаштуванням гасителів в процесі перемотки і підвищення на цій основі ефективності придушення коливань. Рівняння, що описують крутильні коливання котушки з гасителем (мал. 6) з урахуванням керуючого впливу у вигляді пари сил з моментом  $U(t)$ , мають вигляд:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c r_1^2 \varphi_1 - C_2 (\varphi_2 - \varphi_1) r_1^2 &= b \cdot U(t), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_2 (\varphi_2 - \varphi_1) r_2^2 &= b \cdot U(t), \end{aligned} \quad (3)$$

де  $\varphi_1, \varphi_2$  - кути поворотів відповідно при коливаннях котушки і гасителя;

$C_2$  - коефіцієнт жорсткості пружного елемента, що з'єднує гаситель з котушкою.



Мал. 6. Схема котушки з динамічним гасителем коливань:  
1 – котушка; 2 – гаситель.

Згідно з теорією аналітичного конструювання регуляторів для змішаного квадратичного критерію оптимальності (у вигляді невласного інтеграла)

$$\int_0^{\infty} (\varphi_1^2 + q \varphi_2^2 + r U^2(t)) dt = \min, \quad (4)$$

рівнянь (3), приведених до форми Коши, і крайових умов

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) &= \varphi^*; \quad \dot{\varphi}_1(0) = 0; \quad \varphi_1(\infty) = 0; \quad \dot{\varphi}_1(\infty) = 0; \\ \varphi_2(0) &= 0; \quad \dot{\varphi}_2(0) = 0; \quad \varphi_2(\infty) = 0; \quad \dot{\varphi}_2(\infty) = 0 \end{aligned}$$

управління в матричному вигляді (з урахуванням симетрії коефіцієнтів посилення  $k_{ij} = k_{ji}$ ) запишеться як:

$$U^* = -\frac{1}{r} B^T \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{12} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{13} & k_{23} & k_{33} & k_{34} \\ k_{14} & k_{24} & k_{34} & k_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \dot{\varphi}_1 \\ \varphi_2 \\ \dot{\varphi}_2 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

де коефіцієнти  $k_{ij}$  знаходяться з алгебраїчної системи рівнянь Ріккаті;  $r$  - множник в змішаному критерії (5), із збільшенням якого максимальне значення керування  $U(t)$  зменшується.

Система істотно нелінійних алгебраїчних рівнянь Ріккаті вирішена з використанням стандартної процедури *dsolve*. Із знайдених коренів взяті

ті, які забезпечують стійкість замкненої системи керування. Згідно з критерієм Сильвестра стійкість забезпечується, якщо виконуються умови:

$$k_{11} > 0, \begin{vmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{vmatrix} > 0, \dots \begin{vmatrix} k_{11} & \dots & k_{14} \\ \dots & \dots & \dots \\ k_{41} & \dots & k_{44} \end{vmatrix} > 0. \quad (6)$$

З урахуванням (5) і (6) керування перетворюється до вигляду:

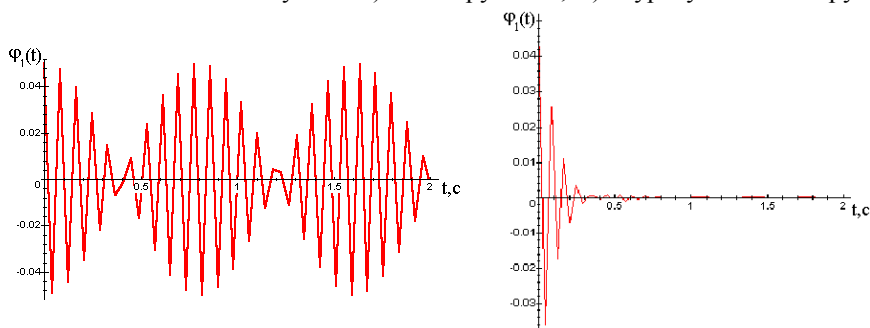
$$U(t) = -d_1 \varphi_1 - d_2 \dot{\varphi}_1 - d_3 \varphi_2 - d_4 \dot{\varphi}_2,$$

де коефіцієнти посилення  $d_1, d_2, d_3, d_4$  знайдені внаслідок виконання матричних операцій згідно (5) для чисельних значень  $k_{ij}$ . На мал. 7а зображений графік  $\varphi_1(t)$  коливань котушки без урахування керування, а на мал. 7б - з урахуванням керування. З графіків виходить, що керування приводить до ефективного придушення коливань котушки практично на кінцевому інтервалі часу.

а)

б)

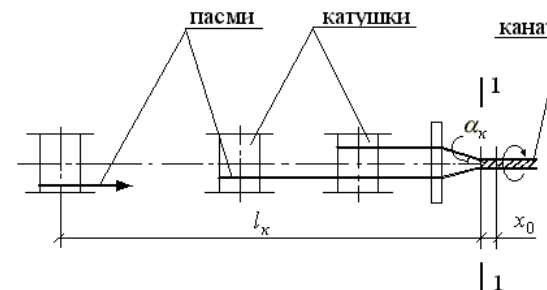
Мал. 7. Коливання котушки: а) без керування; б) з урахуванням керування.



вання.

У роботі розглянутий також варіант математичної моделі канатної машини (мал. 8), як системи з  $n$  - ступенями свободи ( $n$  - кількість живильних котушок). При цьому враховувалося, що пасми на виході з машини звиваються в канат і мають однакове переміщення  $x_0$ .

Мал. 8. Схема розташування живильних котушок канатозвивальної машини.



Диференціальні рівняння, що описують вільні крутильні коливання системи котушок біля положення квазистатичної рівноваги (стійкого процесу перемотки), мають вигляд:

$$J_{\kappa} \frac{d^2 \varphi_{\kappa}}{dt^2} = -C_{\kappa} (x_0 - \varphi_{\kappa} r_{\kappa}). \quad (7)$$

Умова статичної рівноваги дільниці каната записується як:

$$C_0 x_0 = \sum_{\kappa=1}^n C_{\kappa} (x_0 - \varphi_{\kappa} r_{\kappa}) \cos \alpha_{\kappa},$$

де  $C_0$  - узагальнений коефіцієнт жорсткості пасм, звитих в канат;  $\alpha_{\kappa}$  - кут звивки. Після визначення  $x_0$  і підстановки в (7) слідує система однорідних диференціальних рівнянь, що описує вільні незатухаючі коливання котушок:

$$J_{\kappa} \frac{d^2 \varphi_{\kappa}}{dt^2} = -C_{\kappa} \left( \frac{\sum_{k=1}^n C_k \varphi_k r_k \cos \alpha_K}{C_0 + \sum_{k=1}^n C_k \cos \alpha_K} - \varphi_k r_k \right) r_{\kappa}.$$

Для окремого випадку з однаковими коефіцієнтами жорсткості пасм, радіусами навивки і моментами інерції з використанням комп'ютерної алгебри визначені частоти власних коливань і амплітуди вимушених коливань котушок ( $n=6$ ):

$$L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = L_5 = \frac{Cr^2}{J}; L_6 = \frac{C_0 Cr^2}{J(C_0 + 6C)}.$$

Таким чином, у разі симетрії в розташуванні однакових катушок частоти, крім однієї, рівні між собою.

Аналітичне рішення пов'язане з громіздкими перетвореннями, які проведені з використанням систем комп'ютерної алгебри, але, потрібно зазначити, що для практичних розрахунків систем з великим числом ступенів свободи і в цей час чисельне рішення переважніше. Результатом чисельних розрахунків (для канатної машини типу С-6/800) є спектр частот власних коливань

$$(\nu_1 = 8,3921 \text{ Гц}; \nu_2 = 15,1780 \text{ Гц}; \nu_3 = 16,9090 \text{ Гц}; \nu_4 = 19,3597 \text{ Гц}; \nu_5 = 23,3040 \text{ Гц};$$

$$\nu_6 = 31,4193 \text{ Гц.}) \text{ і амплітуди вимушених коливань}$$

$$(A_1 = 0,0073 \text{ рад}; A_2 = 0,0055 \text{ рад}; A_3 = 0,0058 \text{ рад}; A_4 = 0,0065 \text{ рад};$$

$$A_5 = 0,0055 \text{ рад}; A_6 = 0,0062 \text{ рад.})$$

Розроблені варіанти математичних моделей дозволяють підвищити ефективність теоретичного аналізу динаміки процесу перемотки з урахуванням механічних властивостей довгомірних виробів і конструкції технологічного обладнання.

**У четвертому розділі** наведені матеріали використання результатів досліджень при вдосконаленні размоточних пристроїв канатної машини важкої серії типу С - 6/800. Роботи виконувалися на замовлення канатного цеху ВАТ "Силур" (м. Харцизьк).

Для існуючої конструкції і технічного стану діючої машини були виконані теоретичні дослідження коливань натягнення пасм при звивці каната, а також можливий вплив динамічних змін на якість готового каната (рівномірність ступеню преформації по його довжині).

Внаслідок досліджень розроблений ряд рекомендацій і технічних рішень:

- гальмовий елемент, що застосовується з поліпропілену, доцільно замінити на комбінований елемент "сизаль - сталь", який володіє підвищеною зносостійкістю і дозволяє усунути режим незатухаючих автоколивань живильних катушок в робочому діапазоні швидкостей канатозвивальної машини;
- в діючому канатному виробництві неможливо повністю виключити вимушені крутильні коливання катушок, зумовлені ексцентриситетом їх центрів маси  $e_k$  і биттям розподільного шаблону  $e_{ш}$  звиваючої ма-

шини. Тому для забезпечення коливань натягнення пасм в діапазоні допустимих значень (коефіцієнт динамічності  $\kappa_d \leq 2$ ) необхідно, щоб вказані ексцентриситети задовольняли нерівностям  $e_k \leq 10$  мм,  $e_{ш} \leq 0,5$  мм;

- для підвищення якості канатів необхідно використати гальмовий пристрій, що включає засоби контролю і забезпечення постійної величини середнього натягнення пасм по всій довжині виробу.

Вказані рекомендації і зразки гальмових пристроїв були використані на канатозвивальній машині типу С - 6/800. Промислові випробування підтвердили ефективність нових технічних рішень.

## ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу технологічного обладнання, що застосовується в канатному виробництві, сформульовані нові актуальні задачі по розвитку методів аналізу динаміки процесів перемотки довгомірних виробів.
2. Виконані лабораторні дослідження механічних характеристик гальм, що застосовуються в канатозвиваючих машинах. Виявлено, що залежність коефіцієнта тертя від швидкості обертання гальмового диска має нелінійний характер з явно вираженими екстремумами.
3. Створені математичні моделі з урахуванням фрикційних гальмових пристроїв і односторонніх зв'язків для аналізу коливань катушок в системах перемотки з кінцевим числом ступенів свободи (по кількості живильних катушок) і розроблені алгоритми чисельного рішення рівнянь руху.
4. Виконаний теоретичний аналіз впливу початкових умов, нелінійних характеристик тертя, величини і характеру зміни швидкості руху фрикційного зв'язку на динамічну поведінку об'єктів, що досліджуються. Показано, зокрема, що періодичне провисання виробу (вияв властивості одностороннього пружного зв'язку), що перемотується, істотно змінює характер коливань, веде до збільшення коефіцієнта динамічності.
5. Визначені частоти власних і амплітуди вимушених коливань системи живильних катушок в канатозвиваючій машині і дана оцінка величини динамічного натягнення проволок.
6. Експерименти по дослідженню крутильних коливань, які виконані на лабораторній установці, підтверджують, що в робочому діапазоні швидкостей розходження теоретичних і експериментальних значень амплітуд і частот коливань не перевищує 10-20 %.
7. Теоретичні дослідження підтверджують можливість і ефективність



застосування пасивних і активних (керованих) гасителів коливань при модернізації пристроїв перемотки проволоч і пасм в канатному виробництві.

8. Матеріали досліджень використані при розробці рекомендацій по раціональному діапазону робочої швидкості ротора канатної машини С - 6/800 по зниженню впливу биття розподільного шаблону і ексцентриситету живильних катушок на коливання технологічного натягнення пасм.

Створена нова конструкція гальмового пристрою, що дозволяє підтримувати постійну величину середнього натягнення. Це забезпечує необхідну рівномірність ступеню преформації каната і знижує на 10-20% втрати електроенергії, пов'язані з гальмуванням катушок. Технічні рішення і експериментальні зразки гальмових пристроїв прийняті в промислову експлуатацію в канатному цеху ВАТ "Силур". Практичні результати роботи можуть знайти застосування в перемоточних пристроях різних типів.

#### СПИСОК ОПУБЛИКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Хромов Е.В., Ганина Л.К. Пути совершенствования тормозных устройств канатных машин тяжелой серии // Стальные канаты: Сб. науч. тр. - Одесса, 1999. – С. 100 - 102.
2. Хромов Е.В. К вопросу расчета допустимого натяжения свиваемых элементов при изготовлении стальных канатов // Механізація сільськогосподарського виробництва: сучасні проблеми механізації сільського господарства: Зб. наук. пр. – К. : НАУ, 1999. – Т. V. – С. 267 – 270.
3. Бохонский А.И., Хромов Е.В. Анализ колебательных процессов при перемотке длинномерных изделий. // Оптимизация производственных процессов: Сб. науч. тр.– Севастополь, 2000. – № 3. - С. 70-73.
4. Хромов Е.В. Экспериментальное исследование характеристик трения в ленточных тормозах канатовьющих машин // Вестник СевГТУ: Сб. науч. тр. – Севастополь, 2000. - Вып. 25. – С. 114 – 116.
5. Бохонский А.И., Хромов Е.В. Использование динамических гасителей крутильных колебаний в системе перемотки проволоки // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. –2000.- Вып. 1. – С. 136 – 138.
6. Хромов Е.В. Компьютерный анализ колебаний тела при наличии движущейся фрикционной связи // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении.– 2000. - Вып. 2.–С. 71– 74.

7. Бохонский А.И., Хромов Е.В. Колебания катушек в канатовьющих машинах // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": Зб. наук. пр. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харьков, 2001. - Вып. 25.– С. 53 - 56.
8. Бохонский А.И., Хромов Е.В. Оптимальное управление крутильными колебаниями катушек при перемотке проволоч // Вестник СевГТУ: Сб. науч. тр. – Севастополь, 2001. - Вып. 30. – С. 7 – 11.
9. Пат. 38321А Украины, 6 D07B7/00. Размоточное устройство для канатовьющей машины: Пат. 38321А Украины, 6 D07B7/00 / В.Г. Хромов, Е.В. Хромов, Л.К. Ганина, А.С. Щербак. - № 1771 – III; Заявлено 22.06.2000; Опубл. 15.05.2001, Бюл. №4. – 3 с.

#### АНОТАЦІЇ

*Хромов Є.В. Динаміка процесу перемотки довгомірних виробів в машинах для виробництва сталевих канатів. - Рукопис.*

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 - Динаміка і міцність. Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2002.

Дисертація присвячена дослідженню впливу крутильних коливань катушок на величину технологічного натягнення гнучких довгомірних виробів. Створені математичні моделі з урахуванням фрикційних гальмових пристроїв і односторонніх зв'язків в системах перемотки з кінцевим числом ступенів свободи і розроблені алгоритми чисельного рішення рівнянь рушення. Для перевірки адекватності математичної моделі реальному процесу виконані лабораторні дослідження крутильних коливань катушок. Матеріали досліджень використані в рекомендаціях по раціональному діапазону робочої швидкості ротора канатної машини С-6/800, по зниженню рівня коливань технологічного натягнення пасм. Створена нова конструкція гальмового пристрою, що дозволяє підтримувати постійну величину середнього натягнення. Це забезпечує необхідну рівномірність ступеню преформації каната і знижує на 10-20% втрати електроенергії, пов'язані з гальмуванням живильних катушок.

*Ключові слова:* сталеві канати, довгомірні вироби, система перемотки, живильна катушка, гальмові пристрої, крутильні автоколивання, гасителі коливань, технологічне натягнення.

*Хромов Е.В. Динаміка процесу перемотки длинномерных изделий в машинах для производства стальных канатов. - Рукопись.*

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность. – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт",

Харьков, 2002.

Диссертация посвящена исследованию влияния крутильных колебаний катушек на величину технологического натяжения гибких длинномерных изделий (проволок, прядей) с учетом геометрических и механических характеристик перемоточных устройств.

Операция перемотки используется практически на всех этапах производства стальных канатов. При этом может происходить медленное изменение натяжения прядей из-за несовершенства тормозных устройств либо циклическое изменение за счет динамических факторов (крутильные автоколебания катушек, наличие вынуждающих факторов и др.). В результате анализа применяемого в канатном производстве технологического оборудования сформулированы новые актуальные задачи по развитию методов расчета динамики процесса перемотки.

Для исследования колебаний и создания методики проектирования реальных тормозных устройств выполнены лабораторные эксперименты по определению механических характеристик веревочных тормозов, применяемых в канатовьющих машинах. Показано, что зависимость коэффициента трения от скорости вращения тормозного диска для веревочных тормозов имеет нелинейный характер с явно выраженными экстремумами.

Созданы математические модели (с учетом фрикционных тормозных устройств и односторонних связей) для анализа колебаний катушек в системах перемотки с конечным числом степеней свободы (по количеству питающих катушек) и разработаны алгоритмы численного решения уравнений движения.

Исследовано влияние начальных условий, нелинейных характеристик трения, величины и характера изменения скорости движения фрикционной связи на динамическое поведение объектов. Показано, в частности, что периодическое провисание перематываемого изделия (проявление свойства односторонней упругой связи) существенно изменяет характер колебаний, ведет к увеличению коэффициента динамичности.

Для проверки адекватности математической модели реальному процессу выполнены лабораторные исследования крутильных колебаний катушек. Возможности установки позволяют экспериментально определять диапазоны скоростей вращения ротора канатовьющей машины, при которых возникают автоколебания.

По аналогии с известными динамическими гасителями поступательных колебаний предложены варианты гасителей крутильных колебаний катушек в системах перемотки. Дано решение задачи синтеза оптимального гасителя с использованием теории аналитического конструирования регуляторов при квадратичном критерии оптимальности. Теоретические исследования подтверждают возможность эффективного

применения пассивных и активных (управляемых) гасителей колебаний при модернизации устройств перемотки проволок и прядей в канатном производстве.

Материалы исследований отражены в рекомендациях: по рациональному диапазону рабочей скорости ротора канатной машины С-6/800, по снижению влияния биения распределительного шаблона и эксцентриситета питающих катушек на колебания технологического натяжения прядей. Создана новая конструкция тормозного устройства, позволяющая стабилизировать величину среднего натяжения. Это обеспечивает требуемую равномерность степени преформации каната и снижает не менее чем на 10-20% потери электроэнергии, связанные с торможением питающих катушек.

*Ключевые слова:* стальные канаты, длинномерные изделия, система перемотки, питающая катушка, тормозные устройства, крутильные автоколебания, гасители колебаний, технологическое натяжение.

*Khromov Y.V. Dynamics process wind of long-sized items in machines for effecting steel ropes. - Manuscript.*

Thesis on competition a scientific degree of the candidate of engineering science on a speciality 05.02.09 - dynamics and strength. - National technical university " the Kharkov polytechnic institute ", Kharkov, 2002.

The thesis is dedicated to research influencing of torsional vibrations coils on value of a technological tension of nonrigid long-sized items. The mathematical models with allowance for of friction decelerators and one-way communications in systems of wind with final number of degrees of freedom are built and the algorithms a numerical solution of equations of motion are designed. For check of adequacy to mathematical model to actual process the laboratory researches of torsional vibrations of coils are executed. The stuffs of researches utilised in the guidelines on rational range working speed a rotary table the cable machine SRN - 6/800, on a decrease of a level of oscillations of a technological tension of strands. The new design of a decelerator permitting to support a constant a mean tension is built. It provides demanded uniformity of a degree of a preformation of a cable rope and reduces on 10-20 % loss of the electric power, bound with inhibition of feeding coils.

*Keywords:* steel ropes, long-sized items, system of wind feeding coil, decelerators, torsional self-oscillations, dampers, technological tension.

Автореферат

**ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ ПЕРЕМОТКИ  
ДОВГОМІРНИХ ВИРОБІВ В МАШИНАХ  
ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА СТАЛЬНИХ КАНАТІВ**

**Хромов Єгор Володимирович**

Відповідальний за випуск: к.т.н. В.В. Леонтєв

Надруковано згідно з оригіналом автора

---

Підписано до друку “\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2002 р.  
Формат паперу 60×90/16. Папір офсетний.  
Обсяг 0.9 авт. Арк.  
Замовлення № \_\_\_\_\_. Тираж 100 примірників.

---

Видавництво “СевНТУ”, НМЦ  
99053, м. Севастополь, Стрілецька балка, Студмістечко, 4-й учбовий  
корпус