

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Висоцька Христина Анатоліївна

УДК 621.01:621.3.018.6

**ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ У РУХОМИХ
ГНУЧКИХ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТАХ
МАШИН НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ**

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національному університеті «Львівська політехніка»
Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Вікович Ігор Андрійович,
професор кафедри транспортних технологій
Національного університету «Львівська політехніка».

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Зіньковський Анатолій Павлович,
завідувач відділу коливальних та вібраційної надійності
Інституту проблем міцності імені Г. С. Писаренка
Національної академії наук України

кандидат технічних наук, доцент
Дзюба Лідія Федорівна,
доцент кафедри прикладної математики і механіки
Львівського державного університету
безпеки життєдіяльності

Захист відбудеться 1 квітня 2015 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка»
(79013, Львів-13, вул. С. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61).

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного університету
«Львівська політехніка» (79013, Львів, вул. Професорська, 1).

Автореферат розісланий 27 лютого 2015 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради к. т. н., доц.

Шоловій Ю. П.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Машини неперервної дії з гнучкими функціональними елементами, до яких відносяться намотувальні установки та верстати для намотування або перемотування в рулони чи котушки готової продукції або напівфабрикатів, стрічкопротяжні механізми, стрічкові та струнні пили, конвеєри, транспортери, канатні дороги, магістральні трубопроводи, прокатні стани тощо займають чільне місце у різних галузях промисловості.

У намотувальних системах одним із найважливіших чинників, який забезпечує якість намотування чи перемотування виробів, є стабільність сили натягу намотуваного матеріалу, значення якої повинно знаходитися у певних допустимих межах, незалежно від зміни діаметрів рулонів, неідеальності їх форми та режимів роботи перемотувальних пристроїв. Необхідність підвищення ефективності роботи таких механічних систем пов'язана з інтенсифікацією технологічних процесів і вимогами щодо забезпечення якості виробів.

Подальше підвищення швидкостей перемотування призводить до зростання динамічних навантажень деталей приводів, виконавчих елементів та віток перемотуваного матеріалу. Аналогічні закономірності спостерігаються й на сучасних етапах розвитку транспортувальної техніки. Тому дослідження динамічних процесів у механічних системах з рухомими гнучкими функціональними елементами є необхідною умовою раціонального добору геометричних, інерційних і жорсткісних параметрів та робочих швидкостей машин неперервної дії. Зменшення негативного впливу перехідних процесів і усталених режимів роботи на навантаження та на експлуатаційну надійність систем перемотування та транспортування є важливим і актуальним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана згідно з тематичним планом науково-дослідних робіт Інституту інженерної механіки та транспорту національного університету "Львівська політехніка" «Прикладні проблеми динаміки та міцності машин і інженерних споруд» і безпосередньо пов'язана з держбюджетною темою «Розроблення методів аналізу пружно-пластичного деформування і оцінки міцності магістральних трубопроводів з урахуванням наявності дефектів матеріалу» (№ державної реєстрації 0113U001349).

Мета роботи та завдання дослідження. *Мета роботи* – зниження динамічних зусиль у рухомих гнучких функціональних елементах машин неперервної дії шляхом удосконалення методів розрахунку динамічних процесів на основі побудови нелінійних моделей механічних систем і застосування асимптотичних та числових методів дослідження коливальних явищ.

Основні завдання дослідження. 1. Розроблення математичної моделі поперечних коливань рухомого в осьовому напрямі гнучкого функціонального елемента машини неперервної дії з урахуванням геометричної нелінійності механічної системи і встановлення за допомогою асимптотичного методу закономірностей впливу початкового натягу і швидкості поздовжнього руху елемента на характеристики коливальних процесів.

2. Побудова математичної моделі поздовжніх коливань рухомого в осьовому напрямі функціонального елемента з урахуванням його фізичної нелінійності і дослідження впливу швидкості поздовжнього руху елемента на амплітуди і частоти коливальних процесів із застосуванням асимптотичного методу.

3. Розроблення узагальненої математичної моделі вільних і вимушених коливань вантажотримкого конвеєра як континуально-дискретної механічної системи у вигляді замкнутого контуру з урахуванням особливостей взаємодії робочої вітки з підвісними вантажами, швидкості руху довгомірних тягових елементів, внутрішнього тертя в ланцюзі, а також періодичного характеру зміни сил корисного опору.

4. Встановлення взаємозв'язку між силою натягу і деформацією тягового ланцюга та оцінка впливу інерційних і жорсткісних параметрів вантажотримкого конвеєра на характеристики коливальних процесів у машині неперервної дії.

5. Побудова математичної моделі і дослідження коливальних процесів у машині відкритого типу для перемотування текстилю з частотно керованим приводом з урахуванням несталості радіусів і моментів інерції намотувального і змотувального барабанів з тканиною.

6. Розроблення методики та проведення експериментальних досліджень коливальних процесів у машині відкритого типу для перемотування текстилю з метою перевірки адекватності теоретичних досліджень динамічних явищ у машинах неперервної дії з гнучкими функціональними елементами.

7. Обґрунтування практичних рекомендацій щодо добору геометричних, інерційних, жорсткісних та силових параметрів, а також робочих швидкостей рухомих гнучких функціональних елементів з метою підвищення ефективності роботи машин і вдосконалення технологічних процесів.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в гнучких функціональних елементах машин неперервної дії.

Предмет дослідження – динамічні зусилля у рухомих гнучких функціональних елементах машин неперервної дії.

Методи дослідження динамічних процесів у рухомих гнучких функціональних елементах машин неперервної дії ґрунтуються на застосуванні теорії коливань лінійних і нелінійних дискретних та континуально-дискретних механічних систем. Аналіз нелінійних поперечних і поздовжніх коливань рухомих гнучких функціональних елементів, які описуються диференціальними рівняннями з частинними похідними, здійснюється із застосуванням асимптотичного методу нелінійної механіки Крилова–Боголюбова–Митропольського. Розрахунок частот і форм коливань ланцюгових конвеєрів, що описуються системою лінійних диференціальних рівнянь з частинними похідними, проведено за допомогою методів Фур'є, початкових параметрів у матричній формі і числових методів та прикладних комп'ютерних програм лінійної алгебри. Аналіз коливальних процесів у машині відкритого типу для перемотування текстилю здійснювали шляхом числового інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь, які описують рух механічних ланок і електромагнітні коливальні явища в частотно керованому асинхронному двигуні, за допомогою методу Рунге-Кутта.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Удосконалена методологія аналізу поперечних і поздовжніх коливань рухомих гнучких функціональних елементів машин неперервної дії з урахуванням геометричної та фізичної нелінійності на основі застосування асимптотичного методу нелінійної механіки.

2. Вперше запропонована узагальнена математична модель вільних і вимушених коливань вантажотримкого конвеєра як континуально-дискретної механічної системи у вигляді замкнутого контуру з урахуванням особливостей взаємодії робочої вітки з підвісними вантажами, швидкості руху довгомірних тягових елементів, внутрішнього тертя в ланцюзі, а також періодичного характеру зміни сил корисного опору.

3. Отримала подальший розвиток математична модель динамічних процесів у машині відкритого типу для перемотування текстилю з урахуванням залежності радіусів і моментів інерції намотувального і змотувального барабанів від координат руху барабанів, а також взаємозв'язку механічних коливальних явищ у перемотувальній машині з електромагнітними процесами в частотно керованому асинхронному двигуні.

4. Вперше теоретично-експериментальним шляхом здійснена кількісна оцінка впливу параметрів пускових режимів перемотувальної машини на динамічні зусилля у вітках тканини. З'ясовано, що уникнути ударних навантажень віток можна за рахунок забезпечення плавності руху барабанів та роликів шляхом застосування гальмівних пристроїв з одночасним використанням сил сухого та в'язкого тертя.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Обґрунтовано практичні рекомендації щодо раціонального добору сил натягу і швидкостей руху гнучких функціональних елементів з метою уникнення резонансних явищ у машинах неперервної дії.

2. Розроблені алгоритми і програми розрахунку динамічних процесів у машинах з рухомими гнучкими функціональними елементами дають можливість знижувати динамічні зусилля у вказаних елементах, що сприяє збільшенню ресурсу технологічного обладнання та підвищенню продуктивності технологічних процесів.

3. Пропозиції щодо покращення конструкції та підвищення експлуатаційної надійності перемотувальної машини відкритого типу пройшли промислові випробування на виробництві у ТОВ «Скиба», м. Львів, що підтверджено відповідним актом, наведеним у додатках до дисертації.

Особистий внесок здобувача. Основні результати теоретичних досліджень одержані автором особисто. У працях, опублікованих у співавторстві, автору особисто належать такі результати: [3] – розроблено математичну модель та використано асимптотичний метод для проведення аналізу нелінійних поперечних коливань рухомого в осьовому напрямі гнучкого функціонального елемента з урахуванням фізичної нелінійності; [5, 11, 12] – застосовано асимптотичний метод для проведення аналізу нелінійних поздовжніх коливань рухомого в осьовому напрямі гнучкого функціонального елемента з урахуванням розсіяння енергії в

матеріалі; [6, 8, 13] – розроблено математичну модель для розрахунку вільних і вимушених коливань ланцюгових конвеєрів як континуально-дискретних механічних систем; [9] – розроблено методику і проведено комп’ютерні розрахунки напружень і деформацій елементів пластинчастих роликів ланцюгів, виявлено місця концентрації напружень та обґрунтовано значення усереднених коефіцієнтів жорсткості ланцюгів; [1] – розроблено методику і проведено експериментальні дослідження коливальних процесів у перемотувальній машині з метою перевірки адекватності теоретичних досліджень та обґрунтовано практичні рекомендації щодо добору геометричних, інерційних, жорсткісних та силових параметрів, а також робочих швидкостей рухомих гнучких функціональних елементів з метою підвищення ефективності роботи машин і вдосконалення технологічних процесів; [2] – проаналізовано роботу перемотувальних машин відкритого типу; [4, 15] – розроблено математичну модель і досліджено нестационарні режими роботи у перемотувальній машині відкритого типу; [7] – проведено аналіз динамічних процесів у перемотувальній машині з багатоопорними розправляючими валками; [14] – експериментально визначені характеристики жорсткості та міцності тканини на розтяг.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися і обговорювалися на таких конференціях, симпозіумах і семінарах: 7-у Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2005 р.); міжнародній науково-методичній конференції «Проблеми математичного моделювання» (м. Дніпродзержинськ, 2006 р.); 8-у Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2007 р.); конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2010); 11-у Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2013 р.).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на засіданнях та наукових семінарах кафедри «Транспортні технології» Національного університету «Львівська політехніка», а також на міжкафедральному науковому семінарі кафедр «Механіка та автоматизація машинобудування», «Опір матеріалів» і «Транспортні технології».

Публікації. За матеріалами кандидатської дисертації опубліковано 15 наукових праць, зокрема, 8 наукових статей – у фахових виданнях України, 1 стаття – у виданні іншої держави, 5 матеріалів тез доповідей міжнародних науково-технічних конференцій, 1 деклараційний патент на винахід.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, підсумкових висновків, списку використаних джерел, який налічує 211 найменувань, трьох додатків. Основний зміст роботи викладений на 118 сторінках і містить 43 рисунки та 7 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовується актуальність теми дисертації, формулюється мета та задачі дослідження, подається загальна характеристика роботи.

У **першому** розділі дисертації висвітлено сучасний стан проблеми аналізу динамічних процесів у машинах неперервної дії з рухомими гнучкими функціональними елементами. Цій проблемі присвячені праці багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених, таких як А. Ф. Барвінський, В. Н. Везуб, О. І. Весніцький, І. А. Вікович, О. А. Горошко, П. Д. Доценко, К. Я. Кухта, В. С. Ловейкін, Ю. О. Митропольський, Г. С. Писаренко, А. Л. Тармен, Д. В. Росато, В. О. Светліцький, Б. І. Сокіл, K. Behdinan, M. R. Brake, Chen An, C. D. Mote, A. G. Ulsoy. Відомі дослідження засвідчують нелінійний характер коливань рухомих гнучких функціональних елементів, а також вплив швидкості їх поздовжнього руху і натягу на динамічні зусилля в елементах машин. Через відсутність загальних методів дослідження нелінійних коливань механічних систем динамічні процеси у гнучких функціональних елементах розглядаються у застосуванні до конкретних типів машин або конструкцій за значних обмежень на геометричні, кінематичні чи силові параметри. На сучасному етапі розвитку технологічних, транспортних та інших машин неперервної дії постає потреба удосконалення методів аналізу нелінійних коливань в механічних системах на стадії проектування з метою зниження динамічних зусиль в елементах конструкцій.

Виходячи із сучасного стану проблеми, сформульовано мету і задачі дисертаційної роботи, результати розв'язання яких викладено у наступних розділах.

У **другому** розділі розроблено математичні моделі аналізу нелінійних поперечних та поздовжніх коливань рухомих в осьовому напрямі гнучких функціональних елементів машин неперервної дії з урахуванням фізичної та геометричної нелінійності та проведені дослідження впливу швидкості поздовжнього руху елемента на амплітуди і частоти коливальних процесів із застосуванням асимптотичного методу нелінійної механіки.

На рис. 1 показано розрахункову схему поперечних коливань гнучкого елемента, що рухається вздовж своєї осі у намотувальній машині.

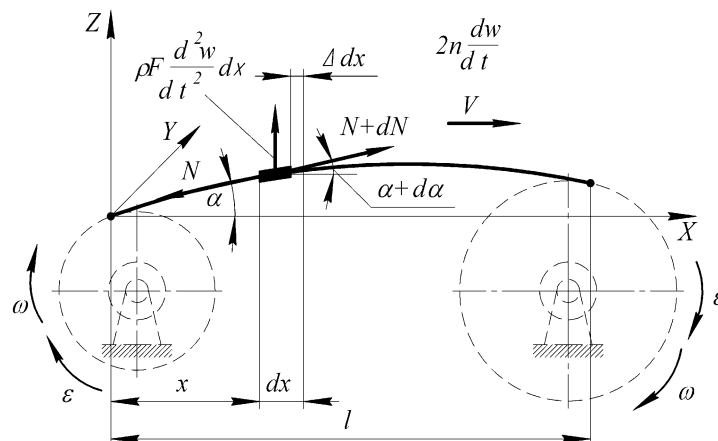


Рисунок 1 – Розрахункова схема поперечних коливань рухомого елемента у механічній намотувальній системі

За допомогою функціоналу Гамільтона-Остроградського одержано нелінійне диференціальне рівняння поперечних коливань вказаного елемента.

Припустивши, що елемент рухається зі сталою швидкістю $V(t)=V_0=\text{const}$ і має сталий натяг $N(t)=N_0=\text{const}$ та сталу площу поперечного перерізу $F(t)=F_0=\text{const}$, диференціальне рівняння його поперечних коливань у безрозмірній формі має вигляд

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \gamma \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -\varepsilon \left[2\beta \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} + \beta^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{3}{2\alpha^2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right]. \quad (1)$$

Крайові умови виражаються залежностями

$$w(x,0)|_{x=0} = w(x,0)|_{x=l} = 0, w(x,t)|_{x=0} = w(x,t)|_{x=l} = 0, \quad (2)$$

де $\gamma = \rho F / N$; $\beta = V(P/(\rho F))^{-1/2}$ – безрозмірна швидкість поздовжнього руху; $\alpha = (P/(EI))^{1/2} < 1$ – безрозмірний початковий натяг елемента, $P=N$ за умови, що $n=0$ і $q(x,t)=0$; $w(x,t)$ – поперечне переміщення елемента з амплітудою x в момент часу t ; N – його натяг; n – зовнішнє затування; E – модуль пружності; F – площа поперечного перерізу.

Розв'язок рівняння (1) шукаємо у вигляді асимптотичного ряду

$$w(x,t) = a\varphi(x) \cos \psi + \varepsilon w_1(x, a, \psi) + \varepsilon^2 \dots, \quad (3)$$

де $a\varphi(x) \cos \psi$ – розв'язок незбуреного рівняння (1).

Частоту нелінійних коливань рухомого в осьовому напрямі елемента залежно від безрозмірної поздовжньої швидкості його руху одержано у вигляді

$$\omega_H = k\pi \left(1 - \frac{1}{2}\beta^2 + \frac{9}{64} \frac{a^2}{\alpha^2} k^2 \pi^2 \right). \quad (4)$$

На рис. 2 показано зміну періоду коливань елемента залежно від його початкового натягу для різних швидкостей руху, а на рис. 3 залежність періоду коливань від швидкості поздовжнього руху для $k=1,2,5$.

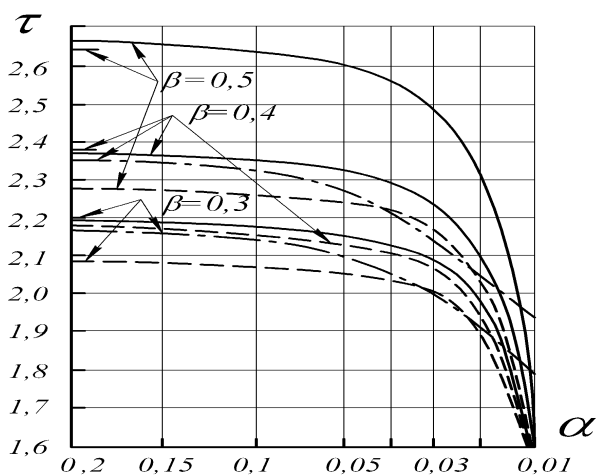


Рисунок 2 – Залежність основного періоду коливань рухомого елемента від початкового натягу

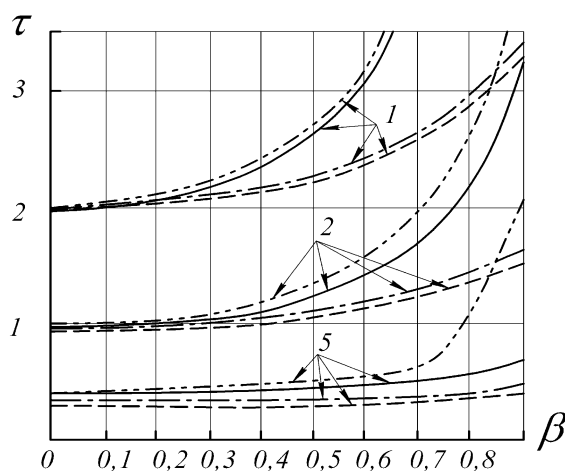


Рисунок 3 – Залежність періоду коливань рухомого елемента від безрозмірної швидкості поздовжнього руху за різних значень k ($k=1,2,5$)

Обчислення проведені для таких параметрів рухомого елемента: діаметр вибирався в межах $d=(0,1\div 10)\cdot 10^{-3}$ м; початковий натяг – $P=0,157\div 1570$ Н; поздовжня швидкість руху $V=5,2\div 15$ м/с; $\rho=7800$ кг/м³; $E=2\cdot 10^{11}$ Н/м².

На рис. 4 і 5 наведені залежності частоти і амплітуди поперечних нелінійних коливань рухомого в осьовому напрямі елемента від безрозмірної швидкості та амплітуди від частоти нелінійних коливань для різних значень натягу елемента.

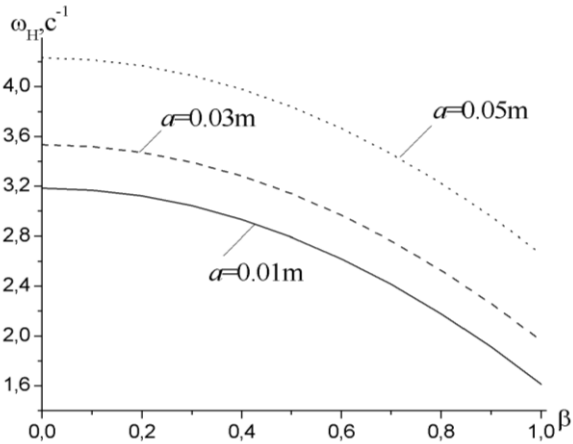


Рисунок – 4 Зміна частоти ω_H поперечних нелінійних коливань рухомого елемента залежно від його безрозмірної швидкості β за різних амплітуд поперечних коливань

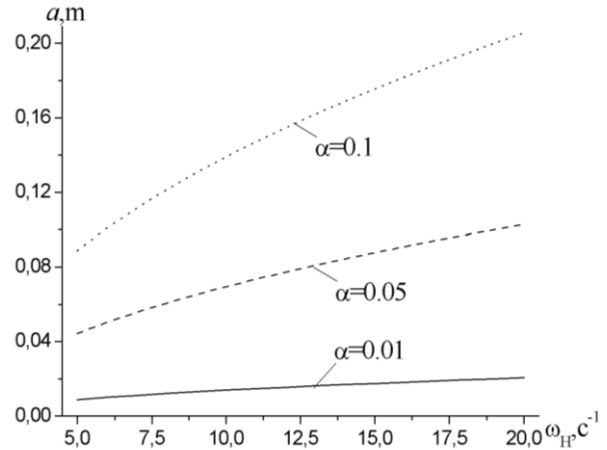


Рисунок 5 – Амплітудно-частотна характеристика поперечних нелінійних коливань рухомого елемента

Розглянуто поздовжні коливання елемента, що рухається вздовж своєї осі під час намотування з відомою швидкістю $V=V(t)$, розрахункова схема якого показана на рис. 6.

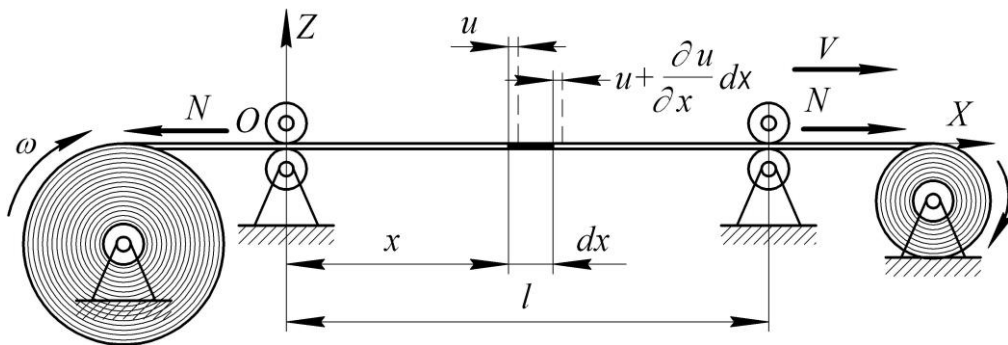


Рисунок 6 – Розрахункова схема поздовжніх коливань рухомого елемента

Для застосування асимптотичного методу Крилова–Боголюбова–Митропольського рівняння вимушених поздовжніх коливань рухомого вздовж своєї осі елемента з урахуванням пружної недосконалості матеріалу записано у вигляді

$$c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\varepsilon}{\rho} \left\{ \frac{Q_0}{F_0} \cos v_0 t - \left[\bar{\Phi}(u) - 2V_0 \rho \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} - V_0^2 \rho \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right] \right\}. \quad (5)$$

Тут $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$; E і ρ – модуль пружності і густина матеріалу елемента; u –

поздовжнє переміщення його в напрямі осі x ; t – час; $V_0 = \text{const}$ – поздовжня швидкість руху; ε – малий параметр; F_0 – площа поперечного перерізу, Q_0 – рівномірне розподілене навантаження; ν_0 – частота вимушених коливань; $\vec{\Phi}(u)$ – функція, яка враховує внутрішні втрати енергії в матеріалі елемента.

Розв'язок рівняння (5) подано у вигляді асимптотичного ряду за степенями малого параметра

$$u(x, t) = a[\varphi_1(x)\cos\psi + \varphi_2(x)\sin\psi] + \varepsilon u_1(x, \tau, a, \psi) + \varepsilon^2 u_2(x, \tau, a, \psi) + \varepsilon^3 \dots, \quad (6)$$

в якому $\varphi_1(x)\cos\psi + \varphi_2(x)\sin\psi$ – розв'язок незбуреного ($\varepsilon = 0$) рівняння; a і ψ – параметри, які визначаються із системи диференціальних рівнянь

$$\frac{da}{dt} = \varepsilon A_1(\tau, a) + \varepsilon^2 A_2(\tau, a) + \varepsilon^3 \dots, \quad \frac{d\psi}{dt} = \omega(\tau) + \varepsilon B_1(\tau, a) + \varepsilon^2 B_2(\tau, a) + \varepsilon^3 \dots, \quad (7)$$

$u_1(x, \tau, a, \psi)$, $u_2(x, \tau, a, \psi)$, ... – невідомі, 2π –періодичні за параметром ψ функції.

На рис. 7, 8 відповідно показано залежність амплітуди a нелінійних поздовжніх коливань елемента від співвідношення між частотами нелінійних ν_0 і власних його коливань для різних значень швидкостей руху і довжин між опорами вільного прольоту l .

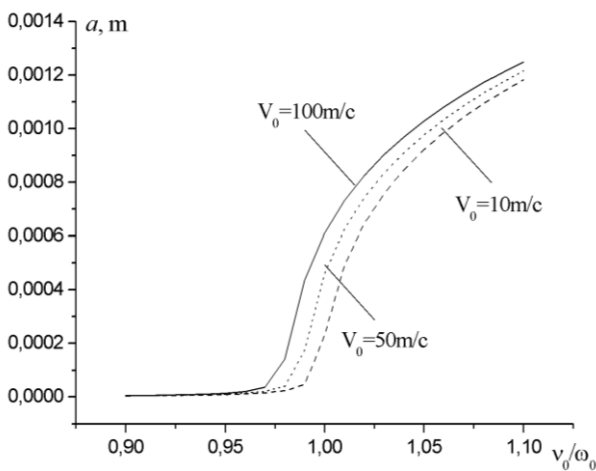


Рисунок 7 – Залежності амплітуди нелінійних коливань елемента від співвідношення між частотами нелінійних і власних коливань системи для різних швидкостей руху елемента

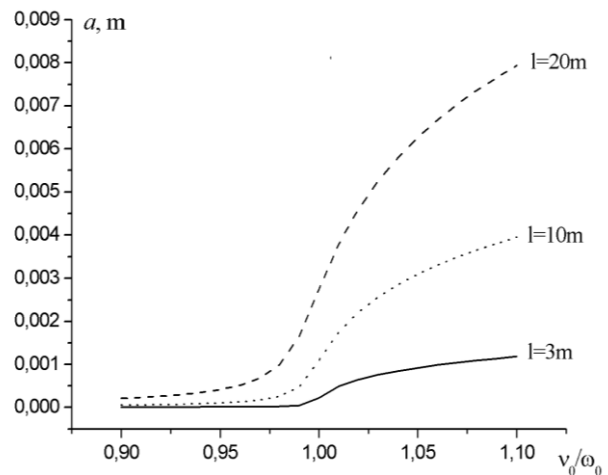


Рисунок 8 – Залежності амплітуди нелінійних коливань елемента від співвідношення між частотами нелінійних і власних коливань системи для різних його довжин

У **третьому** розділі розроблена узагальнена математична модель вільних і вимушених коливань ланцюгового вантажотримкого конвеєра як континуально-дискретної механічної системи (рис. 9) у вигляді замкнутого контура з урахуванням особливостей взаємодії робочої вітки з підвісними вантажами, швидкості

руху довгомірних тягових елементів, внутрішнього тертя в ланцюзі, а також періодичного характеру зміни сил корисного опору.

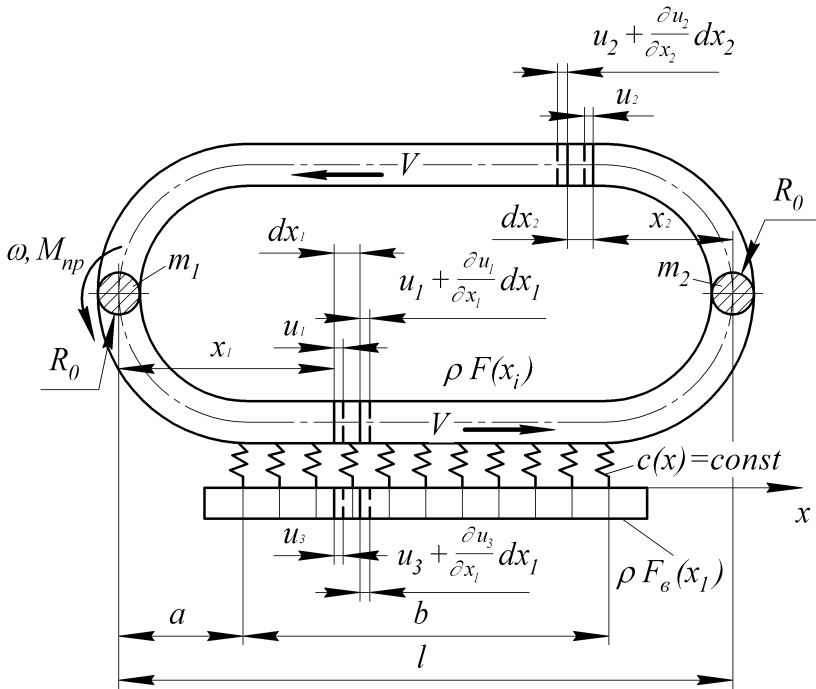


Рисунок 9 – Розрахункова схема вантажотримкого конвеєра

Тут m_1 і m_2 – зведені маси ведучого і веденого механізмів конвеєра; $\rho F(x_1) = \rho F(x_2)$ – маси одиниці довжини робочої і неробочої віток конвеєра; $\rho F_e(x_1)$ – погонна маса вантажів; $c(x)$ – деякий зведений коефіцієнт згинальної жорсткості постелі вантажів; ρ – густина матеріалу; $F_i(x_i)$ – площі поперечних перерізів веденої і ведучої віток конвеєра ($i = 1, 2$).

На основі принципу Даламбера одержано систему звичайних нелінійних диференціальних рівнянь, які описують поздовжні коливання ланцюгового підвісного вантажотримкого конвеєра з урахуванням і без урахування швидкості руху, зокрема, без урахування розсіяння енергії в матеріалі та поступальної швидкості руху рівняння подано у вигляді

$$\begin{aligned} \rho F \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} + \rho F b \frac{\partial u_1}{\partial t} - E F \frac{\partial^2 u_1}{\partial x_1^2} + c(x)(u_1 - u_3) &= \rho F R_0 \omega_0^2 \cos \omega_0 t - \rho F Q_1 \cos \omega_0 t; \\ \rho F \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} + \rho F b \frac{\partial u_2}{\partial t} - E F \frac{\partial^2 u_2}{\partial x_2^2} &= \rho F R_0 \omega_0^2 \cos \omega_0 t - \rho F Q_2 \cos \omega_0 t; \\ \rho F_e \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2} + \rho F_e b \frac{\partial u_1}{\partial t} - c(x)(u_1 - u_3) &= 0, \end{aligned} \quad (8)$$

з відповідними крайовими умовами, де Q_1 , Q_2 – розподілені збурення у робочій і неробочій вітках конвеєра.

Розв'язок кожного з рівнянь системи (8) знайдено у вигляді розкладу за власними формами коливань. На основі розв'язку незбуреної системи рівнянь, за відсутності зовнішнього і внутрішнього тертя та швидкості руху, одержано

частотні рівняння за якими побудовано перших вісім форм коливань підвісного вантажотримкого конвеєра, перша і восьма форма яких показані на рис. 10, 11.

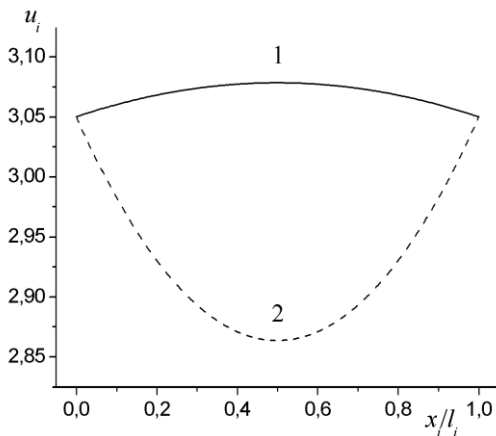


Рисунок 10 – Перша форма вільних коливань

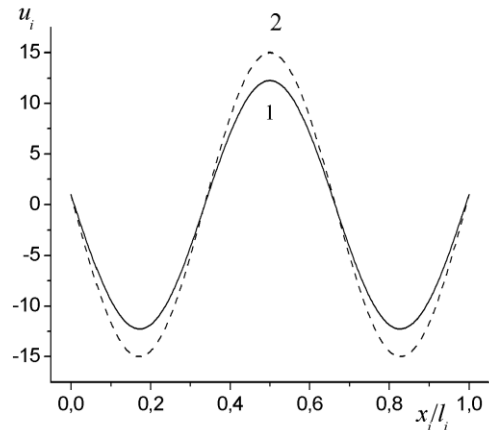


Рисунок 11 – Восьма форма вільних коливань

Методом скінченних елементів проведені дослідження напружено-деформованого стану, а також визначено жорсткість ланок ланцюгового конвеєра на прикладі ланцюга горизонтального скребкового конвеєра продуктивністю 150 т/год завдовжки 30 м. Як тяговий елемент у конвеєрі такого типу переважно використовують пластинчастий ланцюг. Результати дослідження деформацій ланок ланцюгів М-112 і ПРИ-103,2 конвеєрів наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати визначення абсолютної деформації ланок ланцюгів

Сила натягу, кН	Абсолютна деформація однієї ланки ланцюга	
	М-112	ПРИ-103,2
10	0,0071	0,052
20	0,0143	0,103
30	0,0214	0,154
40	0,0286	0,206
50	0,0356	0,257

У зв'язку з податливістю зігнутих пластин роликового ланцюга ПРИ-103,2, його деформація, викликана заданою силою, є значно більшою, ніж деформація пластинчастого ланцюга типу М-112. На основі одержаних результатів побудовано графіки залежності видовження ланок ланцюгів від тягового зусилля.

Одержані значення коефіцієнтів жорсткості пластинчастого і роликового ланцюга із зігнутими пластинами, які найчастіше застосовуються у ланцюгових конвеєрах, використовуємо для дослідження динамічних процесів.

У четвертому розділі побудована математична модель і проведені дослідження коливальних процесів у машині відкритого типу для перемотування текстилю з частотно керованим приводом з урахуванням несталості радіусів і моментів інерції намотувального і змотувального барабанів з тканиною.

Механічна система машини включає асинхронний двигун, черв'ячну і дві пасові передачі, шківів, з намотуванням і змотуванням рулонами тканини, та направляючі ролики. Розрахункова схема системи зображена на рис. 12, де J_1 – момент інерції ротора двигуна з ведучим шківом першої пасової передачі; J_2 – момент інерції черв'ячного редуктора з приєднаними шківвами пасових передач, що зведений до веденого вала редуктора; J_3 – момент інерції ведучого барабану зі шківвом і намотуванням рулоном; J_4, J_5, J_6, J_7 – моменти інерції проміжних роликів; J_8 – момент інерції веденого барабану зі змотуванням рулоном; c_{12}, c_{23} – коефіцієнти жорсткості віток пасових передач; $c_{34}, c_{45}, c_{56}, c_{67}, c_{78}$ – коефіцієнти жорсткості віток перемотувальної тканини; $v_{12}, v_{23}, v_{34}, v_{45}, v_{56}, v_{67}, v_{78}$ – коефіцієнти в'язкого тертя відповідних ланок; r_1, r_2', r_2'', r_3' – радіуси шківвів пасових передач; r_3'' і r_8 – зовнішні радіуси намотувального і змотувального рулонів тканини; r_4, r_5, r_6, r_7 – радіуси проміжних роликів; M_1 – електромагнітний момент асинхронного двигуна; M_2, M_3, \dots, M_8 – моменти тертя, що виникають в опорах і гальмівних пристроях перемотувальної машини. Передавальне число редуктора позначаємо як u , кути повороту елементів механічної системи – як $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_8$, а відповідні кутові швидкості – як $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_8$.

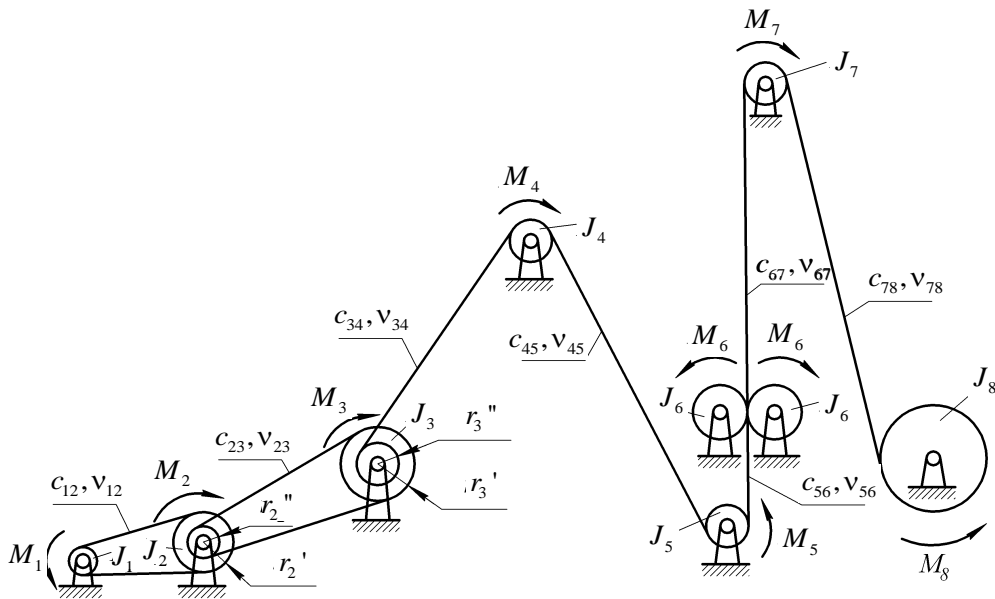


Рисунок 12 – Розрахункова схема механічної системи машини для перемотування сувоїв тканини відкритого типу

Розрахунок нестационарних процесів у перемотувальній машині виконуємо шляхом сумісного інтегрування рівнянь електромагнітних явищ та рівнянь руху механічної системи. Враховуємо, що моменти інерції барабанів та їх радіуси змінюються за залежностями

$$\begin{aligned} J_3 &= J_{30} (1 + \alpha_3 \varphi_3); \quad r_3'' = r_{30}'' (1 + \beta_3 \varphi_3); \\ J_8 &= J_{80} (1 + \alpha_8 \varphi_8); \quad r_8 = r_{80} (1 + \beta_8 \varphi_8), \end{aligned} \quad (9)$$

де $\alpha_3, \alpha_8, \beta_3, \beta_8$ – сталі коефіцієнти.

Рівняння руху механічної системи отримані за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду запишемо у вигляді

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + 2c_{12}r_1(r_1\varphi_1 - r_2'u\varphi_2) + 2v_{12}r_1(r_1\omega_1 - r_2'u\omega_2) = M_1; \quad (10)$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} - 2c_{12}r_2'u(r_1\varphi_1 - r_2'u\varphi_2) - 2v_{12}r_2'u(r_1\omega_1 - r_2'u\omega_2) + \\ + 2c_{23}r_2''(r_2''\varphi_2 - r_3'\varphi_3) + 2v_{23}r_2''(r_2''\omega_2 - r_3'\omega_3) = -M_2; \quad (11)$$

$$J_{30}(1 + \alpha_3\varphi_3) \frac{d\omega_3}{dt} + \frac{1}{2}J_{30}\alpha_3\omega_3^2 - 2c_{23}r_{31}(r_2''\varphi_2 - r_3'\varphi_3) - 2v_{23}r_3'(r_2''\omega_2 - r_3'\omega_3) + \\ + c_{34}r_{30}''(1 + 2\beta_3\varphi_3) \left[\varphi_3 r_{30}''(1 + \beta_3\varphi_3) - \varphi_4 r_4 \right] + \\ + v_{34}r_{30}''(1 + \beta_3\varphi_3) \left[\omega_3 r_{30}''(1 + \beta_3\varphi_3) - \omega_4 r_4 \right] = -M_3; \quad (12)$$

$$J_4 \frac{d\omega_4}{dt} - 2c_{34}r_4 \left[\varphi_3 r_{30}''(1 + \beta_3\varphi_3) - \varphi_4 r_4 \right] - v_{34}r_4 \left[\omega_3 r_{30}''(1 + \beta_3\varphi_3) - \omega_4 r_4 \right] + \\ + c_{45}r_4(\varphi_4 r_4 - \varphi_5 r_5) + v_{45}r_4(\omega_4 r_4 - \omega_5 r_5) = -M_4; \quad (13)$$

$$J_5 \frac{d\omega_5}{dt} - c_{45}r_5(\varphi_4 r_4 - \varphi_5 r_5) - v_{45}r_5(\omega_4 r_4 - \omega_5 r_5) + \\ + c_{56}r_5(\varphi_5 r_5 - \varphi_6 r_6) - v_{56}r_5(\omega_5 r_5 - \omega_6 r_6) = -M_5; \quad (14)$$

$$J_6 \frac{d\omega_6}{dt} - c_{56}r_6(\varphi_5 r_5 - \varphi_6 r_6) - v_{56}r_6(\omega_5 r_5 - \omega_6 r_6) + \\ + c_{67}r_6(\varphi_6 r_6 - \varphi_7 r_7) + v_{67}r_7(\omega_6 r_6 - \omega_7 r_7) = -M_6; \quad (15)$$

$$J_7 \frac{d\omega_7}{dt} - c_{67}r_7(\varphi_6 r_6 - \varphi_7 r_7) - v_{67}r_7(\varphi_6 r_6 - \varphi_7 r_7) + c_{78}r_7 \left[\varphi_7 - \varphi_8 r_{80}(1 - \beta_8\varphi_8) \right] + \\ + v_{78}r_7 \left[\omega_7 r_7 - \omega_8 r_{80}(1 - \beta_8\omega_8) \right] = -M_7 \quad (16)$$

$$J_{80}(1 + \alpha_8\varphi_8) \frac{d\omega_8}{dt} + \frac{1}{2}I_{80}\alpha_8\omega_8^2 - c_{78}r_{80}(1 + \beta_8\varphi_8) \left[\varphi_7 r_7 - \varphi_8 r_{80}(1 + \beta_8\varphi_8) \right] - \\ - v_{78}r_{80}(1 + \beta_8\varphi_8) \left[\omega_7 r_7 - \omega_8 r_{80}(1 + \beta_8\omega_8) \right] = -M_8, \quad (17)$$

де

$$M_i = M_{1i} + M_{2i} \quad (i = 2, 3, \dots, 8),$$

причому, M_{1i} та M_{2i} – моменти сил сухого і в'язкого тертя.

Рівняння (10)–(17), записані з урахуванням залежностей (9), разом із спів-

відношеннями

$$\frac{d\varphi_i}{dt} = \omega_i \quad (i=1, 2, \dots, 8) \quad (18)$$

описують рух механічної системи.

Аналіз процесу пуску перемотувальної машини зводиться до сумісного чисельного інтегрування нелінійної системи диференціальних рівнянь, що включає рівняння руху (10)–(18) і рівнянь електромагнітного стану частотно керованого асинхронного двигуна.

Електромагнітний момент двигуна знаходимо за формулою

$$M_1 = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} i_{Sy} - i_{Ry} i_{Sx}),$$

де $i_{Sx}, i_{Sy}, i_{Rx}, i_{Ry}$ – проекції струмів обмоток статора і ротора на осі координат x, y , які визначаються в процесі розв'язання рівнянь електромагнітного стану; p_0 – число пар магнітних полюсів; $\tau = i_m / \psi_m$ – величина, що визначається за кривою намагнічування, причому, i_m – струм намагнічування; ψ_m – робоче потокозчеплення.

Побудована система диференціальних рівнянь записана безпосередньо у формі Коші, що значно спрощує її інтегрування. На розрахункових прикладах ілюструється вплив нестационарних режимів роботи перемотувальної машини, обладнаної частотно керованим асинхронним двигуном, на динамічні зусилля у вітках тканини. Показано, що більші коефіцієнти динамічності притаманні пружним ланкам, розташованим ближче до привідного двигуна, а менші – більш віддаленим пружним ланкам. Виявлено істотний вплив номінальної кутової швидкості ротора, на динамічні зусилля в пружних ланках. У нестационарних режимах роботи машин для перемотування тканини відкритого типу коефіцієнти динамічності зусиль у вітках тканини становлять 1,3...1,6, що істотно позначається на якості намотування рулону. Встановлено, що для забезпечення стабільності натягу віток тканини під час перемотування сувоїв необхідно передбачати можливість гальмування веденого барабана та роликів силами сухого та в'язкого тертя.

З метою перевірки результатів математичного моделювання динамічних процесів у машинах неперервної дії з гнучкими функціональними елементами виготовлена експериментальна установка, на якій досліджено вплив частоти напруги джерела живлення на часову залежність та на максимальне значення зусилля натягу тканини на ділянці, безпосередньо зв'язаній з ведучим барабаном.

Для експериментального визначення сили натягу тканини в процесі перемотування використовували вимірювальну трубчасту балку, схематично зображену на рис. 13. Показано, що аналіз напружено-деформованого стану вимірювальної балки під дією натягнутої тканини зводиться до розв'язання диференціального рівняння зігнутої осі стержня, який взаємодіє з пружною основою типу Вінклера. Оскільки прогини балки в напрямі осі y , а також напруження згину пропорційно залежать від зусилля натягу тканини N , значення вказаного зусилля

визначали за допомогою тензорезистора за деформацією розтягнутих волокон вимірювальної балки.

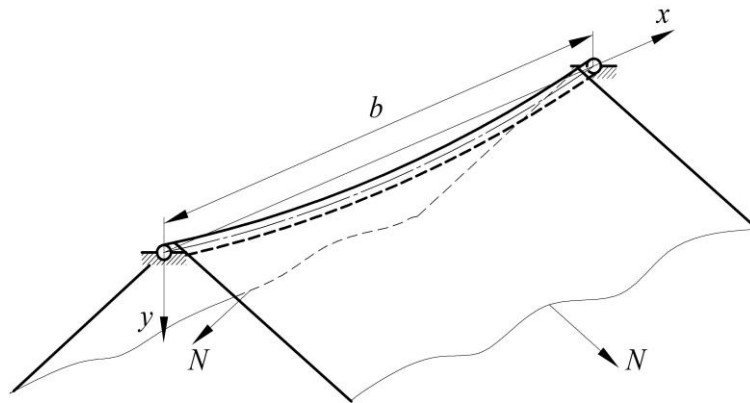


Рисунок 13 – Схема вимірювальної балки в робочому стані

Теоретичним шляхом одержана графічна залежність зусилля натягу тканини від максимального напруження згину у вимірювальній балці (рис. 14) за таких вихідних даних. Вимірювальна балка: $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $b = 220$ мм; $D = 25$ мм; $d = 18$ мм. Тканина: $E_0 = 1,0599 \cdot 10^7$ МПа; $\delta = 0,25$ мм; $\alpha = 60^\circ$; $l = 3$ м.

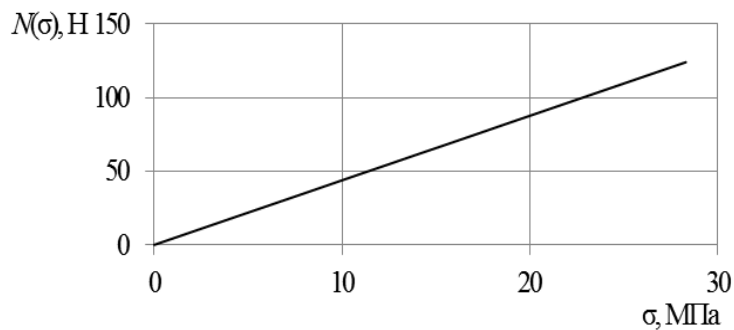


Рисунок 14 – Залежність сили натягу тканини від максимального напруження у вимірювальній балці

Експериментальні дослідження підтвердили достатню для практики точність математичного моделювання динамічних процесів. Розбіжність теоретичних та експериментальних результатів визначення максимального значення у вітці тканини зусилля не перевищила 10–12 %.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу літературних джерел з дослідження коливальних процесів у механічних системах з рухомими гнучкими функціональними елементами встановлено, що для підвищення ефективності роботи таких систем як стрічкові, підвісні та штовхаючі конвеєри, верстати та установки для намотування тканини, дроту, стрічки, тощо необхідно розробляти уточнені моделі та удосконалювати методи розрахунків з урахуванням зміни швидкості руху функціональних робочих

елементів, їх натягу, залежності частоти від амплітуди коливань та враховувати геометричну і фізичну нелінійність їх функціональних елементів.

2. Розроблено новий підхід щодо формування математичних моделей та проведення аналізу нелінійних поперечних коливань рухомих гнучких функціональних елементів із застосуванням асимптотичного методу нелінійної механіки Крилова-Боголюбова-Митропольського. Визначено частоту нелінійних коливань рухомого елемента та її залежність від початкового натягу та швидкості руху елемента, проведено порівняння одержаних результатів з аналогічними результатами досліджень методом збурень. Розбіжність вказаних результатів не перевищує 14%. Проведена якісна і кількісна оцінка розрахункових результатів та підтверджена ефективність застосованого в роботі асимптотичного методу дослідження коливальних процесів у рухомому елементі.

3. Підтверджено зменшення періоду нелінійних поперечних коливань рухомого елемента із зменшенням його натягу та зростання цього періоду із збільшенням поздовжньої швидкості руху. Встановлено, що амплітуда нелінійних поперечних коливань рухомого елемента зростає із збільшенням швидкості його поздовжнього руху, натягу та частоти.

4. Побудовано математичну модель та обґрунтовано застосування асимптотичного методу Крилова-Боголюбова-Митропольського для знаходження частоти нелінійних поздовжніх коливань рухомого елемента залежно від швидкості його руху з урахуванням нелінійного закону пружності матеріалу та розсіяння енергії в матеріалі. Одержано нелінійне рівняння резонансної кривої та побудовано амплітудно-частотну характеристику системи. Визначено амплітуду поздовжніх нелінійних коливань рухомого елемента. На прикладі технологічного процесу перемотування стрічки показано, що за рахунок раціонального добору швидкості поздовжнього руху гнучкого функціонального елемента і його натягу можна зменшити динамічні зусилля в ньому на 15–18 %.

5. Розроблено узагальнену математичну модель та аналітично-числовий метод аналізу коливальних процесів у ланцюгових конвеєрах. Одержано у матричній формі розв'язки диференціальних рівнянь в частинних похідних та частотні рівняння механічної системи. Визначено 8 перших частот і форм коливань системи. Встановлено, що із збільшенням жорсткості вузлів кріплення вантажів до конвеєра власні частоти істотно зростають (зокрема, перша власна частота зростає від 2,5 до 41,3 гц), а із збільшенням зведених мас ведучого і веденого механізмів конвеєра та довжин віток конвеєра значення власних частот спадають (перша власна частота змінюється від 3c^{-1} до $1,8\text{c}^{-1}$).

6. Розроблено математичну модель і досліджено динамічні процеси у машині для перемотування тканини відкритого типу з урахуванням взаємовпливу механічних коливань і електромагнітних коливальних явищ у частотно керованому асинхронному двигуні. З'ясовано, що у нестационарних режимах роботи перемотувальної машини динамічні коефіцієнти зусиль у вітках тканини становлять 1,3–1,6, що істотно позначається на якості намотування рулону. Зменшити динамічні зусилля у вітках тканини та уникнути послаблення віток можна за рахунок забезпечення плавності руху барабанів та роликів шляхом застосування

гальмівних пристроїв з одночасним використанням сил сухого та в'язкого тертя. За допомогою фрикційних гальмівних пристроїв, в яких використовуються лише сили сухого тертя виключити послаблення віток тканини не вдалося.

7. Ефективним способом зменшення динамічних зусиль у вітках тканини є регулювання частоти коливань напруги живильної мережі асинхронного двигуна. Якщо зменшити вказану частоту в початковій період пуску машини від 50 до 10 Гц, то це дає можливість зменшити динамічні зусилля в 4–5 разів. Виявлено значне зниження резонансної частоти поздовжніх коливань тканини із збільшенням довжини прольотів тканини і моментів інерції барабанів тканини під час перемотування. Підтверджено зниження частоти поперечних коливань віток тканини із збільшенням швидкості її поздовжнього руху та зменшення натягу.

8. Як показують результати розрахунків, в період пуску намотувальної машини, мають місце кутові коливання барабанів з тканиною зі значною амплітудою, що призводить до поздовжніх коливань віток тканини. Це негативно відбивається на якості намотування тканини в період пуску машини. Підвищити якість перемотування можна за рахунок раціонального добору механічної характеристики приводу.

9. На спеціально створеній моделі машини для перемотування тканини відкритого типу проведено експериментальні дослідження динамічних явищ з метою перевірки адекватності математичної моделі нестационарних процесів. Запропоновано спосіб визначення зусилля у вітці перемотуваної тканини за допомогою вимірювальної балки, на основі аналізу напружено-деформованого стану якої встановлено взаємозв'язок між напруженням згину і силою натягу вітки тканини.

10. Експериментальні дослідження навантаження вітки тканини в період пуску перемотувальної машини свідчать про достатню для практики точність математичного моделювання динамічних процесів. Розбіжність теоретичних та експериментальних результатів визначення максимального значення зусилля не перевищує 10–14%.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

[1]. Kharchenko Yevhen. The starting process research for textile rewinding machine / Kharchenko Yevhen, Vysotska Khrystyna, Kovalchuk Roman // *Energia w nauce i technice 2014 / Monografia*. – Białystok-Kleosin: Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, 2014. – S. 42–61.

[2]. Висоцька Х. А. Робота перемотувальних машин відкритого типу / Висоцька Х. А. // *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. – Вісник Національного університету “Львівська політехніка” №560. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2006. – С. 41–46.

[3]. Висоцька Х. А. Повздовжні коливання рухомої стрічки з урахуванням розсіяння енергії в матеріалі / Х. А. Висоцька, І. А. Вікович // *Всеукр. Наук.-тех. Журнал «Вібрації в техніці та технологіях»*. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – №1(43). – С. 13–16.

[4]. Висоцька Х. А. Розрахунок нестационарних процесів у механічній системі

перемотувальної машини відкритого типу / Х. А. Висоцька // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Вісник Національного університету “Львівська політехніка” №759. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2013. – С. 10–15.

[5]. Вікович І. А. Нелінійні коливання рухомої струни / І. А. Вікович, Х. А. Висоцька // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Вісник Національного університету “Львівська політехніка” №509. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – С. 30–35.

[6]. Вікович І. А. Розрахунок частот і форм коливань підвісних вантажотримких і штовхаючих конвеєрів / І. А. Вікович, Х. А. Висоцька // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Вісник Національного університету “Львівська політехніка” №539. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2005. – С. 12–18.

[7]. Вікович І. А. Аналіз динамічних процесів у перемотувальній машині текстилю відкритого типу з багатоопорними розправляючими валками / І. А. Вікович, Х. А. Висоцька // Оптимізація виробничих процесів і технологічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні / Вісник Національного університету “Львівська політехніка”, № 613. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2008. – С. 75–84.

[8]. Вікович І. А. Вимушені коливання підвісних вантажотримких конвеєрів / І. А. Вікович, Х. А. Висоцька, Ю. Р. Оленюк // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів / Вісник НУ “Львівська політехніка”. – 2010. – №678. – С. 14–19.

[9]. Ковальчук Р. А. Аналіз напружено-деформованого стану ланцюгів конвеєрів / Р. А. Ковальчук, Х. А. Висоцька // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ України. – 2013, вип. 23.11. – с. 158–164.

[10]. Патент №D01H7/60. Перемотувальна машина відкритого типу / Висоцький І. Б., Висоцька Х. А., Вікович І. А. / Опубл. 11.10.2007. Бюл. № 4/2007.

[11]. Висоцька Х. А. Коливання рухомої стрічки з урахуванням недосконалої пружності матеріалу / Х. А. Висоцька, І. А. Вікович // Тези допов. 7-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2005. – С. 83.

[12]. Висоцька Х. А. Методика досліджень вимушених повздовжніх коливань рухомої стрічки з урахуванням розсіяння енергії в матеріалі / Х. А. Висоцька, І. А. Вікович // Тези допов. Міжнародна науково-методична конференція «Проблеми математичного моделювання». – Дніпродзержинськ, 2006. – С. 7–8.

[13]. Висоцька Х. А. Розрахунок вільних коливань підвісних вантажотримких і штовхаючих конвеєрів / Х. А. Висоцька, І. А. Вікович, І. Б. Бутитер // Тези допов. 8-ий Міжнародний симпозіум укр. інж.- механіків у Львові. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. - 2007. - С. 18–19.

[14]. Висоцька Х. А. Експериментальне визначення жорсткості віток бавовняної тканини системи перемотування сувою / Висоцька Х. А. // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації

машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів, 2010. – С. 97–99.

[15]. Висоцька Х. А. Математичне моделювання нестационарних режимів роботи перемотувальної машини відкритого типу / Х. А. Висоцька // 11 міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2013. – С. 61–62.

А Н О Т А Ц І Я

Висоцька Х. А. Зниження динамічних зусиль у рухомих гнучких функціональних елементах машин неперервної дії. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2015.

Дисертація присвячена зниженню динамічних зусиль у рухомих гнучких функціональних елементах машин неперервної дії шляхом удосконалення методів розрахунку динамічних процесів на основі побудови нелінійних моделей механічних систем і застосування асимптотичних та чисельних методів аналізу.

Побудовані математичні моделі поперечних і поздовжніх коливань рухомого в осьовому напрямі гнучкого функціонального елемента з урахуванням геометричної або фізичної нелінійності і встановлені закономірності впливу початкового натягу і швидкості поздовжнього руху елемента на характеристики коливальних процесів. Розглянуті вільні і вимушені коливання вантажотримкого конвеєра з урахуванням особливостей взаємодії робочої вітки з підвісними вантажами, а також періодичного характеру зміни сил корисного опору. Проведені теоретичні і експериментальні дослідження коливальних процесів у машині для перемотування текстилю з урахуванням несталості радіусів і моментів інерції барабанів.

Ключові слова: машини неперервної дії, рухомі гнучкі функціональні елементи, динамічні процеси, нелінійні коливання, асимптотичні і чисельні методи аналізу, зниження динамічних зусиль.

A B S T R A C T

Vysotska K. A. The dynamic efforts reducing in the movable flexible functional elements of machines of continuous action. – A manuscript.

Dissertation for obtaining a scientific degree of a Candidate of Technical Sciences. Specialty 05.02.09 – Dynamics and Strength of Machines. Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2015.

The dissertation is dedicated reducing of the dynamic efforts in the movable flexible functional elements of machines of continuous action by improving the methods of calculating of the dynamic processes based on construction models of nonlinear mechanical systems and the use of asymptotic and numerical analysis methods.

In this paper the mathematical models of transverse and longitudinal oscillations movable axially flexible functional elements are constructed and based on geometric or physical nonlinearity and established regularities of initial tension and speed of longitudinal movement of the elements on the characteristics of oscillatory processes.

There are considered free and forced vibrations in hangingweights conveyor interaction with the peculiarities of working branches with hanging weights, and periodic changes in the nature of the forces of useful resistance.

Theoretically and experimentally investigated the oscillatory processes in textile rewinding machine with a considering variability of radius and moments of inertia of drums.

Key words: machines of continuous action, movable flexible functional elements, dynamic processes, nonlinear oscillations, asymptotic and numerical analysis methods, the dynamic efforts reducing.

А Н Н О Т А Ц И Я

Высоцкая К. А. Снижение динамических усилий в подвижных гибких функциональных элементах машин непрерывного действия. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Национальный университет «Львовская политехника», Львов, 2015.

Диссертация посвящена снижению динамических усилий в подвижных гибких функциональных элементах машин непрерывного действия путём усовершенствования методов расчёта динамических процессов на основе построения нелинейных моделей механических систем и применения асимптотических и численных методов анализа колебательных явлений.

Разработаны математические модели поперечных колебаний подвижного в осевом направлении гибкого функционального элемента машины непрерывного действия с учётом геометрической нелинейности механической системы и установлены с помощью асимптотического метода закономерности влияния начального натяжения и скорости продольного движения элемента на характеристики колебательных процессов. Предложена математическая модель продольных колебаний движущегося в осевом направлении длинномерного функционального элемента с учётом его физической нелинейности и исследовано с помощью асимптотического метода влияние скорости продольного движения на амплитуды и частоты колебательных процессов.

Построена обобщённая математическая модель свободных и вынужденных колебаний грузонесущего конвейера как континуально-дискретной механической системы в виде замкнутого контура с учётом особенностей взаимодействия рабочей ветви с транспортируемыми грузами, скорости движения длинномерных тяговых элементов, внутреннего и внешнего трения в ветвях конвейера, а также периодического характера изменения сил полезного сопротивления движению. Путём компьютерного моделирования установлена линейная взаимосвязь между силой натяжения и деформацией цепи конвейера, проанализировано влияние упругих и инерционных свойств элементов конвейера на характеристики колебательных процессов.

Разработана математическая модель и исследованы колебательные процессы в машине для перемотки ткани, оборудованной частотно управляемым асинхронным приводом, с учётом изменения радиусов и моментов инерции наматы-

ваемого и сматываемого барабанов. Предложена методика и проведены экспериментальные исследования колебательных процессов в перемоточной машине с целью проверки адекватности теоретических исследований динамических явлений в машинах непрерывного действия с гибкими функциональными элементами.

Практическое значение полученных результатов состоит в том, что они дают возможность обоснованно выбирать силы натяжения и скорости движения гибких функциональных элементов, предотвращая резонансные явления в машинах непрерывного действия. В процессе проведения теоретических и экспериментальных исследований осуществлена количественная оценка влияния пусковых режимов работы перемоточной машины на динамические усилия в ветвях ткани. Установлено, что обеспечения плавности движения барабанов и роликов устройства и предотвращения ударных нагрузок ветвей ткани можно достичь за счёт одновременного использования демпфирующих устройств, развивающих силы сухого и вязкого трения.

Разработанные алгоритмы и программы расчётов динамических процессов в машинах с подвижными гибкими функциональными элементами дают возможность существенного снижения динамических усилий в указанных элементах, что способствует увеличению ресурса технологического оборудования и повышению производительности технологических процессов. Практические рекомендации, направленные на усовершенствование конструкции и повышение эксплуатационной надёжности перемоточной машины, прошли промышленное испытание на производстве в ООО «Скиба», город Львов.

Ключевые слова: машины непрерывного действия, подвижные гибкие функциональные элементы, динамические процессы, нелинейные колебания, асимптотические и численные методы анализа, снижение динамических усилий.

Підписано до друку 14.01.2015.

Формат 60×90×16.

Папір офсетний. Друк на різнографі.

Ум. друк. арк. 1,16.

Зам. №. Наклад 120 прим.

Друк ТзОВ «ЗУКЦ»

79011, м. Львів, вул. Вітовського, 25/10

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 408 від 09.04. 2001 р.

тел. +38 (032) 297-06-76