

УДК 517.9+534.111

Сліпчук А.М. к.т.н.

НУ «Львівська політехніка» м.Львів, Україна

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАМОТУВАННЯ ДРОТУ З УРАХУВАННЯМ ЗБУРЮЮЧИХ КРАЙОВИХ УМОВ

Slipchuk A.

National University «Lvivska Polytechnic», Lviv, Ukraine (andsl@ukr.net)

THE ANALYSIS OF DYNAMICS OF WORKING PROCESS OF WINDING OF WIRE RECOGNITION REVOLTING TERMS

У даній статті розглядаються нелінійні поперечні коливання одновимірних пружних систем (струна, нитка, дрiт), під час перемотування з одного барабана на другий при цьому дрiт перекинутий через натяжний ролик, який допускає переміщення (вібрує). Отримано залежність амплітуди та частоти коливання дроту від кінетичних та фізико-механічних параметрів. Виведено рівняння, яке описує динамічні процеси в зазначених одновимірних системах; запропонована методика його дослідження.

Ключові слова: намотування дроту, намотувальні верстати, крутильні коливання, нелінійно-пружна система, асимптотичне наближення.

1. Постановка проблеми

Намотувальні верстати, які використовуються на виробництві дроту, кабелів, проводу виконують один з основних етапів загального технологічного процесу - перемотування виробів з тарних котушок на зарядні котушки. Задачі про вплив сил тертя, вібрації натяжних роликів, кінематичних параметрів на умови роботи елементів конструкцій перемотувальних верстатів стають особливо гострим та актуальним при зростанні крутих моментів та лінійної швидкості основного руху середовища. Динамічні процеси у рухомих нелінійно-пружних системах описати математично важко. Це пов'язано з проблемами інтегрування диференціальних рівнянь, що описують їх рух. Основними вимогами, які ставляться до перемотувального обладнання є виконання безперервного технологічного процесу (робота верстата без обривів намотувального матеріалу), рівномірне укладання виробу на відповідну котушку при максимальній продуктивності обладнання. Виконати такі жорсткі умови можна лише при правильному розрахунку усіх елементів конструкції верстата. Для цього необхідно знайти закон зміни амплітуди та частоти коливання одновимірної нелінійно-пружної системи, врахувавши параметри вібрації натяжних роликів, шляхом відповідних крайових умов. Від точності складеної математичної моделі значною мірою залежить правильність отриманих розрахунків.

Дослідження такої задачі проводився на перемотувальному обладнанні, яке складається з двигуна 10 РД 09, який приводить в рух ведучий вал. На ньому безпосередньо розміщений ведучий барабан (1) (рис.1), на котрий намотується дрiт (2). Між ведучим та веденим барабанами є повзунок. Повзунок призначений для рівномірного укладання дроту на барабан (1). Інший двигун приводить черв'як в обертальний рух, повзунок за допомогою черв'ячної передачі здійснює лінійне переміщення. На повзунку розміщений ролик (3), через який перекинуто дрiт. Ролик (3) рухається вздовж барабана (1) у реверсному режимі, між двома обмежувачами. Додатковий ролик (4), який закріплений на коромислі, виконує роль компенсатора натягу. Такий компенсаторний ролик (4) потрібний для гасіння зовнішніх збурень, які виникають під час роботи перемотувального верстата. Ролики (3) та (4) не жорстко закріплені, тобто вони мають можливість переміщуватись у вертикальному напрямі (вібрують). Ролики впливають на динамічний процес коливання дроту шляхом додаткового збурення на кінцях ділянки l . На штативі закріплено ведений барабан (5), з якого змотується дрiт. Барабан закріплений між двома тримачами. Один тримач підпружинений для зручного встановлення та знімання веденого барабану з дротом.

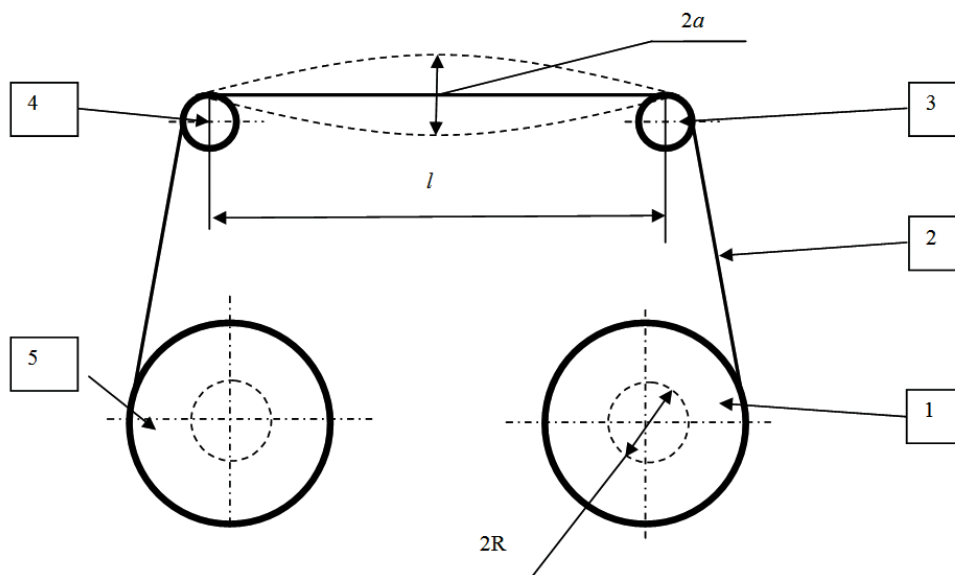


Рис. 1. Кінематична схема перемотувального верстата

1 – ведучий барабан; 2 – дріт; 3 – направляючий ролик; 4 – компенсційний ролик;
5 – ведений барабан

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження впливу кінематичних та фізико-механічних параметрів на поперечні коливання дроту, що рухається вздовж своєї осі, проведено на перемотувальному верстаті розглядалися у відповідних роботах [2, 3, 5, 6].

Аналізом основних публікацій за подібною темою встановлено, що аналітичні методи дослідження динамічних процесів нелінійних систем із розподіленими параметрами, що характеризуються поздовжнім рухом, розроблені з певними спрощеннями. В окремих працях досліджено нелінійні коливання таких середовищ, але заздалегідь накладають обмеження, що призводить до спрощення розрахункової математичної моделі [5]. У відомих роботах присвячених динамічним процесам розглядалися переважно задачі пов'язані із розрахунками власних частот крутильних коливань котушок

3. Формулювання мети дослідження. Тому у даній статті основна увага полягає у комплексному дослідженні різної природи факторів неперервної дії на зміну амплітуди і частоти коливань одновимірних нелінійно-пружних систем, які характеризуються поздовжнім чи обертальним рухом. Метою роботи є удосконалення розрахунково-експериментальних методів динамічного аналізу і як наслідок підвищення ефективності перемотуваних верстатів.

4. Викладення основного матеріалу дослідження. Розглядаючи нелінійну коливну систему у якій є повільно змінні у часі параметри, наприклад, для нашого випадку: момент інерції котушки, натягу нитки необхідно розглядати диференціальне рівняння з повільно змінними коефіцієнтами.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{T(\tau)}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \varepsilon f(\tau, u, u_x, u_{xx}) \quad (1)$$

Наближений розв'язок рівняння (1) можна отримати також за допомогою асимптотичних методів [1]. При $\tau = \varepsilon t$, тобто у досліджуваній нелінійній коливній системі деякі параметри будуть змінні у часі, хоча і повільно, у такій системі, враховуючи ці нюанси, необхідно враховувати деякі додаткові зміни між розв'язками рівнянь з постійними коефіцієнтами та змінними. Такими змінами будуть, наприклад, змінна власна частота, яка буде залежати від часу. Таким чином, загальний розв'язок потрібно шукати у такому вигляді [2,4]:

$$u(x, \tau) = a(t)X(x)\cos(\psi) + \varepsilon u_1(\tau, a, \theta, \psi, x) + \varepsilon^2 u_2(\tau, a, \theta, \psi, x) \quad (2)$$

в якому, $u_1(\tau, a, \theta, \psi, x)$, $u_2(\tau, a, \theta, \psi, x)$ є періодичними функціями кута ψ з періодом 2π , а величини a та ψ , як функції часу визначаються таким рівнянням [2,3]

$$\frac{da}{dt} = \varepsilon A_1(\tau, a) + \varepsilon^2 A_2(\tau, a) + \dots \quad (3)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega(\tau) + \varepsilon B_1(\tau, a) + \varepsilon^2 B_2(\tau, a) + \dots$$

Отже, як бачимо задача побудови асимптотичних наближених розв'язків полягає у знаходженні функцій $A(\tau, a)$ і $B(\tau, a)$, та $u_1(\tau, a, \theta, \psi, x)$, $u_2(\tau, a, \theta, \psi, x)$ і наступним інтегруванням системи рівняння (3). Дотримуючись такої самої методики, можна знайти вираз для $A(\tau, a)$ і $B(\tau, a)$ у загальному випадку:

$$\begin{aligned} A_1(\tau, a) &= -\frac{a}{2} \frac{d\omega(\tau)}{\omega(\tau) d\tau} - \frac{1}{2\pi m\omega(\tau)} \int_0^{2\pi} f(\tau, a, \psi) \sin \psi d\psi \\ B_1(\tau, a) &= -\frac{1}{2\pi m\omega(\tau)a} \int_0^{2\pi} f(\tau, a, \psi) \cos \psi d\psi \end{aligned} \quad (4)$$

Таким чином, для першого наближення асимптотичного розв'язок (1) слід шукати у формі

$$u(x, \tau) = a(t) X(x) \cos(\psi), \quad (5)$$

де a та ψ визначаються з рівняння першого наближення:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{\varepsilon a}{2} \frac{d\omega(\tau)}{\omega(\tau) d\tau} - \frac{1}{2\pi m\omega(\tau)} \int_0^{2\pi} f(\tau, a, \psi) \sin \psi d\psi \\ \frac{d\psi}{dt} &= \omega(\tau) - \frac{1}{2\pi m\omega(\tau)a} \int_0^{2\pi} f(\tau, a, \psi) \cos \psi d\psi \end{aligned} \quad (6)$$

Як бачимо отримане рівняння (6) має складову “повільного” часу $-\frac{\varepsilon a}{2} \frac{d\omega(\tau)}{\omega(\tau) d\tau}$.

Отже, у першому наближенні повільно змінна частота та натяг, будуть викликати додаткові “сили тертя”, при чому знак буде залежати від того, як будуть змінюватись параметри досліджуваної системи, а також порушувати гармонічне коливання.

Для такої задачі крайові умови приймають вигляд

$$M_{1j} \left(u, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \Big|_{x=0,l} = \varepsilon \eta_{1j}^{(0)}(x, a, \psi, \theta) \Big|_{x=0,l} \quad M_{2j} \left(u, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \Big|_{x=0,l} = \varepsilon \mu_{2j}^{(0)}(x, a, \psi, \theta) \Big|_{x=0,l}, \quad (7)$$

$$\eta = \eta_j \left(\sin \frac{k\pi}{l} x, a \cos \psi, \theta \right) \Big|_{x=0,l} \quad \mu = \mu_j \left(\sin \frac{k\pi}{l} x, a \cos \psi, \theta \right) \Big|_{x=0,l} \quad (8)$$

Задовольняючи крайові умови (7) шляхом представленням для випадку однорідних крайових умов, не вдається, тому необхідно шукати розв'язку у вигляді суми

$$u_1(x, a, \theta, \psi) = \mathcal{A}(x, a, \theta, \psi) + \xi_1(x, a, \theta, \psi), \quad (9)$$

де допоміжна функція $\xi_1(x, a, \theta, \psi)$ є розв'язком рівняння $\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = 0$. При вказаному виборі $\xi_1(x, a, \psi, \theta)$ крайові умови відносно $\mathcal{A}(x, a, \psi, \theta)$ приймають вигляд

$$M_{1j} \left(\mathcal{A}, \frac{\partial^2 \mathcal{A}}{\partial x^2} \right) \Big|_{x=j} = 0 \quad M_{2j} \left(\mathcal{A}, \frac{\partial^2 \mathcal{A}}{\partial x^2} \right) \Big|_{x=j} = 0 \quad (j = 0, l). \quad (10)$$

звідси можемо знайти $\xi = c_1 x + c_2$. При цьому коефіцієнти $c_{1,2}$ визначаються з крайових умов (10), зокрема для практичного випадку коли один кінець нерухомо закріплений, а другий кінець вібрує і на нього діє сила. Вона набуває вигляду

$$u(x, t) \Big|_{x=0} = 0, \quad u_{xx}(x, t) \Big|_{x=l} = R_2 \cos \psi. \quad (11)$$

Шукана функція буде дорівнювати

$$\xi = R_2 \cos \psi x^2 \quad (12)$$

Після інтегрування та підстановки ми отримаємо систему диференціальних рівнянь

$$\frac{da}{dt} = \frac{\varepsilon a \left(\frac{m_{kot} \omega_{val} (k^2 V^2)}{\rho(R+kVt)} - \frac{m_{kot} \omega_{val} kV (k^2 V^2 t + RkV)}{\rho(R+kVt)^2} \right)}{\frac{m_{kot} \omega_{val} (k^2 V^2 t + RkV)}{\rho(R+kVt)} + \frac{F_r}{\rho}} - \frac{\varepsilon H}{\rho(\omega(t) + \nu(t))} \cos \psi \quad (13)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega(t) - v(t) - \varepsilon \left(-\frac{\pi^2 V^2}{2\omega(t)l^2\rho^2} + \frac{3}{4} \frac{a^2 EF \pi^4}{\rho^2 \omega(t)l^4} + \frac{R_2 l^3}{2\pi\rho\omega(t)} \right) + \frac{\varepsilon H}{\rho a(\omega(t) + v(t))} \sin \psi$$

При перемотуванні, у випадку коли компенсуючий ролик здійснює гармонійне коливання (амплітуда таких переміщень рівна 2мм) з частотою рівною частоті власних поперечних коливань руху дроту – має місце резонансне явище. На рис. 2 та рис. 3 представлено для вказаного випадку залежність в часі зміни амплітуди для різних швидкостей перемотування дроту.

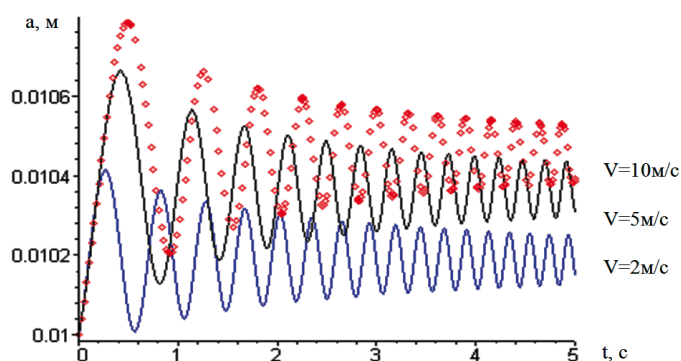


Рис. 2. Графік залежності амплітуди при різних швидкостях для резонансного випадку, коли один кінець вібрує. Амплітуда сили, яка вібрує на кінці рівна $R_2=2\text{Н}$

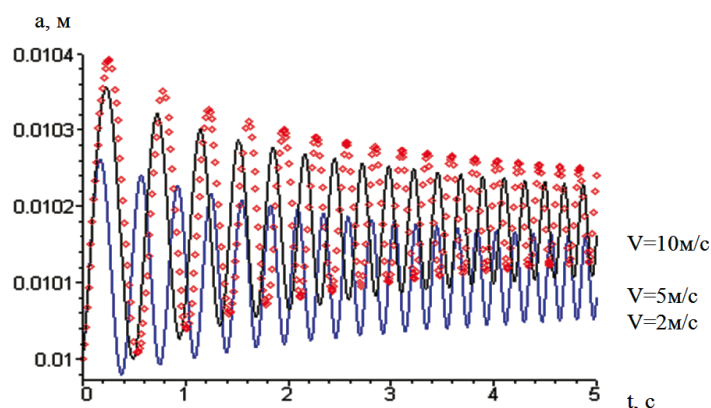


Рис. 3. Графік залежності амплітуди при різних швидкостях для резонансного випадку, коли один кінець вібрує. Амплітуда сили, яка вібрує на кінці рівна $R_2=5\text{Н}$

5. Висновок. Реалізована методика комп'ютерного аналізу динаміки процесу перемотування одновимірних систем дає можливість більш точно оцінювати вплив кінетичних та фізичних параметрів на АФЧХ поперечних коливань. Отримані залежності дозволяють врахувати додаткові збурюючі чинники, що в свою чергу дає можливість ефективніше спроектувати та виготовити перемотувальний верстат, проаналізувати та спрогнозувати параметри коливання. Обґрунтовано запропонувати оптимальні елементи конструкції перемотувальних верстатів, які можна змінити для підвищення стабільності процесу перемотування. Зменшити амплітуду коливання при максимально допустимих швидкостях перемотування, особливо у білярезонансних коливань перемотуваного виробу.

Анотація. В данной статье рассматриваются нелинейные поперечные колебания одномерной упругой системы - нити (струны, проволоки), во время перематывания с одного барабана на второй, при этом она переброшена через натяжной ролик, который допускает перемещение (вибрирует). Получена зависимость амплитуды и частоты колебания нити от кинетических и физико-механических параметров. Выведено уравнение, описывающее динамические процессы в отмеченных одномерных системах; предложена методика его исследования.

Ключевые слова: намотка, нить, намоточные станки, крутильные колебания, нелинейно упругая система, асимптотическое приближение.

Abstract. This article get dependences for determination of influence physic-mathematical and kinematics descriptions of the system on amplitude of its vibrations.

Determination of influence of kinetic and physics and mechanics parameters of the system on frequency of oscillation of AFC and its amplitude by the decision of the system of differential equalizations and research in a resonance. Theoretical researches were executed by the asymptotic methods of KMB for the nonlinear systems, differential equalizations got untied by a method Runne-Kuta 4 orders, and the construction of charts and calculation of difficult mathematical expressions was carried out in a mathematical editor. The nonlinear transversal vibrations of the unidimensional resilient systems are examined, during rewinding from one to the drum on the second.

The realized method of computer analysis of dynamics of process of rewinding of the unidimensional systems enables more precisely to estimate influence of kinetic and physical parameters on AFC of transversal vibrations. The got ependences allow to take into account additional revolting factors, that in same queue enables more effective to project and make a rewinding machine-tool, analyse and forecast the parameters of oscillation. Substantiate to offer optimum elements constructions of rewinding machine-tools, which can be changed for an increase stability of rewinding process.

Keywords: winding of wire, windings machine-tools, turning vibrations, nonlinear resilient system, asymptotic approaching.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа. – 1980. – 408 с.
2. Сліпчук А.М. Нелінійні поперечні коливання пружного рухомого канату і методи їх дослідження. //Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість. –Львів.: Випуск №28. – 2003, – 89-94 с.
3. Сліпчук А.М. Вплив збурень у точках закріплення на коливання рухомої одновимірної системи// “Вісник” Національний університет “Львівська політехніка” ”Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні” –Львів.: Випуск №535, – 2005, – 81-89с.
4. Сокіл Б.І. Нелінійні коливання механічних систем і аналітичні методи їх досліджень: Автореф. дис. на здоб. наук. ступ. д-ра техн. наук. 05.02.09 / Нац. ун-т «Львів. політехніка». — Львів, – 2001. — 36 с.
5. Сліпчук А.М. Пісковий С.С. Нелінійні коливання системи з повільно змінними коефіцієнтами. Збірник наукових праць. Серія: галузеве машинобудування будівництво. Полтава, 2012. Випуск 2(32). Том 2 .– С. 52-57
6. Хромов О.В. Аналіз динаміки робочого процесу намотувальних верстатів з урахуванням розсіяння енергії. Автореф. дис. на здоб. наук. ступ. к-та техн. наук. 05.02.09 / Нац. тех. ун-т «Харків. політехнічний інститут». — Харків, – 2012. — 19 с.

References

1. Biderman V.L. Teorija mehanicheskikh kolebanij. Moscow: Vyshaja shkola. 1980. 408 p.
2. Slipchuk A.M. Nelinijni poperechni kolivannja pruzhnogo ruhomogo kanatu i metodi ih doslidzhenija. Lisove gospodarstvo, lisova, paperova i derevoobrobna promislovist'. Lviv.: Vipusk No.28. 2003, 89-94 pp.
3. Slipchuk A.M. Vpliv zburen' u tochkah zakriplennja na kolivannja ruhomoi odnovimirnoji sistemi. “Visnik” Nacional'nij universitet “L'vivs'ka politehnika” ”Optimizacija virobnychih procesiv i tehnicnij kontrol' u mashinobuduvanni ta priladobuduvanni” Lviv.: Vipusk No.535, 2005, 81-89pp.
4. Sokil B.I. Nelinijni kolivannja mehanichnih sistem i analitichni metodi ih doslidzhen': Avtoref. dis. na zdob. nauk. stup. d-ra tehn. nauk. 05.02.09. Nac. un-t «L'viv. politehnika». Lviv, 2001. 36 p.
5. Slipchuk A.M. Piskovij S.S. Nelinijni kolivannja sistemi z povil'no zminnimi koeficientami. Zbirnik naukovih prac'. Serija: galuzeve mashinobuduvannja budivnictvo. Poltava, 2012. Vipusk 2(32). T.2. P. 52-57
6. Hromov O.V. Analiz dinamiki robochogo procesu namotuval'nih verstativ z urahuvannjam rozsijannja energii . Avtoref. dis. na zdob. nauk. stup. k-ta tehn. nauk. 05.02.09. Nac. teh. un-t «Harkiv. politehnicnij institut». Harkiv, 2012. 19 p.

Подана до редакції 07.09.12