

Висновок. Використання сучасної елементної бази на основі пневматичних приводів дає змогу спростити та уніфікувати виконавчі механізми пакувальних машин. Проводячи комплексний аналіз процесів, що відбуваються під час руху пневмоциліндрів, можна максимально точно визначити швидкості та прискорення робочих органів пакувального обладнання і тим самим оптимізувати його продуктивність. Для більш узагальненого розв'язання постановленої задачі необхідно провести комплексні детальні теоретичні і експериментальні дослідження кожного окремого фактора, виявленого у цій роботі.

1. Шкурин В.А. *Технические средства и оборудование для пакетирования продукции*. М.; 1987. 2. *Упаковка. Краткий курс упаковочных технологий* // А.Б. Зилинов, Г.П. Орлов. – М.: Ассоциация “Союзпак”, 2003. – 357 с. 3. Журнал “Упаковка”. 2000–2006 р. 4. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. *Основы пневмоавтоматики*. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

УДК 621.9.048.6

І.Б. Бутитер, І.А. Вікович*, І.С. Козут

Інститут прикладних проблем механіки і математики
ім. Я.С. Підстригача НАН України,

*Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра транспортних технологій

РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ КРАЙНІХ СЕКЦІЙ ШИРОКОЗАХВАТНИХ ШТАНГ ОБПРИСКУВАЧІВ ІЗ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

© Бутитер І.Б., Вікович І.А., Козут І.С., 2006

Розглянуто задачу оптимального проектування крайньої секції штанги обприскувача, виготовленої із композиційного матеріалу, виходячи з умови максимуму її динамічної жорсткості. Для визначення динамічних властивостей композитної крайньої секції використано метод ефективних комплексних модулів з врахуванням модуля податливості на зсув. Задача оптимізації розв'язувалась числовим методом нелінійного програмування – методом ковзкого допуску. В результаті отримано оптимальні проекти крайньої секції штанги, які дають змогу зменшити динамічні навантаження за всією довжиною конструкції і підвищити її міцність.

The problem on optimal design of the spray edge section, made of composite materials, based on the condition of maximum of its dynamic rigidity is considered. The method of efficient complex modulus is used to define the dynamic properties of the composite edge section, where the shear pliability modulus is considered. The optimization problem is solved by the numerical method of nonlinear programming. The optimal designs of boom edge section are obtained as a result. They allow one to decrease the dynamic loadings along the whole length of construction and to increase its strength.

Високопродуктивні польові обприскувачі повинні мати широкозахватні штанги і значні робочі швидкості. Однак збільшення цих параметрів породжує проблему міцності та надійності тримких металевих каркасів через зростання динамічних навантажень під час руху агрегату на нерівностях. Ефективним способом вирішення проблеми є полегшення штанги через застосування армованих полімерних матеріалів у конструкціях крайніх секцій. З метою підвищення міцності і надійності штанг шляхом зниження їхньої матеріаломісткості у [1,2,3] запропоновано виготовляти секції у вигляді труб з армованих матеріалів, зокрема, скло- чи базальтопластиків. Для покращання

функціонування штанги (запобігання резонансу і забезпечення якості нанесення препарату) композитні крайні секції мають додаткове жорстке підкріплення [4, 5]. Зауважимо, що жорстке підкріплення спричиняє значні динамічні навантаження у підкріпленому перетині у випадку ударних навантажень на штангу. Однак можливі інші раціональні конструкції секцій, наприклад, у вигляді східчастої композитної труби (консолі) як з пружними підкріпленнями, так і без них.

Метою роботи є визначення раціональних параметрів з точки зору мінімальної напруженості і маси східчастої консолі у разі кінематичного збурення поперечних коливань.

Розглянуто задачу раціонального проектування за динамічними характеристиками консольно закріпленої видовженої циліндричної оболонки із композиційного матеріалу, підкріпленої пружними опорами (рис. 1). Задача полягає у знаходженні такого розподілу параметрів, за якого система мала би найбільшу першу частоту власних коливань [6, 7] і не допускала резонансу конструкції у найбільшому діапазоні збуджувальних частот. Умова відходу від резонансу не є єдино можливим видом обмеження під час оптимального проектування коливних конструкцій, інші види – обмеження на максимальну амплітуду вимушених коливань, обмеження на динамічну податливість, а також переміщення у визначеній точці. Для пружної системи для довільних обмежень на параметри керування показано, що задача про мінімум амплітуди вимушених гармонійних коливань за дії зосередженої сили або моменту еквівалентна добре вивченій задачі оптимізації частот власних коливань, що якоюсь мірою узагальнює попередні критерії оптимізації [8].

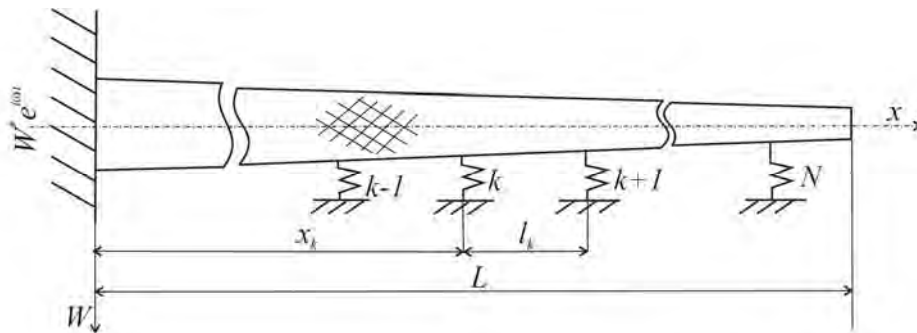


Рис. 1

Оскільки розглядається оболонка, довжина L якої значно перевищує її максимальний радіус R ($L/R \geq 40$), ідентифікуємо її балкою Тимошенка зі змінною за довжиною масою і густиною. Геометричну форму поперечного перерізу подано у вигляді кільця з внутрішнім радіусом $R(x)$ і товщиною $h(x)$. У цьому випадку момент інерції поперечного перерізу балки в кожній її точці уздовж осі x задається виразом $I(x) = \frac{1}{4} A^2(x)$, де $A(x)$ – площа поперечного перерізу, що дорівнює: $A(x) = \pi[(R(x) + h(x))^2 - R^2(x)]$. У точках x_i консольно закріплено балку, підкріплену системою N пружних опор, що характеризуються сталими коефіцієнтами поворотної K_i' і поперечної K_i жорсткостей. Відстань між суміжними опорами в точках x_i і x_{i+1} дорівнює l_i .

Сформулюємо таку задачу оптимізації: для заданого об'єму витрачуваного матеріалу, що визначається залежністю:

$$V[A(x)] = \int_0^L A(x) dx = V_0 \quad (1)$$

знайти такі розподіли товщини $h^*(x)$, радіуса $R^*(x)$, коефіцієнтів жорсткостей опор $\{K_i'^*\}$, $\{K_i^*\}$ і координат місць їхнього розміщення $\{x_i^*\}$, за яких перша частота власних коливань системи мала б максимальне значення:

$$\omega_0^* = \max_{\{P\} \in D} [\omega_0(P)], \quad (2)$$

де $\{P\} = \{h(x), R(x), \bar{K}', \bar{K}, \bar{l}\}$ – множина змінних проектування:

$$\bar{K}' = (K'_1, \dots, K'_N), \quad \bar{K} = (K_1, \dots, K_N), \quad \bar{l} = (l_1, \dots, l_N),$$

D – область обмежень, що накладаються на змінні проектування:

$$\begin{aligned} h_{min} &\leq h(x) \leq h_{max}, \\ R_{min} &\leq R(x) \leq R_{max}, \\ l_{min} &\leq l_i \leq l_{max}, \quad i = \overline{1, N} \\ g_L &= \sum_{i=1}^N l_i \leq L, \\ K'_i &\leq K'_{max}, \quad K_i \leq K_{max}, \quad i = \overline{1, N}. \end{aligned} \quad (3)$$

Крім цього, необхідно, щоб максимальні напруження або деформації при згині не перевищували допустимих значень:

$$\begin{aligned} g_p^{(\sigma)} &= \max_{\{P\} \in D} \sigma \leq \sigma_{max}, \\ g_p^{(\varepsilon)} &= \max_{\{P\} \in D} \left[\frac{\partial w}{\partial x} - \psi \right] \leq \varepsilon_{max}. \end{aligned} \quad (4)$$

Задача (1)–(4) є змішаною задачею оптимального керування, де шуканими є функції товщини $h(x)$, радіуса $R(x)$, коефіцієнти жорсткостей опор \bar{K}' , \bar{K} і координати місць їхнього кріплення \bar{l} , за умови мінімізації цільової функції (2) за заданими обмеженнями (2)–(4), що визначають область допустимих розв'язків. Ця задача є складною, числова реалізація якої вимагає великих затрат машинного часу. У зв'язку з цим перейдемо від задачі (1)–(4) до задачі математичного програмування у разі деяких спрощень. З цією метою на відрізку $[0, L]$ позначимо $N+2$ вузлів з координатами x_i , що відповідають координатам місць кріплення опор. Увівши позначення $h_i = h(x_i)$, $R_i = R(x_i)$, апроксимуємо товщину і радіус між вузлами x_i і x_{i+1} за лінійним законом:

$$h(x) = h_i - (h_i - h_{i+1}) \frac{x}{L}, \quad R(x) = R_i - (R_i - R_{i+1}) \frac{x}{L}.$$

Тоді замість задачі (1)–(4) отримаємо задачу параметричної оптимізації: знайти такий вектор \bar{P}^* параметрів оптимізації

$$\begin{aligned} \bar{P}^* &= \{ \bar{h}^*, \bar{R}^*, \bar{K}'^*, \bar{K}^*, \bar{l}^* \}, \\ \bar{h}^* &= (h_0^*, \dots, h_{N+1}^*), \quad \bar{R}^* = (R_0^*, \dots, R_{N+1}^*), \end{aligned}$$

щоб виконувалася умова:

$$\omega_0^* = \max_{\{P\} \in D} [\omega_0 \{ \bar{P} \}], \quad (2)$$

де D – область допустимих обмежень, що описуються системою рівнянь (1), (3), (4).

Для опису власних поперечних коливань консольної балки використовуємо рівняння вимушених коливань балки Тимошенка:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q^*}{\partial x} + \rho \omega^2 A(x) w^* &= 0, \quad Q^* - \frac{\partial M^*}{\partial x} + \rho \omega^2 I(x) \psi^* = 0, \\ M^* &= -EI(x) \frac{\partial \psi^*}{\partial x}, \quad Q^* = GA(x) \left(\frac{\partial w^*}{\partial x} - \psi^* \right), \\ E &= E_0(1 + j \cdot \eta_E), \quad G = G_0(1 + j \cdot \eta_E), \end{aligned} \quad (5)$$

де E і G – комплекснозначні модулі пружності Юнга і зсуву, що враховують демпфувальну здатність матеріалу; η_E і η_G – коефіцієнти демпфування.

Уведемо безрозмірні величини:

$$\xi = \frac{x}{L}, \quad a = \frac{A(x)}{A_0}, \quad i = \frac{I(x)}{I_0}, \quad S_0 = \frac{A_0 L^2}{I_0},$$

$$w = \frac{w^*}{L}, \quad Q = \frac{Q^* L^2}{EI_0}, \quad M = \frac{M^* L}{EI_0}, \quad \lambda = \rho A_0 L^4 \omega^2 / EI_0, \quad (6)$$

$$\lambda = \rho A_0 L^4 \omega^2 / EI_0,$$

де λ – безрозмірний частотний параметр; I_0 , A_0 – значення моменту і площі в перерізі $x = 0$.

Подемо рівняння (5) у такому матричному вигляді:

$$\frac{d}{d\xi} \{Z(\xi)\} = [U(\xi)] \{Z(\xi)\}, \quad (7)$$

де

$$[U(\xi)] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \frac{E/G}{aS_0^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{i} \\ -\lambda^4 a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda^4 \frac{i}{S_0^2} & 1 & 0 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Доповнивши систему диференціальних рівнянь граничними умовами

$$\begin{aligned} w = \psi = 0, \quad i\partial\partial \xi = 0, \\ Q = M = 0, \quad i\partial\partial \xi = L \end{aligned} \quad (9)$$

і умовами спаю в точках ξ_i , що враховують підкріплення пружними опорами

$$\begin{aligned} w_{(-i)} = w_{(+i)}, \quad \Psi_{(-i)} = \Psi_{(+i)}, \\ Q_{(-i)} = Q_{(+i)} + k_i w_i, \quad M_{(-i)} = M_{(+i)} - k'_i \Psi \end{aligned} \quad \text{при } \xi = \xi_i = \frac{x_i}{L}, \quad (10)$$

де $k_i = \frac{K_i L^3}{EI_0}$, $k'_i = \frac{K'_i L^3}{EI_0}$ – безрозмірні коефіцієнти жорсткості, отримаємо крайову задачу на власні значення.

Для визначення власних частот застосуємо метод передатних матриць. Подемо розв'язок рівняння (7) у вигляді:

$$\{Z(\xi)\} = [T(\xi)] \{Z(0)\}, \quad (11)$$

де передатна матриця $[T(\xi)]$ є розв'язком такої задачі Коші:

$$\frac{d}{d\xi} \{T(\xi)\} = [U(\xi)] \{T(\xi)\}, \quad [T(0)] = [1]. \quad (12)$$

Тут $[1]$ – одинична матриця.

Використовуючи граничні умови (9) і співвідношення (11), отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{bmatrix} T_{33} & T_{34} \\ T_{43} & T_{44} \end{bmatrix}_{(1)} \begin{Bmatrix} Q \\ M \end{Bmatrix}_{(0)} = \{0\}, \quad (13)$$

звідки випливає частотне рівняння для визначення власних частот:

$$f(\lambda, \bar{h}, \bar{R}, \bar{K}', \bar{K}, \bar{l}) = \det \begin{bmatrix} T_{33} & T_{34} \\ T_{43} & T_{44} \end{bmatrix}_{(1)} = 0. \quad (14)$$

Для задоволення умов спаю (10), необхідно в процесі числового розв'язання задачі (12) здійснити в точках ξ_i перенесення точкових умов у такий спосіб:

$$\begin{aligned} T_{33(+i)} &= T_{33(-i)} - k_i T_{13(-i)}, & T_{34(+i)} &= T_{34(-i)} - k_i T_{14(-i)}, \\ T_{43(+i)} &= T_{43(-i)} + k_i' T_{23(-i)}, & T_{44(+i)} &= T_{44(-i)} + k_i' T_{24(-i)}. \end{aligned} \quad (15)$$

Основні елементи матриці $[T(\xi)]$ в точках спряження ξ_i мають бути однакові. Система диференціальних рівнянь (12) інтегрувалася методом Рунге – Кутта четвертого порядку з перемінним кроком, а корені частотного рівняння (14) знаходилися чисельно методом золотого перетину.

Для розв'язання задачі параметричної оптимізації за критерієм (2*) при обмеженнях (1), (3), (4) використовують один з найефективніших методів нелінійного програмування – метод ковзкого допуску [9]. Характерною рисою цього методу є те, що його алгоритм дає змогу враховувати обмеження загального вигляду і поліпшує значення цільової функції як за рахунок інформації, одержуваної в допустимих точках простору рішень, так і за рахунок інформації, що вдається одержати при проходженні через деякі точки, що лежать поза допустимою областю.

За такої стратегії оптимізаційного пошуку задачу (1)–(4) можна замінити простішою (з тим же розв'язком) задачею:

мінімізувати

$$\left[\omega_0^{-1} \right]^* = \min_{\{ \bar{P} \} \in D} \omega_0^{-1}(\bar{P}) \quad (16)$$

за обмежень

$$\hat{O}^{(k)} - G_P(\bar{P}) \geq 0, \quad (17)$$

де $\hat{O}^{(k)}$ – значення критерію ковзного допуску на k -му етапі пошуку, а $G_P(\bar{P})$ – позитивно визначений функціонал над множиною усіх функцій, що задають обмеження (1), (3), (4) як у вигляді рівностей, так і у вигляді нерівностей:

$$G_P(\bar{P}) = \left\{ \sum_{i=1}^{8N+2} H_i g_i^2(\bar{P}) + [V[A(x)] - V_0]^2 \right\}^{1/2}, \quad (18)$$

де H_i – оператор Хевісайда, $g_i(\bar{P})$ – обмеження у вигляді нерівностей $g_i(\bar{P}) \leq 0$.

Як приклад числової реалізації розробленої методики було проведено оптимізацію 4-метрової крайньої секції штанги (рис. 2, а), підкріпленої двома пружними опорами і 12-метрової східчастої консолі (рис. 2, б), виготовлених з композиційного матеріалу з такими механічними характеристиками:

$$E = 59,0 \text{ Гпа}, \quad E/G = 2, \quad \eta_E = \eta_G = 0.05,$$

$$\rho = 2000 \text{ кг/м}^3, \quad [\sigma_M] = 500 \text{ Мпа}.$$

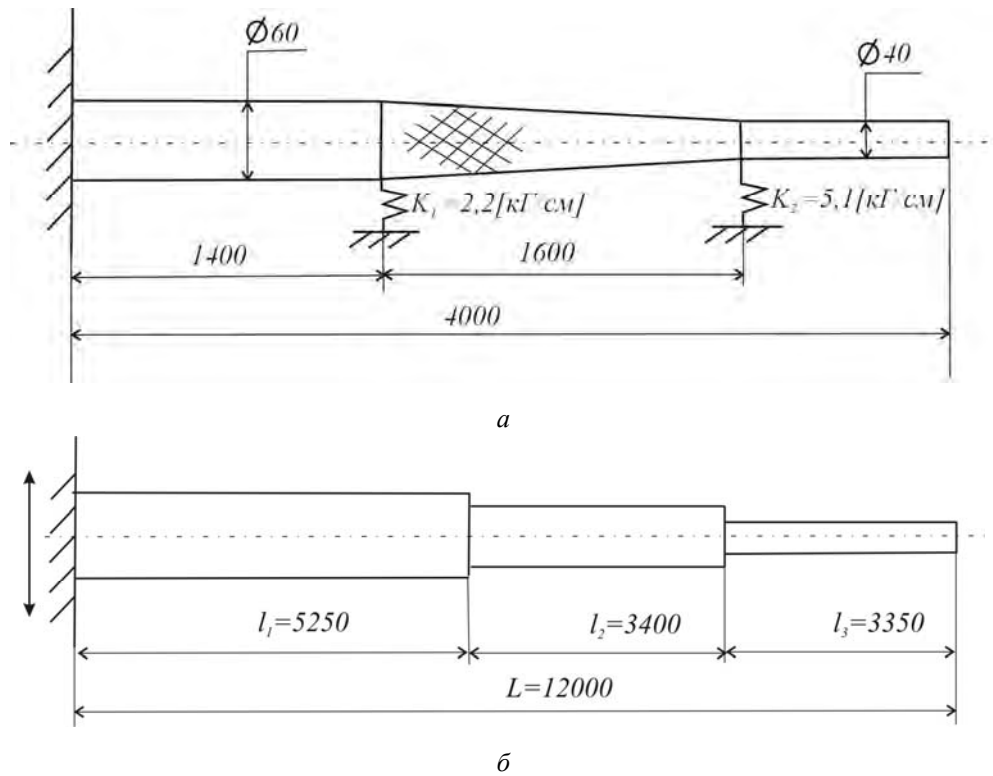


Рис. 2. Конструкції раціонального проекту:
 а – крайньої секції штанги; б – циліндричної східчастої консолі

Перша власна частота конструкції мінімальної маси у разі обмеження на міцність для раціонального проекту східчастої консолі (рис. 2, б) становить 2,2 Гц (див. рис. 3), що перевищує більш ніж удвічі робочу [10].

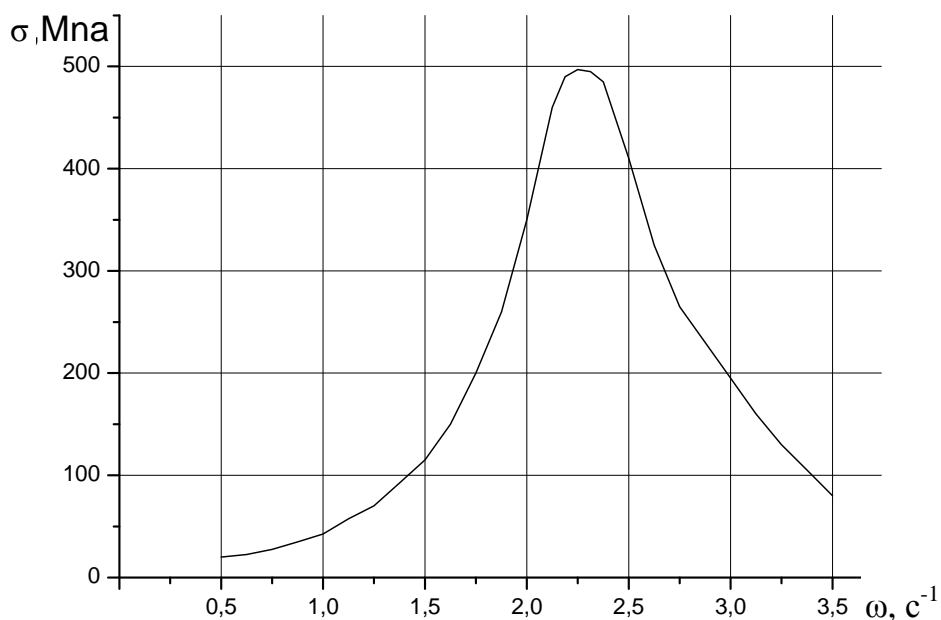


Рис. 3. Залежність максимального напруження східчастої консолі від частоти вимушених поперечних коливань

За розробленою методикою оптимізації знайдено раціональні параметри пружних підкріплень, які забезпечують мінімальну напруженість видовженої східчастої композитної оболонки у разі поперечних коливань. Встановлено, що раціональний проект крайньої секції становить під-

кріплена оболонка, в якій крайні циліндричні ділянки спряжені кінцевою оболонкою з відношенням діаметрів і довжин ділянок 1,5 і 1,4:1,6:1 відповідно (рис. 2, а). Рациональний проект штанги (без підкріплень) з шириною захвату 12 м становить видовжена східчаста циліндрична оболонка із внутрішніми діаметрами 150, 150, 50 мм і товщинами стінок оболонок 6, 3, 3 мм (рис. 2, б). Одержані результати можна використати як рекомендації в галузевих стандартах для проектування стрижневих конструкцій із композиційних матеріалів.

1. А.с. СССР №1117031 МКИ А 01 М 7/00. Штанга опрыскивателя / Б.Л. Пелех, О.П. Тушицкий, Т.И. Рыбак, И.Н. Преображенский, М.И. Незбрицкий, С.Д. Шеруда, И.С. Козут // Открытия. Изобретения.– 1984.– №37.– С.12. 2. Тушицкий О.П., Рыбак Т.И. Функционально-несущие элементы конструкций из композиционных материалов для штанговых опрыскивателей сельхозмашин.– К.: Общество "Знание" УССР, 1983.– 16с. 3. Козут І., Марчук М. Застосування армованих полімерів у конструкціях штанг обприскувачів // Машинознавство.– 2006.– №1.– С.33–37. 4. А.с. СССР №1419651 МКИ А 01 М 7/00. Штанга опрыскивателя / Б.Л. Пелех, М.В. Марчук, И.С. Козут, М.И. Незбрицкий, С.Д. Шеруда, С.А. Мачуга и О.П. Тушицкий // Открытия. Изобретения.– 1988.– №32.– С.28. 5. Марчук М., Козут І. Застосування армованих композитних матеріалів у конструкціях штанг обприскувачів // Вісник ТДТУ. – 2000, №1.– С.26–29. 6. Баничук Н.В. Оптимизация форм упругих тел.– М.: Наука, 1980.– 256с. 7. Ройтман М.И., Шапиро Г.С. Методы оптимального проектирования деформируемых систем.– М.: Наука, 1976.– 285с. 8. Prager W., Taylor J. Problems of optimal structural design.– Appl. Mech., 1968. – №35.– P.102–106. 9. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование.– М.: Мир, 1975.– 536с. 10. Вікович І.А. Конструкції і динаміка штангових обприскувачів.– Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2003.– 460 с.

УДК 621

Х.А. Висоцька

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра транспортних технологій

РОБОТА ПЕРЕМОТУВАЛЬНИХ МАШИН ВІДКРИТОГО ТИПУ

© Висоцька Х.А., 2006

Розроблено математичну модель перемотувальної машини відкритого типу текстильних сувоїв. Систему нелінійних диференціальних рівнянь, які описують коливальні процеси у цій намотувальній машині, розв'язано числовим методом. Проаналізовано ці коливання, спрямовані на підвищення ефективності роботи перемотувальної машини текстилю відкритого типу.

The mathematical model of a rewinding machine of open type textile rolls is developed. The system of nonlinear differential equations, which describe the oscillation process of a rewinding machine, was created by the Lagrange equations of the second level.

Перемотувальні машини поширені в різних галузях промисловості як допоміжні, що застосовуються на підготовчих операціях перемотувальних довгомірних тонких матеріалів, без яких неможливий подальший технологічний процес для подальшої їх переробки.

Розглянемо роботу типової для текстильної промисловості перемотувальної машини відкритого типу (рис. 1).

Привід для перемотувальної машини здійснюється від асинхронного електродвигуна через пасову передачу на черв'ячний редуктор, а від редуктора через пасову передачу на ведучий намо-