

3. ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ЛІСОВИРОБНИЧОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 621.086.065

*Проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук;
доц. О.М. Удовиський, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів;
доц. Б.В. Сологуб, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"*

АНАЛІЗ РОБОТИ РЕКРЕАЦІЙНИХ КАНАТНИХ УСТАНОВОК ЯК ПІДВІСНИХ КОНВЕЄРІВ

Наведено залежності для дослідження коливань канату підвісної рекреаційної установки. Розроблено математичну модель установки, як підвісного конвеєра. Проаналізовано систему диференціальних рівнянь руху та отримано графічні залежності зміни зусиль у вітках тягово-несучого канату установки. Наведено відповідні рекомендації.

*Prof. M.P. Martyntsyv; assoc. prof. O.M. Udovitskij – NUFWT of Ukraine, L'viv;
assoc. prof. B.V. Sologub – NU "L'vivs'ka Politekhnika"*

Analysis of recreation cable plants work, as suspended conveyers

Dependences are resulted for research of vibrations to the rope of the suspended recreation plant. The mathematical model of the plant as suspended conveyer is developed. The analysis of the system of differential equalizations of motion is executed and graphic dependences of change of efforts are got in the branches of pulling-carrying rope of the plant. The proper recommendations are resulted.

Для освоєння гірських масивів з метою їхнього рекреаційного використання широко використовують підвісні канатні установки з рухомим замкненим канатом. За такою схемою працюють лижні канатні витяги, крісельні канатні дороги та деякі види вантажних канатних установок. Такі установки мають привод, ведучий і ведений блоки, а також рухомий канат, до якого кріпляться вантажі, і працюють за принципом підвісного конвеєра. Розрахункову схему наведено на рис. 1. Проаналізувати роботу установки як складної системи можна, розглянувши роботу основних її елементів, а особливо тягово-несучого канату, який визначає зміну зусиль, що діють на привод. Тягово-несучий канат – це рухома нитка, яка проходить через опори, має власне навантаження і несе зосереджені вантажі (рис. 1).

Розглянемо роботу канату, визначивши зусилля, що виникають у процесі його руху. У процесі руху канат володіє певною кінетичною енергією. Для визначення кінетичної енергії канату виділимо в околі точки С нескінченно малий елемент довжиною dl , маса якого dm (рис. 1). Оскільки цей елемент здійснює складний рух, то його кінетична енергія дорівнюватиме

$$dw = \frac{dm}{2} \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} = \frac{dm \cdot dl}{2dt}. \quad (1)$$

Якщо позначити $dm = qdl$, де q – маса погонного метра канату, а швидкість канату в точці С прийняти рівною $\vartheta_{(x)} = \frac{dl}{dt}$, тоді вираз для визначення кінетичної енергії канату буде таким:

$$W = \int_l d\varpi = \int_l \frac{q\vartheta_{\xi}^2 dl}{2}, \quad (2)$$

де ϑ_{ξ} – швидкість канату в будь-якій точці на віддалі ξ від початку координат.

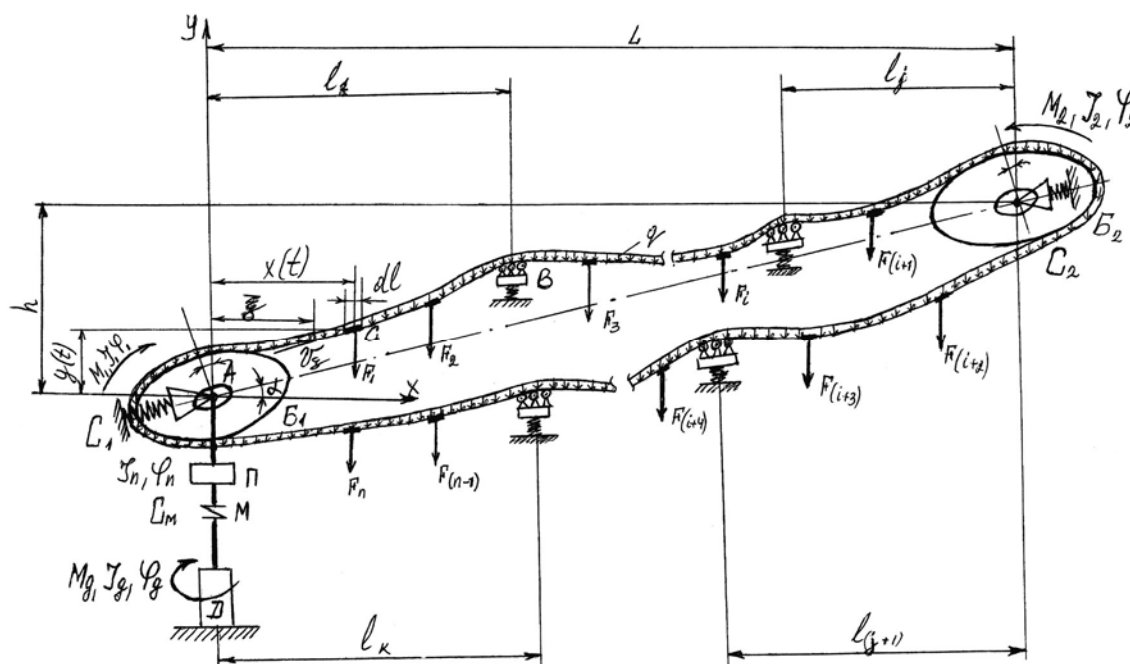


Рис. 1. Розрахункова схема канатної установки:

D – двигун; M – муфта; Π – передача; B_1, B_2 – направляючі блоки

Виходячи із гіпотези про лінійний розподіл швидкостей канату, визначимо величину швидкості ϑ_{ξ} в довільній точці (вантаж знаходиться в точці С ($x(t)$; $y(t)$)). Отже, отримаємо:

$$\vartheta_{\xi} = a + b \cdot \xi. \quad (3)$$

Для визначення двох невідомих a та b маємо дві умови:

- а) на ділянці АС: $\xi = 0$; $\vartheta_t = 0$; $\xi = L_i$; $\vartheta_t = y$;
- б) на ділянці АВ: $\xi = x(t)$; $\vartheta_t = y$; $\xi = L_i$; $\vartheta_t = 0$.

Після нескладних перетворень отримаємо:

- а) на ділянці АС: $\vartheta_{\xi} = \frac{y}{x} \xi$;
- б) на ділянці АВ: $\vartheta_{\xi} = \frac{y}{x-L} (\xi - L)$.

Якщо відома форма провисання канату $y = f(x)$, то в Декартовій системі координат: $l = \sqrt{1 + (\dot{y})^2} dx$, тут $\dot{y} = \frac{dy}{dx}$ і кінетичну енергію канату можна представити так:

$$W = \int_0^{x(t)} \frac{qy^2}{2x^2} \xi^2 \sqrt{1+(\dot{y})^2} d\xi + \int_{x(t)}^L \frac{qy^2}{2(x-L)^2} (\xi-L)^2 \sqrt{1+(\dot{y})^2} d\xi +$$

$$+ \int_0^{y(t)} \frac{qx^2}{2y^2} (\xi \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 \sqrt{1+(\dot{x})^2} d(\xi \operatorname{tg} \alpha) + \int_{y(t)}^h \frac{qx^2}{2(y-h)^2} (\xi \operatorname{tg} \alpha - h)^2 \sqrt{1+(\dot{x})^2} d(\xi \operatorname{tg} \alpha). \quad (4)$$

У загальному випадку рівняння осі канату є рівнянням ланцюгової лінії [1]:

$$y = C_1 \cdot ch \frac{\xi - C_2}{C_1} - C_3,$$

де C_1, C_2, C_3 – параметричні коефіцієнти ланцюгової лінії [1].

Диференціальне рівняння зігнутої осі канату можна записати в такому вигляді:

$$E_\kappa I_x \cdot \frac{d^4 y}{dx^4} = F_i + q l_i g - \frac{F_i}{g} \frac{d^2 y}{dx^2} \cdot \mathcal{G}_\xi^2, \quad (5)$$

де: E_κ – модуль пружності канату; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; I_x – момент інерції поперечного перерізу канату; F_i – зовнішні навантаження.

Якщо вибрати початок координат у т. А (рис. 1), розв'язок рівняння (5) можна записати у вигляді рівняння

$$y = \frac{(q \cdot g + F_i) \cdot l_i^2}{4 E I_x \cdot U} \left\{ \frac{1}{2} (x^2 - l_i \cdot x) + \frac{l_i^2}{U^2} \left[\cos \left(\frac{2x}{l_i} - 1 \right) \cdot \frac{U}{\cos U} - 1 \right] \right\}, \quad (6)$$

$$\text{де } U = \frac{\mathcal{G}_\xi \cdot l_i}{2} \sqrt{\frac{F_i}{E_\kappa I_x \cdot g}}.$$

У дослідженні вільних коливань, які здійснюються біля квазістатичного режиму, рівняння зігнутої осі канату є функцією двох змінних:

$$y = y(x, t). \quad (7)$$

При цьому координата x елемента канату сама залежить від часу:

$$x = \mathcal{G}_\xi \cdot t. \quad (8)$$

Тоді рівняння руху набуде такого вигляду:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + b \frac{\partial^2 y}{\partial x \cdot \partial t} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (9)$$

де a, b, c – коефіцієнти, що відповідно дорівнюють:

$$a = \frac{q \cdot g \cdot l_i + F_i}{g \cdot E_\kappa \cdot I_x}; \quad b = \frac{2 F_i \cdot \mathcal{G}_\xi}{g \cdot E_\kappa \cdot I_x}; \quad c = \frac{F_i \cdot \mathcal{G}_\xi^2}{g \cdot E_\kappa \cdot I_x}.$$

Це рівняння для граничних умов, за яких направляючий блок вважають шарнірним закріпленням, задовольняє функція [2]:

$$y = A \cdot \sin \frac{n\pi x}{l_i} \cdot \sin p_\kappa \cdot t, \quad (10)$$

де: p_κ – кругова частота коливань; A – амплітуда коливань.

Зусилля в несучих вітках установки можна визначити, розглянувши їх поздовжні коливання. Рівняння руху віток для такого випадку можна записати в такому вигляді [3]:

$$\frac{g_i^2}{l_i^2} \cdot \frac{\partial^2 x_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 x_i}{\partial t^2}, \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (11)$$

де: x_i – поступальне переміщення деякого поперечного перерізу вітки канату; g_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій, $g_i = \sqrt{\frac{E_k}{\rho}}$; E_k ; ρ – відповідно модуль пружності і густина матеріалу канату; ξ_i – відносна поздовжня координата, $\xi_i = \frac{x_i}{l_i}$; t – час; n – кількість вантажів на вітці канату.

Розв'язки рівнянь руху знаходимо у вигляді:

$$U_i = U_i(\xi) \cdot \cos \omega t, \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (12)$$

де: $U_i(\xi)$ – амплітудна функція переміщень [3]; ω – циклічна частота коливань.

Поздовжню розтягувальну силу t_i в довільному поперечному перерізі можна визначити із залежності:

$$t_i = E_k \cdot A_k \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_i}, \quad (13)$$

де A_k – площа металевого перерізу канату.

При цьому початковий натяг канату визначають з таких умов:

- а) стріла провисання канату під час обпирання на опори не перевищує 0,8...1,0 % від відстані між опорами, тобто:

$$f = \frac{qgl_i^2}{8t_0} \leq (0,008 \dots 0,01) a_n, \text{ де } t_0 - \text{монтажний натяг канату};$$

- б) повинна задовольнятися умова $1,25 \frac{t_{\max}}{t_0} < e^{\mu\alpha}$,

де: α – кут охоплення канатом канатоведучого шків, рад; μ – коефіцієнт тертя канату по шківу ($\mu = 0,1$ у нефутерованих канавках, $\mu = 0,16$ у пластиковій футеровці, $\mu = 0,3$ у спеціальній футеровці).

Для установок такого типу монтажний натяг створюють спеціальний натяжний пристрій [4]. Враховуючи тертя між канатом і проміжними опорами, тобто втрати енергії, виразом для визначення зусилля буде:

$$t_i = E_k \cdot A_k \cdot \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \varepsilon \bar{\Phi}_i \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right], \quad (14)$$

де:

$$\varepsilon \bar{\Phi}_i \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = \pm \frac{n-1}{4n} \delta \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right)_{t=0} \right] \cdot \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right)_{t=0} \pm n \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \frac{\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right)^4}{\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right)_{t=0}^{n-1}} \right],$$

ε – малий параметр, що показує величину функціоналу $\bar{\Phi}$; n – параметр петлі гістерезису; δ – декремент коливань.

Після нескладних перетворень вираз (14) набуде такого вигляду:

$$t_i = E_\kappa \cdot A_\kappa \cdot \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \varepsilon \bar{\Phi}_i \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right] \cdot \left(1 + \frac{k_\delta}{\partial x_i} dx_i \right). \quad (15)$$

Сили інерції віток канату та рухомих вантажів представимо такими залежностями:

$$q_i = \rho \cdot A_\kappa \cdot \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} \cdot dx_i; \quad q_\kappa = \xi(x_\kappa) \cdot \frac{\partial^2 \omega_i}{\partial t^2} \cdot dx_i, \quad (16)$$

де: $\xi(x_\kappa)$ – умовна погонна маса вантажів; ω_i – переміщення системи.

Тоді на основі рівнянь (15) і (16) можна отримати систему диференціальних рівнянь у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \rho A_\kappa \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} - E_\kappa A_\kappa \cdot \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + C_{(x)} \cdot (U_1 - \omega) + E_\kappa A_\kappa \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} \varepsilon \bar{\Phi}_1 \left(\frac{\partial U_1}{\partial x_1} \right) &= t_{(t)} - Q_1(t) \\ \rho A_\kappa \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} - E_\kappa A_\kappa \cdot \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_2^2} + E_\kappa A_\kappa \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} \varepsilon \bar{\Phi}_1 \left(\frac{\partial U_2}{\partial x_2} \right) &= -Q_2(t) \\ \xi(x_\kappa) \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} - C_{(x)} \cdot (U_1 - \omega) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (17)$$

де: U_1, U_2 – переміщення відповідно робочої та холостої віток; $Q_1(t), Q_2(t)$ – сили опору рухові віток канату; $C_{(x)}$ – жорсткість віток канату; ω – переміщення вантажу.

Для розв'язку системи (17) потрібно прийняти граничні умови, а саме:

$$U_1(0) = U_2(l_2); \quad U_1(l_1) = U_2(0); \quad E_\kappa A_\kappa \cdot \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} - m_1 \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} \Big|_{x_1=0} = E_\kappa A_\kappa \cdot \frac{\partial U_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2}.$$

Розв'язок системи буде виглядати так:

$$\left. \begin{aligned} U_1(x_1, t) &= U_1(x_1) e^{i\lambda t}; \\ U_2(x_2, t) &= U_2(x_2) e^{i\lambda t}; \\ \omega(x_1, t) &= \omega(x_1) e^{i\lambda t}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Визначивши натяг канату, можна розглянути рух канатної установки, як складної багатомасової системи. Для цієї багатомасової системи (рис. 1) диференціальні рівняння руху мас, що здійснюють крутильні коливання, можна записати так:

$$\left. \begin{aligned} I_\delta \cdot \frac{d^2 \varphi_\delta}{dt^2} + C_m (\varphi_\delta - \varphi_n) &= M_\delta; \\ I_n \cdot \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} - C_m (\varphi_\delta - \varphi_n) + C_1 (\varphi_n - \varphi_1) + C_2 (\varphi_n - \varphi_1) &= 0; \\ I_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - C_1 (\varphi_n - \varphi_1) &= M_1 \sin \omega t; \\ I_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C_2 (\varphi_n - \varphi_2) &= M_2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\}, \quad (19)$$

де: I_∂ ; I_n ; I_1 ; I_2 – моменти інерції обертових мас; φ_∂ ; φ_n ; φ_1 ; φ_2 – кутові координати руху елементів установки; C_m ; C_1 ; C_2 – коефіцієнти жорсткості окремих елементів; M_∂ – обертовий момент двигуна, можна визначити з диференціального рівняння [5]: $\frac{dM_\partial}{dt} + \frac{1}{\partial\tau} M_\partial + \frac{1}{g\omega_0\partial\tau} \varphi_\partial + \frac{1}{g\partial\tau}$, (складова часу, що враховує перехідні процеси в двигуні; g – коефіцієнт крутизни статичної характеристики; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу; M_1 ; M_2 – моменти на ведучому та веденому шківів установки, відповідно: $M_i = t_i \cdot \frac{D_i}{2}$, ($i=1,2$), D_i – діаметр відповідного шківів установки; t_i – натяг канату, знайдений із залежності (15) та системи рівнянь (17)).

Розв'язок системи (19) має такий вигляд:

$$\varphi_i = \lambda_i \cdot \sin(pt), \quad (20)$$

де: λ_i – амплітуда власних коливань; p – кутова частота власних коливань; t – час; pt – фаза коливань.

Підставивши φ_i у систему (19), отримаємо систему рівнянь для визначення амплітуди власних коливань привода λ_i :

$$\left. \begin{aligned} C_m \cdot \lambda_n + (I_\partial \cdot p^2 - C_m) \cdot \lambda_\partial &= 0; \\ C_m \cdot \lambda_\partial + (I_n \cdot p^2 - C_m - C_1 - C_2) \cdot \lambda_n + C_1 \cdot \lambda_1 + C_2 \cdot \lambda_2 &= 0; \\ C_1 \cdot \lambda_n + (I_1 \cdot p^2 - C_1) \cdot \lambda_1 &= 0; \\ C_2 \cdot \lambda_n + (I_2 \cdot p^2 - C_2) \cdot \lambda_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Коливання канатної системи під дією зовнішнього навантаження спричинює вимушені коливання. Систему рівнянь для визначення амплітуд вимушених коливань можна подати у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} C_m \cdot \lambda_n + (I_\partial \cdot \omega^2 - C_m) \cdot \lambda_\partial &= M_\partial; \\ C_m \cdot \lambda_\partial + (I_n \cdot \omega^2 - C_m - C_1 - C_2) \cdot \lambda_n + C_1 \cdot \lambda_1 + C_2 \cdot \lambda_2 &= 0; \\ C_1 \cdot \lambda_n + (I_1 \cdot \omega^2 - C_1) \cdot \lambda_1 &= -M_1; \\ C_2 \cdot \lambda_n + (I_2 \cdot \omega^2 - C_2) \cdot \lambda_2 &= -M_2. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Системи рівнянь (21) і (22) розв'язують методом Гауса за допомогою пакету програм "Mathematica for Windows 2.2". Аналіз результатів визначення амплітуд дає змогу виявити можливість виникнення резонансних режимів роботи на певних гармоніках коливань і назначити відповідні параметри елементів установки для унеможливлення резонансу.

Для визначення зміни зусиль у вітках канату аналізуємо системи (19). Результати аналізу наведено на рис. 2.

Розглядали випадок, коли $l_j = 100 \text{ м}$; ($j=1...4$), $F_i = 1 \text{ кН}$; ($i=1...8$), $L = 200 \text{ м}$, $\alpha = 0^\circ$, швидкість руху вантажів $g = 2 \text{ м/с}$, канат ГОСТ 2688, $d_k = 28,0 \text{ мм}$, двигун А4180S4I3 потужністю $P = 22 \text{ кВт}$ [6]. Моменти інерції

та жорсткості окремих елементів (муфт, валів, передач, шківів) вибрано згідно з рекомендаціями [6, 7].

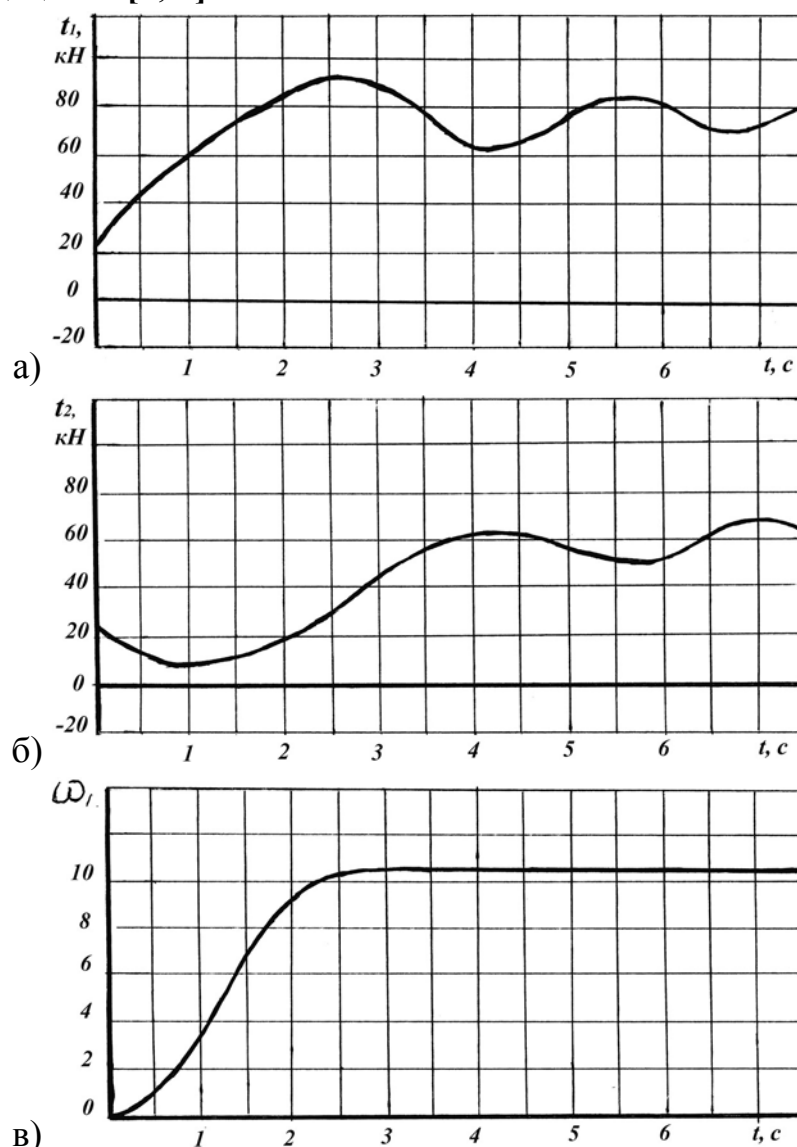


Рис. 2. Часові залежності зусиль у робочій (а), холостій (б) вітках канату та кутової швидкості шківа (в)

Із графіків видно, що динамічна складова зусиль у вітках канату є найбільшою на початку руху. Протягом певного проміжку часу (15...20 с) коливання зусиль у канаті затухають. Кутова швидкість шківа змінюється плавно і встановлюється за 1,0...1,5 с.

Зміна сили опору рухові в межах допустимих значень істотно не впливала на зміну зусиль у вітках канату. Порівняння результатів для випадку змінної та постійної жорсткості канату показало, що для крайніх положень різниця досягала 18 %. Із наближенням вантажу до середини прольоту розбіжності значень практично не було.

Література

1. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К. : Вид-во "Ясмина", 1996. – 175 с.
2. Тимошенко С.П., Янг Д.Л., Уивер И. Колебания в инженерном деле. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1985. – 472 с.

3. Писаренко Г.С., Боганич О.Е. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1984. – 220 с.
4. Беркман М.Б., Бовский Г.Н., Куйбіда Г.Г., Леонтьев Ю.С. Подвесные канатные дороги. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1984. – 264 с.
5. Вейц В.Л., Качура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1971. – 353 с.
6. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 487 с.
7. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1988. – 424 с.

УДК 629.02

*Проф. Б.В. Білик, канд. техн. наук;
асист. Н.В. Шевченко – НЛТУ України, м. Львів*

ЩОДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА ТА МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ПОВНОПРИВІДНИХ ЛІСОВОЗНИХ АВТОМОБІЛІВ

Проаналізовано вплив головних параметрів двигуна і трансмісії автомобіля-тягача лісовозного автопотяга на його динамічність і паливну економічність та обґрунтовано методику оптимізації цих параметрів.

Prof. B.V. Bilyk; assist. N.V. Shevchenko – NUFWT of Ukraine, L'viv

In relation to choice of optimum parameters of engine and mechanical transmission of wood-transport cars of the enhanceable communicating

In the article influence of main parameters of engine and transmission of car-tractor of wood-transport automobile train is analysed on his dynamic and fuel economy and grounded method of optimization of these parameters.

Рух автопотяга на лісових дорогах зі складним профілем і незадовільним покриттям характеризується чергуваннями розгонів та рівномірного руху та частим перемиканням передач. Тому швидкість лісовозного автопотяга змінюється за складними закономірностями, зумовленими не тільки змінним сумарним опором дороги, але й змінною дорожньою ситуацією чи появою нерівностей тощо. Частка рівномірного руху становить не більше 10-20 % у загальному русі автопотяга [1]. Динамічні якості автопотяга істотно впливають на середню швидкість, продуктивність і собівартість перевезень. Також вагому частку від усіх витрат на перевезення деревини, становить вартість пального – не менше 15-17 %. Доцільно проаналізувати вплив головних параметрів автомобіля-тягача й автопотяга на його динамічність і паливну економічність та обґрунтувати методику оптимізації цих параметрів.

За параметри, які істотно впливають на динамічні якості та паливну економічність лісовозного автопотяга приймемо потужність $N_{e\max}$ і номінальну частоту обертання вала двигуна n_N , споряджену масу m автомобіля і причепа $m_{пр}$, рейсове навантаження m_Q та максимальну теоретичну швидкість $V_{\max}$ автопотяга. Оскільки окремі параметри можуть мати взаємопов'язаний вплив на тягово-швидкісні властивості автомобіля, то розглянемо можливість застосування інтегрованих параметрів. Насамперед питомої потужності $N_{\text{ит}}$