

УДК 621.086.065

Б. Сологуб

Доцент, канд. техн. наук,
Національний університет
«Львівська політехніка»,
м. Львів

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОТИ ПАСАЖИРСЬКИХ КАНАТНИХ ДОРІГ ІЗ ЗАМКНУТИМ КАНАТОМ

Запропоновано метод розрахунку пасажирських канатних доріг із замкнутим канатом і натяжним вантажем. Наведено залежності для визначення натягу канату з врахуванням динамічних навантажень. Отримано рівняння руху канатної установки, як складної системи та виконано їх аналіз.

канатна дорога, динамічні зусилля, розрахунки

Більшість схилів Українських Карпат мають порівняно невеликі ухили ($20 - 30^\circ$), що дозволяє використовувати їх для влаштування гірськолижних трас, лижних витягів та пасажирських канатних доріг, особливо на північних та західних схилах, де сніговий покрив зберігається більшу частину року.

Основним елементом таких зон відпочинку є підвісні канатні установки. Це можуть бути крісельні канатні дороги, гондольні установки, а також канатні витяги. Рельєфні умови і практика експлуатації канатних доріг показали, що для Українських Карпат найбільш ефективними є установки із замкненим канатом, що забезпечує його постійний натяг. Тобто установка повинна мати додаткову натяжну станцію.

Дослідженню роботи таких систем та вибору їхніх основних параметрів присвячені праці багатьох вчених [1 – 4]. Однак відомі дослідження зводяться до визначення статичних зусиль та деформацій канатів без врахування впливу на зміну натягу каната інерційних сил, швидкості руху каната, його жорсткості та величини опору рухові, а також взаємовпливу каната і приводу.

У статті визначаються динамічні зусилля, що виникають у процесі роботи, особливо при пуску та гальмуванні і обґрунтовуються геометричні та технологічні параметри, які унеможливають виникнення явища резонансу.

Для такої системи канат можна вважати гнучкою ниткою, що має певну масу, кривою провисання якої є

ланцюгова лінія. При дії декількох зусиль розрахункову схему можна представити у вигляді гнучких ліній, що перетинаються в точці прикладання сил [5].

Розрахункова схема установки наведена на рис. 1.

Провисання віток каната у вигляді ланцюгових ліній можна подати рівнянням

$$y_k = C_{1i} \cdot ch \cdot \frac{X_k - C_{2i}}{C_{1i}} - C_{3i}, \quad (1)$$

де $i=1,2,\dots,n$ – номери віток каната (віткою вважається частина канату між трьома вантажами); X_k і Y_k – координати граничних точок вітки (A ; A_1 ; A_2); C_{1i} ; C_{2i} ; C_{3i} – параметричні коефіцієнти ланцюгової лінії.

Для встановлення взаємозв'язку між параметричними коефіцієнтами C_i потрібно розв'язати систему трьох рівнянь отриманих із залежності (1) для однієї вітки каната. Система відповідно набуде вигляду

$$\begin{aligned} C_1 ch \cdot \frac{X_A - C_2}{C_1} &= y_A + C_3; \\ C_1 ch \cdot \frac{X_{A_1} - C_2}{C_1} &= y_{A_1} + C_3; \\ C_1 ch \cdot \frac{X_{A_2} - C_2}{C_1} &= y_{A_2} + C_3. \end{aligned} \quad (2)$$

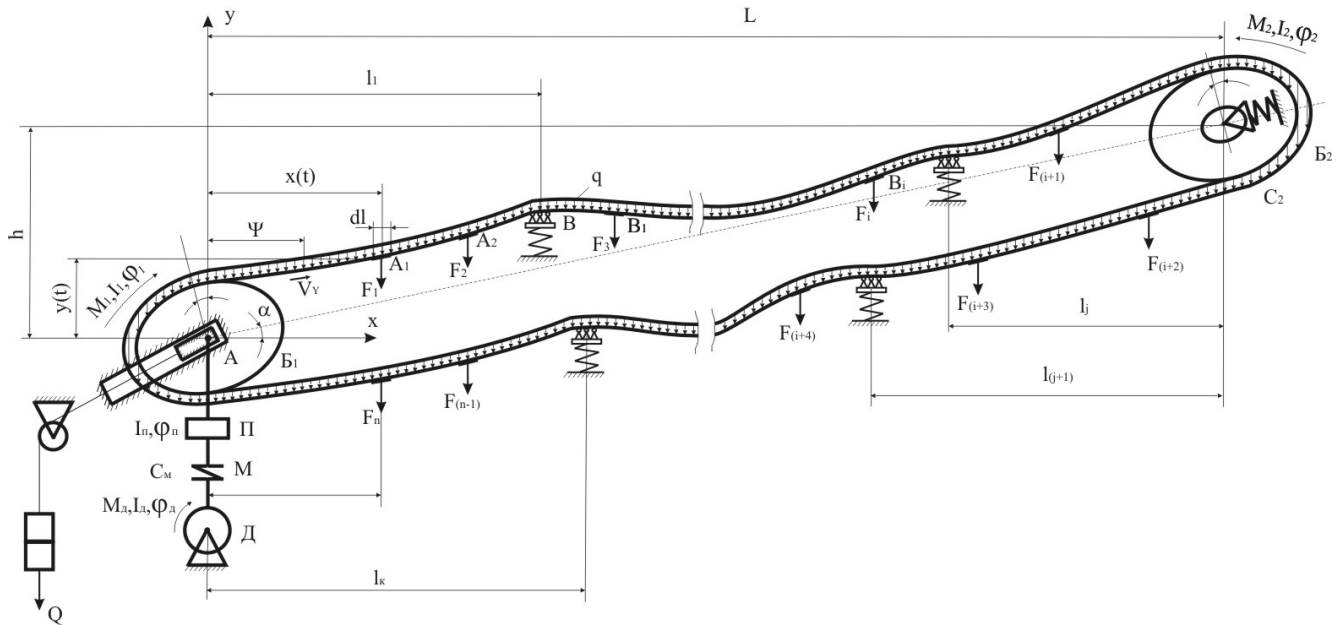


Рис 1. Розрахункова схема установки із замкнутим канатом: Д – двигун; М – муфта; П – передача; Б₁, Б₂ – направляючі блоки

У статичному положенні вантажу $\psi=0$, тоді з рівняння ланцюгової лінії (1) та системи рівнянь (2) отримаємо:

$$\tilde{N}_2 = \tilde{O}_{A1} \cdot y' = ch \frac{X_{A2} - C_2}{C_1} \quad (3)$$

Тоді

$$y_{A1} = C_1 \left(1 - ch \cdot \frac{X_A - X_{A1}}{C_1} \right) + y_A \quad (4)$$

Коефіцієнт C_3 визначаємо з системи рівнянь (2):

$$C_3 = C_1 \cdot ch \left(\frac{X_A - C_2}{C_1} \right) - y_A \quad (5)$$

Для розглянутої схеми установки (рис.1) статичний натяг тягово-несучого каната сталий і дорівнює

$$T_{cm} = \frac{Q}{2} \quad (6)$$

Тоді, на основі рівнянь (1) — (6) і, врахувавши погонну вагу каната, отримаємо залежність, яка встановлює зв'язок між натягом та деформацією каната:

$$T_{cm} = C_{li} \cdot q \cdot ch \left[\frac{(x_m - x_n)}{2C_{li}} + \arccos \frac{(y_m - y_n)}{2C_{li} \cdot ch \frac{(x_m - x_n)}{2C_{li}}} \right] \quad (7)$$

де при $i=1; m=A; n=A_1; i=2; m=A_1; n=A_2; i=3; m=A_2; n=B$, і т.д., q – погонна вага 1м каната.

Використовуючи зв'язок між параметричними коефіцієнтами ланцюгової лінії і виразивши відповідно C_{2i} і $C_{2(i+1)}$ через C_{1i} і $C_{1(i+1)}$, після певних перетворень отримаємо залежність для визначення C_{1i} в такому вигляді:

$$C_{1i} \cdot q \cdot sh \left(\frac{X_B - X_A}{2C_{1i}} + \operatorname{arsh} \frac{y_B - y_A}{2C_{1i} \cdot sh \frac{X_B - X_A}{2C_{1i}}} \right) + C_{1i} \cdot q \cdot sh \cdot \left[\frac{X_B - X_n}{2C_{1i}} + \operatorname{arsh} \frac{y_B - y_A}{2C_{1i} \cdot sh \frac{X_B - X_A}{2C_{1i}}} \right] = \sum_{i=1}^n F_i \quad (8)$$

При русі каната максимальний натяг ведучої вітки збільшується і може бути визначений із залежності [6]

$$T_{max} = 0,8 \cdot e^{\mu\theta} \cdot \left[T_{cm} + \sum_{i=1}^n \left(F_i \cdot q \sum_{\gamma=1}^k \ell_{\gamma} \right) \cdot \mu \right] \quad (9)$$

де F_i – вага вантажів; μ – коефіцієнт опору рухові навантаженого каната; ℓ_{γ} – довжини прольотів установки; θ – кут огинання канатом блока.

Динамічні навантаження, що виникають у канаті під час руху, та характер його коливань можна визначити розв'язавши відповідні рівняння руху системи

$$E_k I_x \frac{d^4 y}{dx^4} = \sum_{i=1}^n F_i + T_{max} - \frac{\sum_{i=1}^n F_i}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} V^2;$$

$$\begin{aligned}
E_k I_x \frac{d^4 y}{dx^4} &= \sum_{i=1}^n F_i + T_{\max} - \frac{\sum_{i=1}^n F_i}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} V^2; \\
I_g \cdot \frac{d^2 \varphi_g}{dt^2} + C_M \cdot (\varphi_g - \varphi_n) &= M_g; \\
I_n \cdot \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} - C_M \cdot (\varphi_g - \varphi_n) + C_1 (\varphi_n - \varphi_1) + \\
+ C_2 (\varphi_n - \varphi_1) &= M_g; \\
I_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - C_1 \cdot (\varphi_n - \varphi_1) &= M_1 \cdot \sin \omega t; \\
I_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C_2 \cdot (\varphi_n - \varphi_2) &= (T_{\max} + N_i) \cdot D/2, \quad (10)
\end{aligned}$$

де E_k – модуль пружності канату; I_x – момент інерції поперечного перерізу канату; V – швидкість руху канату; D – діаметр направляючого блоку; I_g ; I_n ; I_1 ; I_2 – моменти інерції обертових мас; φ_g ; φ_n ; φ_1 ; φ_2 – кутові координати рухомих елементів установки; C_M ; C_1 ; C_2 – коефіцієнти жорсткості відповідних ліній з'єднання; M_g – крутний момент на валу двигуна; M_1 – крутний момент на валу направляючого блоку; N_i – розтягуюча сила, що виникає внаслідок поздовжніх коливань, може бути визначена із залежності [7]

$$N_i = E_k \cdot A_k \cdot \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_i} + \frac{\partial \Phi_i}{\partial X_i} \right], \quad (11)$$

де A_k – площа поперечного перерізу каната;

$$U_i = \frac{V \cdot \ell_i}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_i}{E_k I_x g}}; \quad (12)$$

g – пришвидшення вільного падіння; Φ_i – функціонал, що враховує втрати в коливальній системі,

$$\Phi_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_i V_i^2}{F_i}; \quad (13)$$

v_i – коефіцієнт лінійного опору окремого елемента; ($V_i = \delta g \cdot E_k / \rho$) – швидкість поширення хвилі пружних деформацій; δ – густина матеріалу каната.

Якщо вибрати початок координат у точці A , то розв'язок системи (10) запишемо в такому вигляді:

$$\begin{aligned}
y &= \frac{(T_{\max} + F_i) \cdot \ell_j^2}{4 E_k I_x U_i^2} \cdot \\
&\cdot \left\{ \frac{1}{2} (x^2 - \ell_j \cdot x) + \frac{\ell_j^2}{U_j^2} \left[\frac{\cos\left(\frac{2x}{\ell_i} - 1\right)}{\cos U_i} - 1 \right] \right\}, \quad (14)
\end{aligned}$$

$$\varphi_i = \lambda_i \cdot \sin pt,$$

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

Для визначення амплітуди власних коливань систему (10) представимо в такому виді:

$$\begin{aligned}
y_i &= \frac{T_{\max} \cdot \ell_j^2}{4 E_k \cdot I_x \cdot U_i^2} \cdot \left\{ \frac{1}{2} (x - \ell_j \cdot x) + \right. \\
&\left. + \frac{\ell_j^2}{U_i^2} \left[\frac{\cos\left(\frac{2x}{\ell_i} - 1\right)}{\cos U_i} - 1 \right] \right\}; \\
C_M \cdot \lambda_n + (I_g \cdot p^2 - C_M) \cdot \lambda_g &= 0; \\
C_M \cdot \lambda_g - (I_n \cdot p^2 - C_M - C_1 - C_2) \cdot \lambda_n + \\
+ C_1 \lambda_1 + C_2 \lambda_2 &= 0; \\
C_1 \lambda_n + (I_1 \cdot p^2 - C_1) \cdot \lambda_1 &= 0; \\
C_2 \lambda_n + (I_2 \cdot p^2 - C_2) \cdot \lambda_2 &= 0.
\end{aligned} \quad (15)$$

Система рівнянь для визначення амплітуд вимушених коливань має вигляд

$$\begin{aligned}
y_i &= \frac{(T_{\max} + F_i) \cdot \ell_j^2}{4 E_k \cdot I_k \cdot U_i^2} \cdot \\
&\cdot \left\{ \frac{1}{2} (x^2 - \ell_j \cdot x) + \frac{\ell_j^2}{U_i^2} \left[\frac{\cos\left(\frac{2x}{\ell_i} - 1\right)}{\cos U_i} - 1 \right] \right\}; \quad (16) \\
C_M \cdot \lambda_n + (I_g \cdot \omega^2 - C_M) \cdot \lambda_g &= M_g; \\
C_M \cdot \lambda_g + (I_n \cdot \omega^2 - C_M - C_1 - C_2) \cdot \lambda_n + \\
+ C_1 \cdot \lambda_1 + C_2 \cdot \lambda_2 &= M_g; \\
C_1 \cdot \lambda_n + (I_1 \cdot \omega^2 - C_1) \cdot \lambda_1 &= -M_1 \cdot \sin \omega t; \\
C_2 \cdot \lambda_n + (I_2 \cdot \omega^2 - C_2) \cdot \lambda_2 &= (T_{\max} + N_0) \cdot D/2.
\end{aligned}$$

Момент двигуна M_g знаходимо за формулою [8]

$$M_g = \frac{3}{2} \rho_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} \cdot i_{sy} - i_{Ry} \cdot i_{sx}), \quad (17)$$

де ρ_0 – кількість пар магнітних полюсів; τ – величина, що визначається кривою намагнічування; i_{Rx} ; i_{sy} – матриці стовпців струмів; i_{Ry} ; i_{sx} – відповідно проекції матриць стовпців струмів на координатні осі.

Для числового інтегрування рівнянь руху (10) їх можна звести до нормального вигляду Коші.

Частоти власних коливань коливної системи визначаються з виразів першої та другої похідних від кутів закручування:

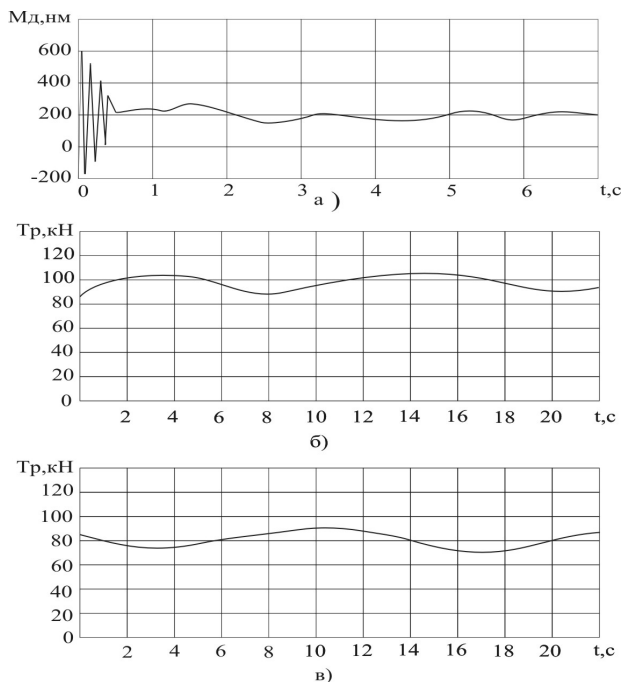


Рис. 2. Часові залежності: а — моменту двигуна; б, в — зусиль у робочій і холостій вітках каната

$$\left\{ \begin{aligned} \omega_i = \varphi_i' &= (\lambda_i \cdot \sin p_k t)' = \lambda_i \cdot p_k \cdot \cos p_k \cdot t; \\ \varepsilon_i = \varphi_i'' &= (\lambda_i \cdot \sin p_k t)'' = -\lambda_i p_k^2 \cdot \sin p_k \cdot t. \end{aligned} \right. \quad (18)$$

У залежності від задачі дослідження, на основі наведених рівнянь, визначається характер зміни зусиль у вітках каната, амплітуди та частоти коливань каната і елементів приводу, а також встановлюються параметри установки, при яких можна уникнути явища резонансу. Систему диференціальних рівнянь розв'язано за допомогою методу Гауса з використанням програми «MATCAD-14».

Для прикладу на рис. 2 показано часові залежності моменту двигуна і характер зміни зусиль у вітках каната. Аналіз виконано для випадку $L=z \cdot l_i=4 \cdot 250=1000$ м; $F_i=1$ кН

($i=8$); $V=1,5$ м/с; $f_{max}=10$ м; $E_k=1,8 \cdot 10^5$ МПа; $D_{\partial a}=500$ мм; канат ГОСТ 2688; $d_k=24,0$ мм; $C=30$ кН/рад; $I_d=5$ кг·м²; $I_n=2$ кг·м²; $I_1=I_2=10$ кг·м²; електродвигун 4А180S4У3 потужністю $P=22$ кВт.

З графіків видно, що коливання натягу каната при його русі складає до 30 % від максимального значення. Тобто при розрахунку таких систем потрібно враховувати динамічні навантаження та перевіряти систему на можливість виникнення резонансу.

Література

1. Воробьёв Г.И., Мухамедишин К.Д., Девяткин Л.М. Лесное хозяйство мира. — М.: Лесная промышленность, 1984. — 351 с.
2. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. — Львів: Тріада плюс, 2003. — 352 с.
3. Генсирук С.А. Ліси України. — К.: Наукова думка, 1992.-408с.
4. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. — К.: Ясмина, 1996. — 175 с.
5. Беркман М.Б., Бовский Г.Н., Куйбида Г.Г., Леонтьев Ю.С. Подвесные канатные дороги. — М.: Машиностроение, 1984. — 264 с.
6. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. — К.: Вища школа, 1988. — 424 с.
7. Тимошенко С.П., Янг Д.А., Уивер И. Колебания в инженерном деле. — М.: Машиностроение, 1985. — 472 с.
8. Вейц В.Л., Качура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчёты приводов машин. — Л.: Машиностроение, 1971. — 353 с.

Отримана 24.05.10

B. Sologub

Modeling and analysis of passenger ropeways with closed rope

National University "Lvivska Politechnika", Lviv

The method of calculating passenger ropeways with closed rope and tension load proposed. Dependences for determining the tension rope with consideration of dynamic loads are given. The equation of cable installation motion, as a complex system, are done its analysis.

Диференціальна

12th European Mechanics of Materials Conference - ICMM2

31 August 2011 — 2 September 2011

Paris, France

Contact: Chairpersons:

Prof. Jacques BESSON

Centre des Matériaux Mines Paris, Paristech

CNRS UMR 7633

BP 87

F-91003 Evry Cedex, France

Tel: +33 1 60 76 30 37; Fax: +33 1 60 76 31 50

Email: jacques.besson@mines-paristech.fr