

УДК 621.867

М. П. МАРТИНЦІВ¹, І. В. БИЧИНЮК², Б. В. СОЛОГУБ³

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ НЕСНИХ КАНАТІВ ПІДВІСНИХ БАГАТОПРОГІННИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК

Отримано рівняння руху вантажної каретки в зоні опорного башмака проміжної опори. На основі розв'язування рівнянь руху виведено залежність для визначення величини тиску несного каната на башмак, яка дасть змогу визначити контактні напруження і для реальних умов експлуатації запропонувати оптимальні параметри проміжної опори.

¹ Михайло Павлович МАРТИНЦІВ – академік підйомно-транспортної Академії наук України, доктор технічних наук, професор, Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів. Тел.: +38(032) 239-27-51.

² Ігор Васильович БИЧИНЮК – аспірант кафедри прикладної механіки, Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів. Тел.: +38(032) 239-27-51. E-mail: bychunyuuk@gmail.com.

³ Богдан Володимирович СОЛОГУБ – дійсний член підйомно-транспортної Академії наук України, кандидат технічних наук, доцент, НУ "Львівська політехніка". Україна, м. Львів. Тел.: +38(032) 258-26-95.

Більшість лісових масивів Українських Карпат розміщена на схилах крутизною понад 20° і протяжністю 800÷1200 м [1, 2]. Для освоєння таких лісів найефективнішим первинним транспортом деревини є багатопрогінні канатні установки [3-5]. Найнебезпечнішими, з точки зору надійності та довговічності основних елементів таких установок, є проміжні опори [6, 7]. Тому дослідження роботи канатів у зоні проміжних опор є актуальним завданням, вирішення якого дасть змогу підвищити ефективність роботи багатопрогінних підвісних канатних установок.

Для вивчення роботи несних канатів у зоні проміжної опори розглянемо розрахункову схему, представлену на рис. 1.

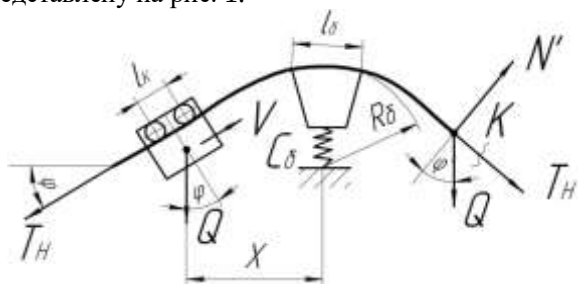


Рис. 1. Розрахункова схема руху вантажу в зоні проміжної опори

Допустимо, що вантаж рухається з постійною горизонтальною швидкістю v , здійснюючи вертикальні коливання. Квадрат циклічної частоти таких коливань можна визначити з залежності:

$$K^2 = \frac{q}{\delta_{\text{н0}}}, \quad (1)$$

де: q – вага погонного метра каната; $\delta_{\text{н0}}$ – статичний прогин каната в зоні башмака.

У зоні опорного башмака вантаж рухається по кривій поверхні, рівняння якої можна представити в такому вигляді

$$y = R_\delta \cdot \sin \frac{\pi \cdot x}{l_\delta}, \quad (2)$$

де: R_δ – радіус кривої поверхні башмака; l_δ – довжина поверхні башмака.

Підставивши у рівняння (2) $x = v \cdot t$, отримаємо:

$$y = R_\delta \cdot \sin \frac{\pi \cdot v \cdot t}{l_\delta}. \quad (3)$$

Гармонійне коливання $R_\delta \cdot \sin(\pi v t / l_\delta)$ еквівалентне безпосередній дії сили збурення, яка дорівнює

$$F_{\text{зд}} = R_\delta \cdot K^2 \cdot m \cdot \sin \frac{\pi \cdot v \cdot t}{l_\delta}, \quad (4)$$

де: K – частота вільних коливань; m – маса вантажу.

Тоді вимушені коливання вантажу можна описати таким рівнянням

$$y^* = R_\delta \left(\frac{1}{1 - \frac{p^2}{K^2}} \right) \sin pt, \quad (5)$$

де: p – циклічна частота вимушених коливань, яку визначають за формулою $p = \pi v / l_\delta$.

Амплітуду вимушених коливань можна визначити з залежності

$$A = \left| \frac{R_\delta}{1 - \frac{p^2}{K^2}} \right| = \left| \frac{R_\delta}{1 - \frac{\pi^2 \cdot v^2 \cdot \delta_{\text{н0}}}{l_\delta^2 \cdot g}} \right|. \quad (6)$$

За швидкості каретки, яка дорівнює $v = \frac{l_\delta}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{\text{н0}}}}$,

в системі виникне явище резонансу. В цьому випадку $p = K$ і амплітуда $A \rightarrow \infty$.

Проаналізувавши наведені залежності, з'ясуємо, що якщо швидкість v збільшувати в 2, 3 і 4 рази, то амплітуда вимушених коливань становитиме відповідно 1/3, 1/8 і 1/15 амплітуди вільних коливань, а якщо швидкість зменшувати, то амплітуда вимушених коливань набуває значення більші від амплітуди вільних коливань. Отже, коли каретка наближається до опорного башмака і проходить через нього, швидкість її руху не можна зменшувати – це може призвести до виникнення резонансу.

Після проходження кареткою башмака спочатку вона продовжує рух за його траєкторією, тому тиск на канат є мінімальним. Рухаючись далі під дією сили тяжіння, каретка в точці K (рис. 1) чинить максимальний тиск на канат, спричиняючи в ньому виникнення додаткових напружень, що призводить до його інтенсивного зношування.

Для визначення віддалі, на якій відбувається зношування, встановлення залежності величини тиску від швидкості руху та зовнішнього навантаження представимо рівняння руху каретки після проходження башмака у вигляді системи рівнянь

$$\begin{cases} m \frac{d^2 y}{dt^2} = Q \cdot \cos \varphi; \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} = Q \cdot \sin \varphi - F \cdot \cos \varphi, \end{cases} \quad (7)$$

де: m – маса вантажу; Q – вага вантажу; F – зусилля опору рухові вантажної каретки.

За статичної дії навантаження

$$F = Q \cdot \cos \varphi \cdot f_0,$$

де: f_0 – коефіцієнт опору рухові каретки на несному канаті, [5]; φ – кут підходу вантажної каретки до башмака. Тоді нормальна складова $N = F / f_0$. У системі натуральних координат, за яких $\rho = \rho(\varphi)$

$$\rho = \int_0^\varphi \rho d\varphi,$$

де: ρ – радіус кривизни каната, $\rho = \frac{a_i}{\cos^2 \varphi}$, [5]; a_i –

параметри несного каната

Параметр несного каната можна визначити зі залежності [5]:

$$a_i = \sqrt{\frac{T_i \cdot g \cdot \cos^2 \varphi}{q}}$$

де: $q = 9,81 \text{ м/с}^2$ – пришвидшення вільного падіння.

Визначивши цей параметр, диференціальні рівняння руху вантажу можна записати в такому вигляді

$$\begin{cases} \pm m \frac{dv}{dt} = -F + Q \cdot \sin \varphi; \\ \pm m \frac{v^2}{\rho} = N - Q \cdot \cos \varphi. \end{cases} \quad (8)$$

З другого рівняння

$$N = \pm m \frac{v^2}{\rho} + Q \cdot \cos \varphi. \quad (9)$$

Для запобігання відриву каретки від несного каната потрібно забезпечити $N > 0$, тобто

$$\frac{m \cdot v^2}{\rho} < Q \cdot \cos \varphi. \quad (10)$$

Звідси
$$v < \sqrt{\frac{Q \cdot \rho \cdot \cos \varphi}{m}}. \quad (11)$$

Для встановлення характеру зміни зусилля N , з яким канат діє на вантажну каретку, рівняння руху представимо у такому вигляді

$$m \frac{dv}{dt} = -N + Q \cdot \sin \varphi. \quad (12)$$

Введемо заміни: $\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}$; $\sin \varphi = \frac{x}{a_i}$,

де: δ – величина шляху, який пройшла каретка від башмака.

Підставивши значення $dx/dt = v$ у рівняння (12), отримаємо

$$m \cdot v \cdot \frac{dv}{d\delta} = -N + Q \cdot \frac{\delta}{a_i}. \quad (13)$$

Інтегруючи рівняння (20), отримаємо

$$m \int_{v_0}^v v \frac{dv}{dt} = \int_0^{\rho} \left(-N + Q \cdot \frac{x}{a_i} \right) dx, \quad (14)$$

або
$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = -N \cdot x + \frac{Q \cdot x^2}{2a_i}.$$

Звідси
$$N = \frac{1}{2x} \left[\frac{Q \cdot x^2}{a_i} - \delta (v^2 - v_0^2) \right]. \quad (15)$$

Із залежності (15) можна встановити зміну тиску каретки на несний канат після того, як вона перейшла через башмак.

Для визначення внутрішніх зусиль, які виникають в несному канаті і елементах проміжної опори, розглянемо розрахункову схему (рис. 2), на основі якої розробимо математичну модель роботи несного каната в зоні проміжної опори.

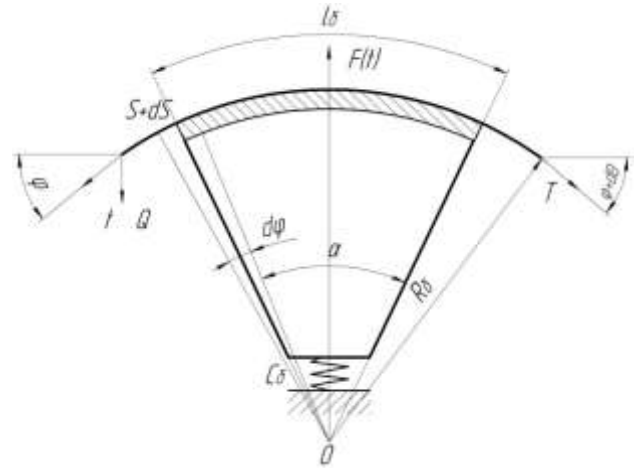


Рис. 2. Розрахункова схема опори багатопрогінної канатної установки

Враховуючи, що величина натягу несного каната під час його коливання змінюється не більше ніж на 10÷15 %, [5], можна вважати, що:

$$T = \frac{N}{\sin \varphi}. \quad (16)$$

Зусилля t і T забезпечують запас зчеплення каната з проміжною опорою і взаємопов'язані нерівністю:

$$\frac{T}{t} \leq e^{\mu \alpha}, \quad (17)$$

де: μ – коефіцієнт тертя каната по роликах опори; α – центральний кут дуги охоплення канатом опори.

Під дією розтягувальних зусиль в канаті виникає сила, яка може бути виражена залежністю:

$$S = E \cdot A \cdot \varepsilon, \quad (18)$$

де: E – модуль пружності каната; A – площа поперечного перетину каната; ε – відносна деформація каната.

Розділивши видовження ділянки каната на її початкову довжину $R \cdot d\varphi$, відносну деформацію можна представити в такому вигляді:

$$\varepsilon = \frac{1}{R} \frac{dU}{d\varphi}, \quad (19)$$

де: R – радіус кривизни каната на проміжній опорі.

Тоді зусилля в канаті з кутовою координатою φ запишемо в такому вигляді:

$$S = \frac{E \cdot A}{R} \cdot \frac{dU}{d\varphi}. \quad (20)$$

Продиференціюємо рівняння (9) за φ

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{E \cdot A}{R} \cdot \frac{d^2U}{d\varphi^2} \quad (21)$$

і, врахувавши, що $dS = \pm \mu S \cdot d\varphi$, отримаємо

$$\pm \frac{d^2U}{d\varphi^2} - \mu \frac{dU}{d\varphi} = 0. \quad (22)$$

Корені характеристичного рівняння можна представити в такому вигляді:

$$\begin{cases} U_1 = C_1 \cdot e^{-\mu\varphi} + C_2, \text{ і } \delta 0 \leq \varphi \leq \alpha_n; \\ U_2 = D_1 \cdot e^{\mu\varphi} + D_2, \text{ і } \delta \alpha_n \leq \varphi \leq \alpha, \end{cases} \quad (23)$$

де: $\tilde{N}_1$ та D_1 – довільні постійні, які визначаються з граничних умов; α_n – граничний кут охоплення канатом проміжної опори.

Диференціюючи рівняння (23), отримаємо:

$$\begin{cases} C_1 = -\frac{R \cdot t}{E \cdot A \cdot \mu}; \\ D_1 = \frac{R \cdot T \cdot e^{-\mu\alpha}}{E \cdot A \cdot \mu}. \end{cases} \quad (24)$$

Підставляючи $\tilde{N}_1$ та D_1 у вирази (23), отримаємо:

$$\begin{cases} U_1 = -\frac{R \cdot t}{\mu \cdot E \cdot A} \cdot e^{-\mu\varphi} + C_2, \text{ і } \text{д} \text{е } 0 \leq \varphi \leq \alpha_n; \\ U_2 = \frac{R \cdot T}{\mu \cdot E \cdot A} \cdot e^{\mu(\varphi-\alpha)} + D_2, \text{ і } \text{д} \text{е } \alpha_n \leq \varphi \leq \alpha, \end{cases}$$

де $\tilde{N}_2$ та D_2 знаходимо з умови, що в перехідній точці $\varphi = \alpha_n$ пружне ковзання дорівнює нулю.

Тоді

$$\begin{cases} C_2 = \frac{R \cdot t}{E \cdot A \cdot \mu} \cdot e^{-\mu\alpha_n}; \\ D_2 = -\frac{R \cdot t}{E \cdot A \cdot \mu} \cdot e^{-\mu(\alpha-\alpha_n)}. \end{cases} \quad (25)$$

Величину пружного ковзання каната можна визначити з таких залежностей:

$$\begin{cases} U_1 = -\frac{R \cdot t}{\mu \cdot E \cdot A} (e^{-\mu\varphi} - e^{-\mu\alpha_n}); \\ U_2 = \frac{R \cdot t \cdot e^{-\mu\alpha}}{\mu \cdot E \cdot A} (e^{\mu\varphi} - e^{\mu\alpha_n}). \end{cases} \quad (26)$$

Знак "мінус" в U , означає, що напрямок ковзання не збігається з напрямком збільшення кута φ . Для визначення загального тиску каната на проміжну опору проінтегруємо рівняння (7), визначивши нормальну складову з залежності $N = F(t)/\mu$. У системі натуральних координат, за яких $R = R(\varphi)$,

$$R = \int_0^\varphi R \cdot d\varphi, \text{ де: } R - \text{ радіус кривизни каната,}$$

$$R = \frac{a_n}{\cos^2 \varphi}, \text{ [5]; } a_n - \text{ параметр каната.}$$

Тоді залежність можна записати так:

$$m \int_{v_0}^v \frac{dv}{dt} = \int_0^R \left(-F(t) + Q \frac{x}{a_n} \right) dx,$$

$$\text{звідси} \quad F(t) = \frac{1}{2x} \left[\frac{Q \cdot x^2}{a_n} - m(v^2 - v_0^2) \right]. \quad (27)$$

Із залежності (27) визначаємо величину тиску каната на проміжну опору, а відповідно – і контактні напруження. Це дасть змогу з умови міцності визначити основні параметри опори, які забезпечать оптимальні умови роботи несного каната.

ЛІТЕРАТУРА

1. Генсирук С.А. Комплексное хозяйство в горных условиях. – М.: Лесн. пром-сть, 1971. – 248 с.
2. Генсирук С.А. Ліси України. – К.: Вид-во "Наука думка", 1992. – 408 с.
3. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. – Львів: Вид-во "Тріада плюс", 2003. – 352 с.
4. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотransпортні системи. – Львів: ІЗМН, 1997. – 156 с.
5. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. – К.: Вид-во "Ясмина", 1996. – 175 с.
6. Белая Н.М., Прхоренко А.Г., Матишин Н.В. Исследование выносливости несущих канатов в зоне башмаков промежуточных опор // Лесное хозяйство, лесн., бум. и деревообр. пром-сть. – К.: Будівельник. – 1975. – Вип. 5. – С. 32-36.
7. Мартинців М.П., Адамовський М.Г., Матішин М.В. Рух вантажної каретки у зоні опорного башмака підвісної лісотransпортної установки // Науковий вісник УкрДЛТУ: зб. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ УкрДЛТУ. – 2002. – Вип. 12.8. – С. 114-120.

M. P. Martynciv, I. V. Bychynyuk, B. V. Solohub

CHARACTERISTICS OF WORK FOR BEARING CABLES OF MULTYSECTION TIMBER TRANSPORTING CABLEWAYS

The equalization for describing the motion of freight carriage in the area of beating shoe of intermediate bearing have been developed and presented in the article. On the basis of solutions for the equalizations of motion dependence the determination of level of pressure of bearing cable on a shoe estimated. These results enable to define contact tensions, and therefore to propose the optimum parameters for intermediate bearing for the real conditions of equipment exploitation.

