

4. Minx, T., Simon, J., 2002: Příklad simulace vývoje porostu. In: Simon, J., Adolt, R.: Limity a rizika uplatňování produkčních funkcí lesa ve zvláště chráněných územích. Sb. ref. ze sem. s mez. účastí 14.5.2002 v Brně a 15.5.2002 v Litovli. MZLU v Brně, Brno 2002, P. 65-74.

5. Pretzsch, H., 1992: Konzeption und Konstruktion von Wuchsmodellen für Rein – und Mischbestände. Forstliche Forschungsberichte München, Nr. 115, 332 pp.

6. Pretzsch, H., Kahn, M., 1998: Konzeption und Konstruktion des Wuchsmodells SILVA 2.2 Methodische Grundlagen. Abschlußbericht Projekt W 28, Teil 2, München, 277 pp.

7. Rebkin, A.K. Principles of modelling and optimization of logging technologies (in Russian). Lesnaja promyslenost, Moskva. 1988, 250 pp.

8. Skoupý, A. Evaluation of biodegradable oils for the lubrication of saw chains. IUFRO XX World Congress. Tampere, Finland, 1995. 13 pp.

9. Skoupý, A. Quality of Technologies for Sustainable Forest Management. In: International Scientific Conference "Forest and Wood Technology vs. Environment", Brno 2000, P. 327 – 333.

10. Skoupý, A. Technické možnosti řešení úkolů spojených s požadavkem na trvale udržitelné hospodaření v lesích. In: 18. Světový kongres Společnosti pro vědu a umění, Brno 1996, P. 165.

11. Skoupý, A.: Provozní spolehlivost strojů – předpoklad intenzivnějšího využívání lesní techniky. In: Funkčne integrované obhospodarovanie lesov a komplexné využitie dreva. Sekce 3 – Intenzifikácia mechanizovaných systémov pestovného a ťažbového výrobného procesu. Zvolen, Vysoká škola lesnícka a drevárska 1987, P. 97-103.

УДК 634.31

*Проф. М.П. МАРТИНЦІВ, д-р техн. наук;
асист. О.В. БОРАТИНСЬКИЙ – УкрДЛТУ*

АНАЛІЗ РОБОТИ МОБІЛЬНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК ТА ОЦІНКА НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЇХ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Подано аналіз роботи мобільних канатних установок і шляхи вдосконалення їх конструкцій. Оцінено напружений стан канатної оснастки, коліс, блоків барабанів і наведено рекомендації для вибору їх основних параметрів.

Ключові слова: канатна оснастка, напруження, математична модель, оптимальні параметри.

Prof. M.P. MARTYNTCIV; assist. O.V. BORATYNSKYI – USUFWT

Analysis of work of mobile cable forest transportation installations and estimation of tense state of their basic elements

The analysis of work of mobile cable installations and ways of perfection of their constructions are given. The tense state of the cable rigging, wheels, and blocks of drums is appraised and the recommendations for the choice of their basic parameters are resulted.

Keywords: cable rigging, tension, mathematical model, optimum parameters.

Гірські ліси Українських Карпат є джерелом цінної деревини для різних галузей промисловості. Однак, освоєння гірських лісів має здійснюватися не тільки з метою отримання цінної деревини, а й для збереження екосистем, як в гірських, так і в прилеглих до них рівнинних районах. Багаторічні дослідження лісозаготівельників і лісівників показали, що найповніше вимогам ведення лісового господарства, при освоєнні гірських лісів, відповідають підвісні канатні лісотransпортні установки [1-4]. Для умов Українських Карпат, де недостатньо розвинута сітка доріг, найбільш ефективним для первинного транспортування деревини є застосування мобільних канатних установок [3, 4]. Підвищити ефективність експлуатації канатних установок можна

шляхом вдосконалення їх конструкцій та правильного вибору їх основних параметрів. Розроблено цілий ряд рекомендацій для вдосконалення конструкцій канатних установок [5, 6]. Однак, ще не достатньо оцінено напружений стан окремих елементів канатної установки. Визначення напружень, що виникають в канатах, блоках, на ободах барабанів, дасть змогу вибрати оптимальні режими їх експлуатації і забезпечить підвищення довговічності роботи всіх елементів канатної установки.

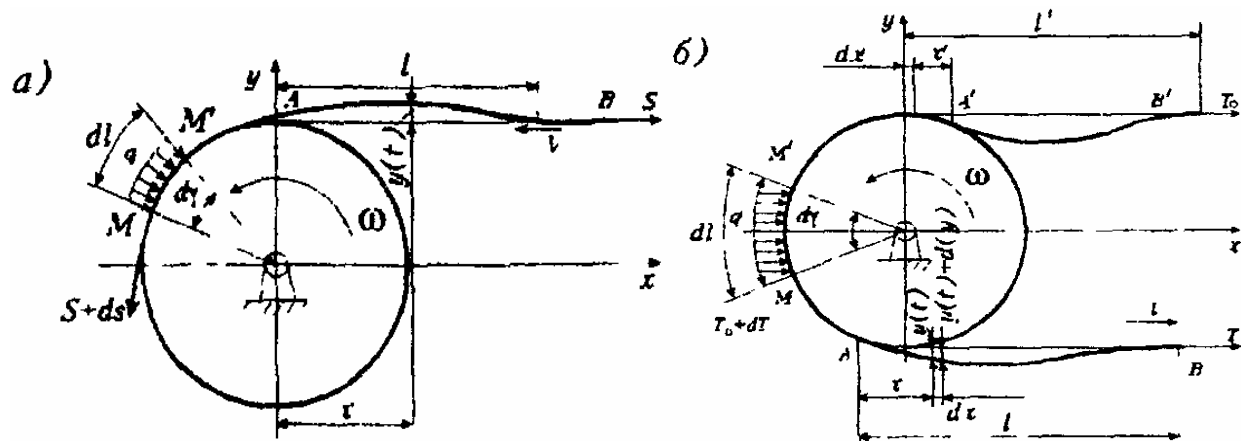


Рис. 1. Схеми намотування канатів на барабани лебідки:

- а) барабан із незамкнутим тягівантажопідіймальним канатом;
б) барабан із замкнутим тяговим або тяговонесним канатом

Для визначення зусиль в елементах канатної установки необхідно розглянути рівняння руху установки. Залежно від типу установки можуть мати одну або дві вітки каната, які можуть бути набіжними або збіжними. Схеми таких канатів наведено на рис. 1.

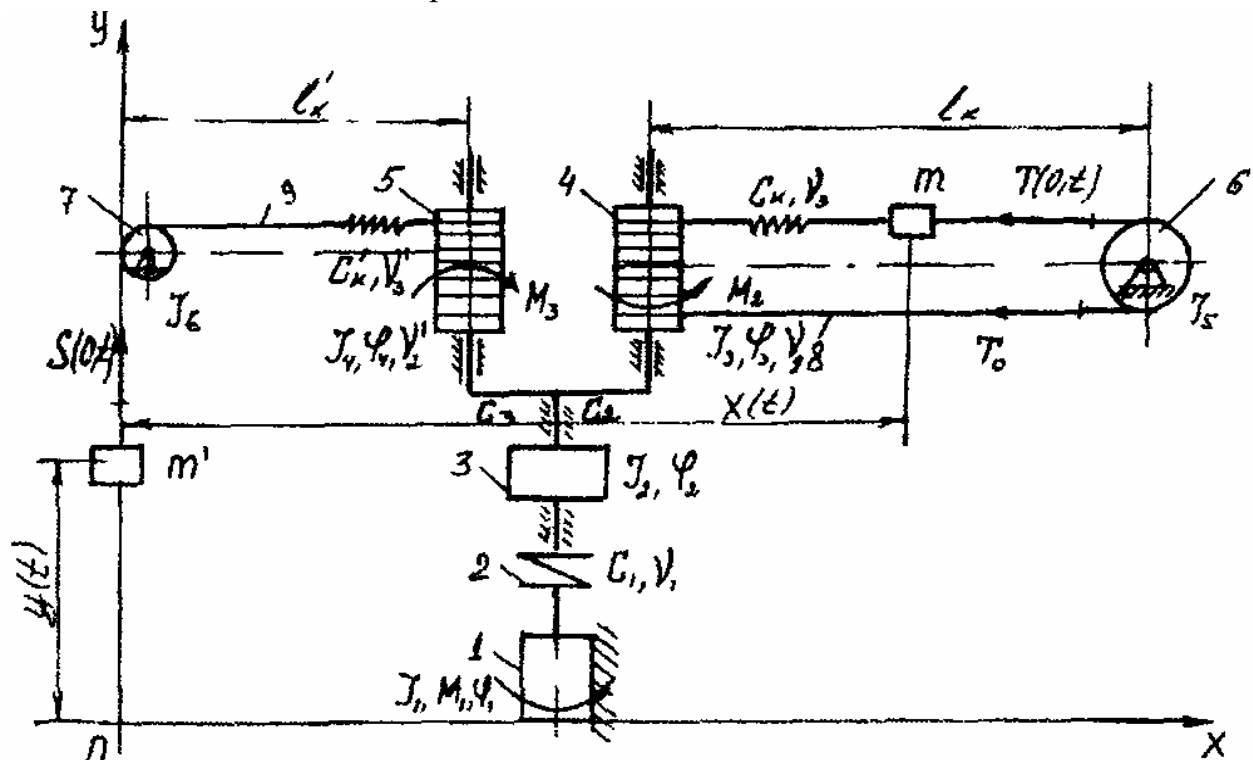


Рис. 2. Розрахункова схема установки з приводом, що має канатну тягу:

- 1 – двигун; 2 – муфта; 3 – передача; 4, 5 – барабани лебідки; 6, 7 – напрямні блоки;
8 – замкнений канат; 9 – незамкнений канат

Основними масами для таких канатних установок є маса вантажу і частин, що обертаються на валу двигуна. За розроблення математичних моделей, приводи канатних лісотранспортних установок треба розглядати як багатомасні системи, що складаються з двигуна, муфт, передачі і мас відповідних барабанів, які обертаються на валах. При цьому на барабани приводів діють сили, закони зміни яких визначаються динамічними навантаженнями на тягові і вантажопідіймальні канати. У процесі роботи тягові і вантажопідіймальні канати навиваються на барабани. Це призводить до зміни маси барабанів, що спричиняє зміну динамічних характеристик приводу. У загальному вигляді розрахункова схема установки, яка має привід з канатною тягою, зображена на рис. 2.

Рівняння руху елементів канатної установки можна записати в такому вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - v_1 \frac{d\varphi_1}{dt} = M_1; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C_1(\varphi_1 - \varphi_2) + C_2(\varphi_2 - \varphi_3) + C_3(\varphi_2 - \varphi_4) = 0; \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - C_2(\varphi_2 - \varphi_3) - r_{\delta} C_k \delta \left(1 - \frac{\delta}{2l_k} \right) - v_2 \frac{d\varphi_3}{dt} = -M_2; \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} + m \frac{d\delta}{dt} - 2C_k \delta - v_{\xi} \xi - v_3 \frac{d\delta}{dt} - I_5 \frac{d^2 v_3}{dt^2} + \frac{E_k A_k r_{\delta} (\varphi_3 r_{\delta} - x)^2}{2(l_k - \varphi_2 r_{\delta})^2} - (T(0, t) - T_0) = 0; \\ I_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} - C_3(\varphi_2 - \varphi_4) - r'_{\delta} C'_k \delta'' \left(1 - \frac{\delta'}{2l'_k} \right) - v'_2 \frac{d\varphi_4}{dt} = -M_3; \\ m' \frac{d^2 y}{dt^2} + m' \frac{d\delta''}{dt} - 2C'_k \delta' - v'_3 \xi' - v'_3 \frac{d\delta'}{dt} - I_6 \frac{d^2 v'_3}{dt^2} + \frac{E_k A'_k r'_{\delta} (\varphi_4 r'_{\delta} - y)^2}{2(l'_k - \varphi_2 r'_{\delta})} - S(0, t) = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

де: I_1 – загальний момент інерції обертових мас двигуна; I_2 – момент інерції передачі; I_3, I_4 – зведені моменти інерції барабанів приводу; I_5, I_6 – моменти інерції напрямних блоків; M_1 – момент двигуна; M_2, M_3 – моменти опору на барабанах приводу; C_1, C_2, C_3 – зведені крутильні жорсткості ліній передач; C_k, C'_k – зведені жорсткості канатів; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – кути закручування відповідних обертових мас; v_1, v_2, v_3, v'_3 – коефіцієнти, що характеризують розсіювання енергії у відповідних ланках; m, m' – маси вантажів, що транспортуються установкою; r_{δ}, r'_{δ} – радіуси намотування канатів на барабани; l_k, l'_k – довжини віток канатів; $T(0, t), T_0$ – натяги набіжної та збіжної віток замкнутого каната; $S(0, t)$ – натяг тягововантажопідіймального каната; E_k – модуль пружності каната; A_k, A'_k – площі поперечних перерізів канатів.

При визначенні моментів інерції барабанів I_3, I_4 треба враховувати їхню зміну в процесі намотування, або змотування каната. Моменти інерції ба-

рабанів і довжини канатів вважатимемо лінійними функціями кута повороту барабана. Тоді момент інерції можна визначити з залежності

$$I_3 = I_{30} \pm A_k \rho r_o^3 \varphi_3 \quad (2)$$

де: I_{30} – початковий момент інерції барабана; ρ – усереднена густина матеріалу каната;

$$l_k = l_{0k} + r_o \varphi_3; \quad (3)$$

тут l_{0k} – початкове значення довжини каната.

Жорсткість каната має дорівнювати

$$C_k = \frac{E_k A_k}{l_k} = \frac{E_k A_k}{l_{0k} + \varphi_3 r_o}. \quad (4)$$

Абсолютну деформацію і швидкість відносної деформації каната можна визначити із залежностей

$$\delta = -r_o \frac{d\varphi_3}{dt}; \quad \xi = \frac{1}{l_k^2} \cdot \left(\eta l_k - r_o \delta \frac{d\varphi_3}{dt} \right), \quad (5)$$

де η – швидкість абсолютної деформації:

$$\eta = -r_o \frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\delta}{dt}. \quad (6)$$

Для визначення напружень в елементах канатної установки можна скористатись методикою, наведеною в роботі [7]. При цьому згинальні напруження можна визначити з залежності

$$\sigma_{3z} = \sigma_3 e^{-ux} \cos(vx), \quad (7)$$

$$\text{де: } u = \pm \sqrt{\frac{\psi_1 + \psi_1 \sqrt{1 + \gamma^2}}{2}}; \quad v = \frac{\gamma \psi_1}{\pm \sqrt{2 \sqrt{\psi_1 + \psi_1 \sqrt{1 + \gamma^2}}}}; \quad \psi_1 = \frac{T_k}{B_k} \div (1 + \gamma^2);$$

B_k – жорсткість канату, $B_k = \psi \sigma_p E_k I_0$; I_0 – модуль інерції канату; ψ – коефіцієнт, що залежить від конструкції канату [4] $\psi = k_\varepsilon^2 \gamma / E_k$; γ – коефіцієнт заповнення площі поперечного перерізу канату металом $\gamma = 4 A_{\text{мам}} / \pi d_k^2$; k_ε – поправочний коефіцієнт, згідно з дослідями Рубіна [3] $k_\varepsilon = 0.09 \frac{d_k^2}{D} \left(1 + \frac{500}{T_k} \right)$.

Для оцінки напруженого стану окремих елементів необхідно побудувати діаграму граничних напружень в координатах $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}, \sigma_c$ (σ_c – середні напруження циклу). Границі витривалості напружень при згині σ_{-1} і розтязі σ_{-1}^0 можна отримати на основі експериментальних досліджень довговічності канатів [7]. Тоді, при складному напруженому стані, умову довговічності можна записати таким чином:

$$\sigma_{\text{екс}} = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}^0} \right)^2} \sigma_p \leq \sigma_{-1}. \quad (8)$$

Визначивши максимальні напруження, можна вирішувати задачі вибору матеріалів, умов роботи та оцінки терміну служби канатних установок.

Література

1. Генсірук С.А. Ліси України. – К.: Наук. думка, 1992. – 408 с.
2. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. – Львів: Тріада плюс, 2003. – 352 с.
3. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
4. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.П. Підвісні канатні лісотранспортні системи. – К.: ІЗМН, 1997. – 156 с.
5. Удовиський О.М. Патент В6/В7/00. а.с. № 24173А. Канатна установка. – 1998.
6. Мартинців М.П., Мартинців В.М., Баріляк В.В., Рудько І.М. Патент 7В6/В7/00. № 2289. Канатна установка з дистанційним керуванням.
7. Белая Н.М., Мищенко А.А. О работе сил трения при изгибе несущих канатов подвесных канатных транспортных систем, как критерий их долговечности// Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. – 1989, № 1. – С. 28-38.

УДК 629.113

*Проф. Б.В. БІЛИК, канд. техн. наук;
доц. А.Г. КУСИЙ, канд. техн. наук; студ. В.В. ХМІЛЬ – УкрДЛТУ*

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВМИКАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОМОБІЛЯ

Отримана динамічна модель трансмісії та комп'ютерна програма для дослідження процесу зрушення автомобіля з місця. Результати свідчать про доцільність змін приводу зчеплення і автоматизації його вмикання.

Prof. B.V. BILYK, doc. A.G. KUSYJ, stud. V.V. CHMIL – USUFWT

Design and research of process of inclusion of car's coupling

Got the dynamic model of transmission and computer program for research the process of car's moving from the place. Results are testified about expedience of coupling's occasion changes and automation of his inclusion.

Для аналізу процесу вмикання фрикційних зчеплень з натискними пружинами і виявлення можливості оптимізації їх конструкції доцільно застосувати математичне моделювання з наступним проведенням обчислювального експерименту за допомогою комп'ютера З достатньою точністю для цього можна застосувати тримасову розрахункову модель, схема якої зображена на рис. 1. Маса маховика двигуна, веденого диска зчеплення (з обертовими масами коробки передач) та поступальна маса автомобіля моделюються зведеними обертовими масами з моментами інерції J_1 , J_2 та J_3 [1]. Пружні властивості трансмісії задані зведеним коефіцієнтом крутильної жорсткості c_{mp} , а дисипативні – зведеним коефіцієнтом в'язкого опору k_{mp} .

Обертний рух мас трансмісії, під час вмикання зчеплення і буксування його дисків, описується системою рівнянь

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_1 - M_2; \\ J_2 + k_{mp} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{mp} (\varphi_2 - \varphi_3) &= M_2; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - k_{mp} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{mp} (\varphi_2 - \varphi_3) &= -M_3, \end{aligned} \quad (1)$$