

3. ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ЛІСОВИРОБНИЧОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 621.86.065

*Проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук;
проф. М.Г. Адамовський, канд. техн. наук; асист. В.В. Барил'як –
НЛТУ України, м. Львів; доц. Б.В. Сологуб, канд. техн. наук –
НУ "Львівська політехніка"*

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ ІЗ ЗАМКНУТИМ РУХОМИМ ТЯГОВО-НЕСНИМ КАНАТОМ

Запропоновано метод розрахунку систем з рухомим тягово-несним канатом. Наведено залежності для визначення натягу віток каната з урахуванням динамічних навантажень та його прогинів. Виконано графічний аналіз отриманих аналітичних залежностей.

*Prof. M.P. Martynciv; prof. M.H. Adamovskij; assist. W.W. Barylyak – NUFWT of
Ukraine, L'viv; assoc. prof. B.W. Solohub – NU "L'viv's'ka Politekhnik"*

Features of calculation of the systems are with the reserved mobile hauling-bearing rope

There is offered method of calculation of the systems with a mobile hauling-bearing rope. Dependences are resulted for determination of pull of branches of rope taking into account the dynamic loadings and his bendings. The graphic analysis of the got analytical dependences is conducted.

Замкнені системи з тягово-несним канатом використовують у різних галузях промисловості для оснащення лижних витягів, крісельних канатних доріг, вантажних доріг загального призначення та підвісних мобільних лісотransпортних установок [1-3]. Дослідженню роботи таких систем та вибору їхніх основних параметрів присвячено роботи багатьох вчених [4-6]. Однак відомі дослідження зводяться до визначення статичних зусиль та деформацій канатів без урахування впливу на зміну натягу інерційних сил, швидкості руху канату, його жорсткості та величини опору рухові, а також взаємовпливу каната та привода. Натяг тягово-несних канатів під час транспортування вантажу змінюється не тільки завдяки його переміщенню, а й внаслідок зміни довжини його прольоту або довжини канатів, що є специфічною особливістю замкнених систем. Розрахункову схему установки наведено на рис. 1.

У ході роботи кривою провисання каната прийнято ряд ланцюгових ліній, що перетинаються в точках дії вантажу. Метод статичного розрахунку каната за ланцюговою лінією можна використати за будь-яких значень стрілки прогину f [3, 7]. У загальному виді прогин однієї вітки каната у вигляді ланцюгової лінії можна представити рівнянням [3]:

$$y_K = C_{li} \cdot ch \frac{x_K - C_{2i}}{C_{li}} - C_{3i}, \quad (1)$$

де: $i=1 \div n$ – номери віток каната; k – координати граничних точок, ($k = A; B; C$); C_{1i}, C_{2i}, C_{3i} – параметричні коефіцієнти ланцюгової лінії.

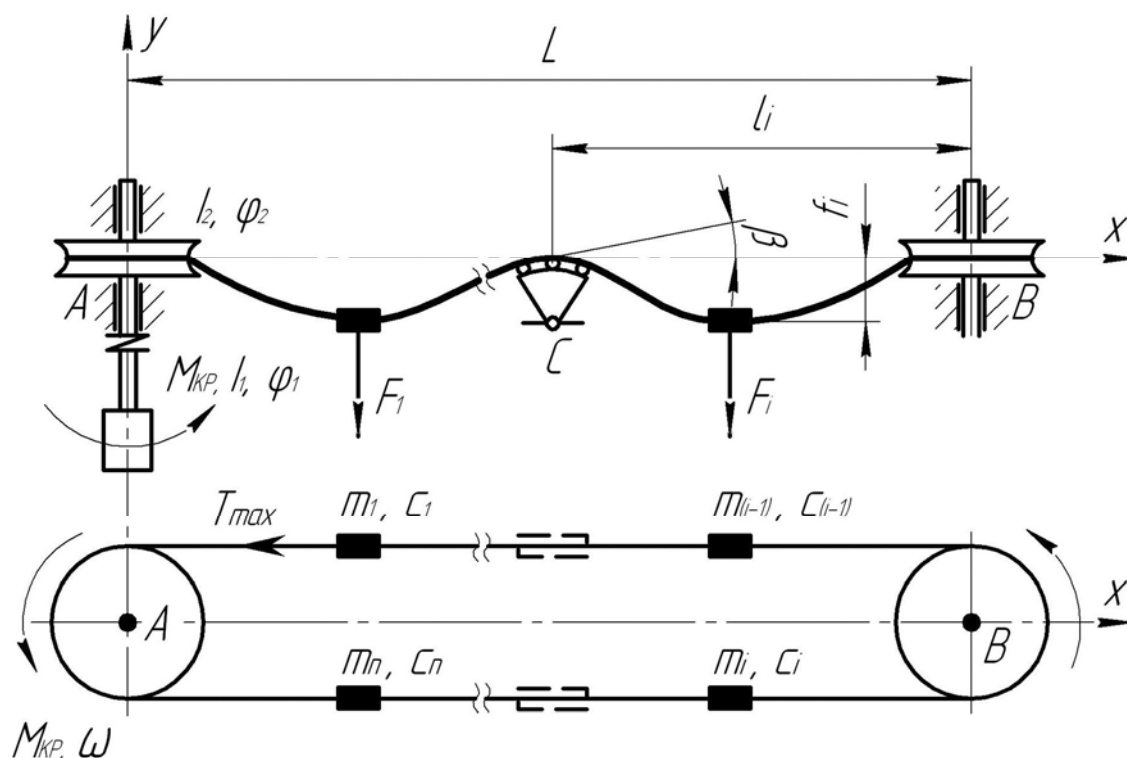


Рис. 1. Розрахункова схема приводного барабана канатної установки

Для визначення параметричних коефіцієнтів потрібно розглянути умову перетину ланцюгових ліній у точці дії зовнішніх навантажень. Використавши методику, наведену в роботі [3], встановлено зв'язок між параметричними коефіцієнтами у вигляді залежностей:

$$\left. \begin{aligned} C_{2i} &= \frac{1}{2} \left(x_{(k+1)} + x_k - 2C_{1i} \cdot \operatorname{arth} \frac{y_{(k+1)} - y_k}{l_i} \right) \\ C_{3i} &= C_{1i} \cdot \operatorname{ch} \left(\frac{0,5}{C_{1i}} \left(x_k - x_{(k+1)} + 2C_{1i} \operatorname{arth} \frac{y_k - y_{(k+1)}}{l_i} \right) \right) - y_A \end{aligned} \right\}. \quad (2)$$

Врахувавши дію зовнішнього навантаження та погонну вагу каната і розглянувши рівновагу сил, що діють в точці прикладання зовнішнього навантаження, отримано залежність для визначення натягу каната в такому вигляді:

$$\begin{aligned} -T_i \operatorname{sh} \left[\frac{(x_i - x_{(i+1)}) \cdot q}{2T_i} + \operatorname{arsh} \left(\frac{(y_i - y_{(i+1)}) \cdot q}{2T_i \cdot \operatorname{sh} \left(\frac{(x_i - x_{(i+1)}) \cdot q}{2T_i} \right)} \right) \right] = \\ = F_i - T_{(i+1)} \cdot \operatorname{sh} \left[\frac{(x_{(i+1)} - x_{(i+2)}) \cdot q}{2T_{(i+1)}} + \operatorname{arsh} \left(\frac{(y_{(i+1)} - y_{(i+2)}) \cdot q}{2T_{(i+1)} \cdot \operatorname{sh} \left(\frac{(x_i - x_{(i+1)}) \cdot q}{2T_{(i+1)}} \right)} \right) \right], \end{aligned} \quad (3)$$

де: T – натяг відповідної вітки каната; x, y – координати граничних точок; q – вага погонного метра каната; F_i – зовнішнє навантаження.

Рівняння (3) можна розв'язати за допомогою ЕОМ методом безпосередніх наближень, наприклад, за допомогою програми "Mathematica for Windows". Під час руху каната натяг робочої вітки установки збільшується і може бути визначеним із залежності [8]:

$$1,25 \frac{T_{\max}}{(T_i + W)} \leq e^{\mu\alpha}. \quad (4)$$

Тоді

$$T_{\max} = \frac{(T_i + W) \cdot e^{\mu\alpha}}{1,25}, \quad (5)$$

де: $T_{\max}$ – максимальний натяг робочої вітки тягово-несного каната; α – кут охоплення канатом канатоведучого шківа, рад; μ – коефіцієнт тертя на шківах; W – загальний опір рухові каната.

У загальному випадку можна представити такі види опорів, які повинні бути переборені тягово-несним канатом:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4. \quad (6)$$

Опір переміщенню вантажу на горизонтальній площині:

$$W_1 = f_0 \cdot \sum_{i=1}^n F_i, \quad (7)$$

де f_0 – коефіцієнт опору рухові вантажу по певній поверхні; на похилій площині:

а) вгору:
$$W_1 = \sum_{i=1}^n F_i \cdot (\sin \alpha + f_0 \cdot \cos \alpha); \quad (8)$$

б) вниз:
$$W_1 = \sum_{i=1}^n F_i \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (9)$$

У разі огинання канатом напрямних блоків:

$$W_2 = T_i \cdot k \cdot \mu_{БЛ}, \quad (10)$$

де: $\mu_{БЛ}$ – коефіцієнт опору в блоці, що залежить від жорсткості каната та тертя в опорах блоку, [8]; k – кількість направляючих блоків (для установок такого типу $k = 2$).

Опір під час переміщення каната по направляючій проміжної опори дорівнюватиме

$$W_3 = z \cdot (T_i \sin \beta + F_i) \cdot \mu_{ОП}, \quad (11)$$

де: $\mu_{ОП}$ – коефіцієнт опору рухові на опорі ($\mu_{ОП} = 0,1$); β – кут підходу вантажу до опори (може бути знайдено з рівняння (3), задавшись стрілкою провисання каната f_i). z – кількість проміжних опор.

Опір інерції, що виникає в момент рушення вантажу з місця, становить

$$W_4 = \frac{V}{g \cdot t} \left(\sum_{i=1}^n F_i + q \cdot \sum_{i=1}^n l_i \right), \quad (12)$$

де: V – швидкість руху вантажу; g – прискорення вільного падіння; t – час, за який канат розвиває кінцеву швидкість. При цьому:

$$V = V_{KIH} - V_{ПОЧ} \quad (13)$$

де V_{KIH} і $V_{ПОЧ}$ – відповідно кінцева та початкова швидкості руху каната;

Якщо $V_{ПОЧ} = 0$, тоді:

$$W_4 = \frac{V_{KIH}}{g \cdot t} \left(\sum_{i=1}^n F_i + q \cdot \sum_{i=1}^n l_i \right). \quad (14)$$

Якщо вантаж захоплюється під час руху каната зі швидкістю V , то час t , за який вантаж розвиває швидкість V_{KIH} , може бути дуже малим. У цьому випадку значення W_4 може досягати значної величини і визначається із залежності:

$$W_4 = \frac{1}{g \cdot t} \sum_{i=1}^n F_i \cdot V_{KIH}. \quad (15)$$

Для дослідження динамічних навантажень та коливань, що виникають в канаті, запишемо диференціальне рівняння осі каната в такому вигляді [9]:

$$E_K I_x \frac{d^4 y}{dx^4} = F_i + T_{\max} - \frac{F_i}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} \cdot V^2, \quad (16)$$

де: E_K – модуль пружності каната; I_x – момент інерції поперечного перерізу каната.

Якщо вибрати початок координат в точці А, розв'язок рівняння (16) можна записати у такому вигляді:

$$y = \frac{(T_{\max} + F_i) \cdot l^2}{4 E_K I_x \cdot U^2} \left\{ \frac{1}{2} (x^2 - l_x) + \frac{l^2}{U^2} \left[\frac{\cos \left(\frac{2x}{l} - 1 \right) U}{\cos U} - 1 \right] \right\}, \quad (17)$$

де

$$U = \frac{V \cdot l}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_i}{E_K I_x \cdot g}}. \quad (18)$$

Динамічні зусилля у вітках каната можна визначити, розглянувши їх поздовжні коливання. Рівняння руху віток можна записати в такому вигляді [9]:

$$\frac{V_i^2}{l_i^2} \cdot \frac{\partial^2 x_i}{\partial \xi^2} - \frac{\partial^2 x_i}{\partial t^2} = 0; \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (19)$$

де: V_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій $V_i = 8g \left(\frac{E_K}{\rho} \right)$; ρ – густина матеріалу каната; x_i – поступальне переміщення певного поперечного перерізу вітки каната; ξ_i – відносна поздовжня координата, $\xi_i = \frac{x_i}{l_i}$; t – час; n – кількість вантажів на вітці каната; l_i – відстань між вантажами.

Розв'язки рівнянь знаходимо у вигляді

$$U_i = U_i(\xi_i) \cdot \cos \omega t; \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (20)$$

де: $U_i(\xi_i)$ – амплітудна функція переміщень; ω – циклічна частота коливань.

Тоді поздовжню силу розтягу можна визначити із залежності:

$$N_i = E_K \cdot A_K \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_i}, \quad (21)$$

де A_K – площа поперечного перерізу каната;

Враховуючи тертя між канатом та проміжними опорами, а також втрати енергії під час набігання каната на направляючі блоки, вираз (21) можна записати в такому вигляді:

$$N_i = E_K \cdot A_K \cdot \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi_i}{\partial x_i} \right), \quad (22)$$

де $\partial \Phi_i$ – функція, яка враховує втрати в коливній системі.

$$\Phi_i = \frac{\nu_i \cdot V_i^2}{2 \cdot Q_i}, \quad (23)$$

де: ν_i – коефіцієнт лінійного опору окремого елемента; V_i – швидкість руху елемента; Q_i – вага окремого елемента.

Для розрахунку привода його можна розглянути як двомасову систему, диференціальне рівняння руху якої має такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \cdot \frac{\partial^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1 \\ I_2 \cdot \frac{\partial^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= (T_i + N_i) \cdot \frac{D}{2} \end{aligned} \right\}, \quad (24)$$

де: I_1 – момент інерції обертових мас двигуна; I_2 – зведений момент інерції елементів привода; φ_1, φ_2 – кути закручування відповідно першої та другої мас; M_1 – пусковий або гальмівний момент двигуна; D – діаметр направляючого шків.

Момент M_1 можна визначити за значеннями кінематичних характеристик механічної системи. У разі застосування асинхронного двигуна його момент можна визначити на основі розв'язання рівнянь електромагнітного стану, які можна подати в такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d_{iS}}{dt} &= A_S(U_S + \Omega_S \cdot \psi_S - R_S \cdot i_S) + B_R(\Omega_R \cdot \psi_R - R_R \cdot i_R) \\ \frac{d_{iR}}{dt} &= A_R(U_S + \Omega_R \cdot \psi_R - R_R \cdot i_R) + B_S(\Omega_S \cdot \psi_S - R_S \cdot i_S) \end{aligned} \right\}, \quad (25)$$

де: i_R, i_S, U_S – матриці-стовпці струмів і напруг; A_S, B_S, A_R, B_R – матриці зв'язку; Ω_R, Ω_S – матриці частот обертання; ψ_R, ψ_S – матриці-стовпці потокозчеплень.

Тоді момент M_1 можна визначити за формулою

$$M_1 = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{RS} \cdot i_{SY} - i_{RY} \cdot i_{SX}), \quad (26)$$

де p_0 – кількість пар магнітних полюсів;

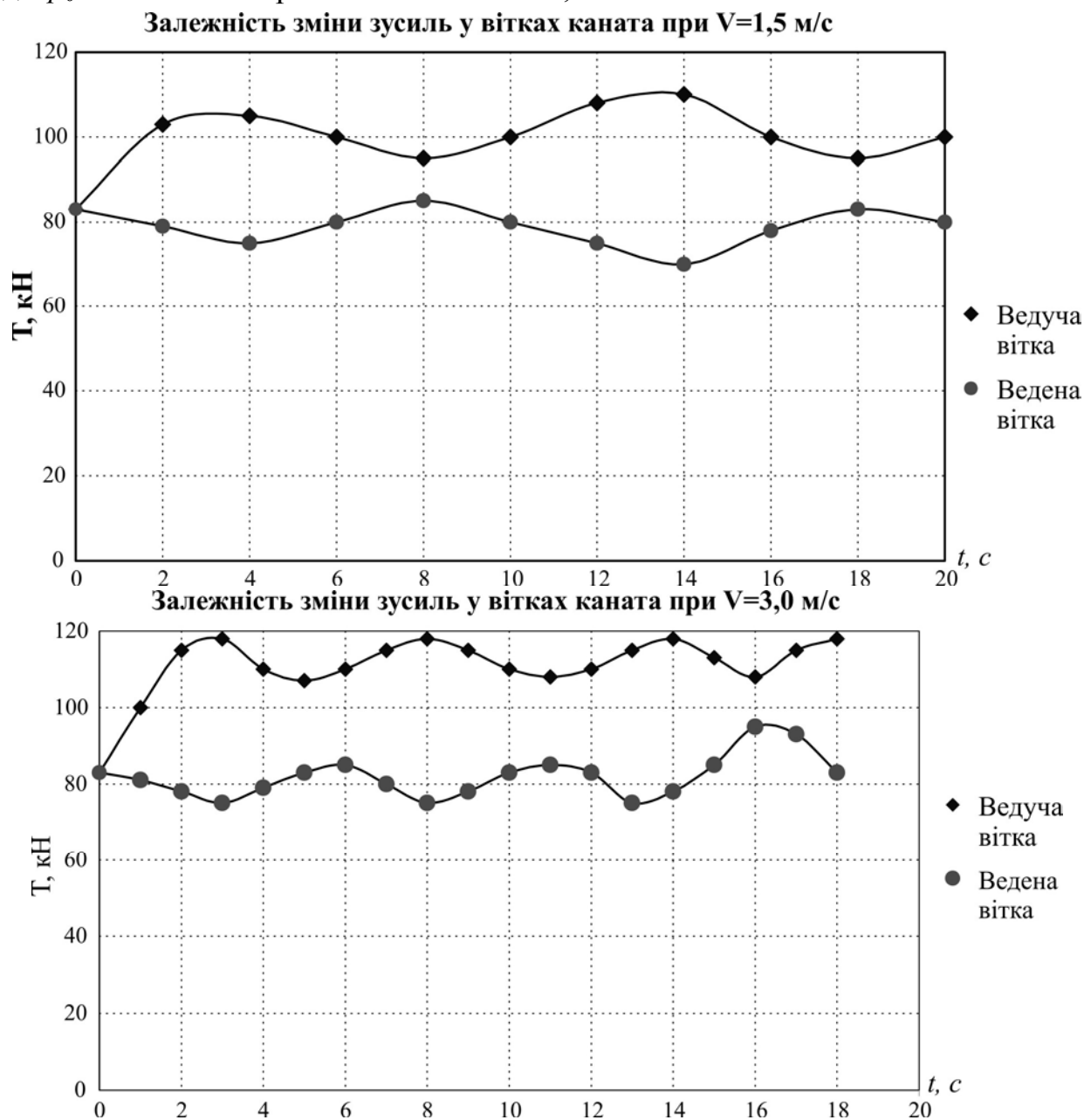


Рис. 2. Залежність зміни зусиль у вітках тягово-несного каната

Рівняння (23), (24), (25) утворюють замкнену систему рівнянь. Для зручності числового інтегрування рівнянь руху їх можна звести до нормального виду Коші. Залежно від завдання, яке ставиться під час проектування та експлуатації систем із замкненим канатом, можна скористатися наведеними аналітичними залежностями. Статичний натяг каната можна визначити з залежності (3). При цьому потрібно врахувати опір переміщенню, тобто скористатися формулою (5). Для детальнішого дослідження роботи установок такого типу, тобто визначення динамічних навантажень, що виникають внаслідок поперечних та поздовжніх коливань, можна скористатися рівняннями (16), (19), (22). Параметри привода можна обґрунтувати, скориставшись системою лінійних диференціальних рівнянь (24). За потреби дослідження окремих елементів привода, його потрібно розглянути як багатомасову систему із зв'язками відповідної жорсткості. Тоді кількість рівнянь у системі (24) буде відповідати кількості мас привода. Для прикладу покажемо характер зміни

зусиль у вітках каната. Графічний аналіз (рис. 2) виконано за таких даних: $L = z \cdot l_i = 4 \cdot 250 = 1000$ м; $m_i = 100$ кг; ($i = 8$); швидкість руху каната 1,5 м/с; 3 м/с; $f_{\max} = 10$ м; модуль пружності каната $E_K = 1,8 \cdot 10^5$ МПа; податливість направляючих блоків не враховано; $D_{БЛ} = 500$ мм; канат ГОСТ 2688; $d_K = 24,0$ мм; $c = 30$ кН/рад; $I_1 = 5$ кг·м²; $I_2 = 10$ кг·м². Інші дані для розрахунку прийнято згідно з рекомендаціями, наведеними в роботах [1=3, 8].

Із графіків видно, що зі збільшенням швидкості руху каната натяг і частота його зміни зростають до 30 %. Тобто вплив динамічних зусиль при розрахунку таких систем потрібно враховувати. У разі збільшення швидкості руху каната, що забезпечує підвищення продуктивності установки, приводи потрібно оснащувати спеціальними компенсаторами, які дадуть змогу гасити коливання і забезпечать стабілізацію натягу каната.

Запропонований метод дасть змогу, для заданої схеми установки, визначити натяг каната, вибрати канатне оснащення, опори, направляючі блоки та обґрунтувати основні параметри залежно від рельєфу місцевості, де працює установка, вимог, що ставляться до неї і режиму експлуатації.

Література

1. Беркман М.Б., Бовский Г.Н., Куйбида Г.Г., Леонтьев Ю.С. Подвесные канатные дороги. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1984. – 264 с.
2. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотransпортні системи. – К. : Вид-во ІЗМН, 1997. – 156 с.
3. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. – К. : Вид-во "Ясмина", 1996. – 175 с.
4. Скобей В.В. Статический расчёт канатов с большими провесами при одновременном воздействии распределённой и сосредоточенной нагрузок // Труды ЦНИИМЭ : Вопросы тросовой трелёвки леса. – Химки : Изд-во ЦНИИМЭ. – 1964. – Вып. 53. – С. 65-86.
5. Адамовский Н.Г., Мартынцив М.П., Барыляк В.В. Особенности работы стальных канатов при набегании их на барабаны лесных машин // Стальные канаты : сб. научн. трудов. – Одесса : Изд-во "Астропринт". – 2003. – Вып. 3. – С. 63-72.
6. Мартинців М.П., Бичинюк І.В., Сологуб Б.В. Аналіз особливостей роботи тягово-несних канатів підвісних установок в зоні проміжних опор. // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2007. – Вип. 17.6. – С. 87-92.
7. Бем Н.Д., Воробець М.О. Расчёт тягово-несущих канатов лесотранспортных установок и обоснование критериев их выбраковки // Стальные канаты. Расчёт, конструирование, технология. – К. : Вид-во "Либідь", 1991. – С. 103-108.
8. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. – К. : Изд-во "Вища шк.", 1988. – 424 с.
9. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1985. – 472 с.

УДК 674.815-41 Проф. В.В. Панов, канд. техн. наук; ст. викл. Р.Г. Салабай, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

ВИКОРИСТАННЯ ДЕРЕВИННИХ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ВАНТАЖНИХ ПІДДОНІВ

Проаналізовано конструкції та основні експлуатаційні показники вантажних піддонів. Запропоновано використання деревино-клейової та деревино-цементної композицій для виготовлення опорних брусків вантажних піддонів.

Ключові слова: вантажні піддони, опорні бруски, деревинна композиція.