

## ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРИВОДІВ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК ІЗ ВРАХУВАННЯМ БАГАТОШАРОВОГО НАМОТУВАННЯ КАНАТА

Гірські ліси є унікальною екологічною системою, яка забезпечує збереження та відновлення природного балансу не тільки в гірських, але й в прилеглих до них рівнинних регіонах. Багаторічні дослідження лісозаготівельників та лісоводів показали, що найбільш ефективним транспортним засобом для освоєння гірських лісів є канатні лісотransпортні установки [1,2].

Приводи є основними елементами, які визначають діапазон операцій канатних лісотransпортних установок. Довжина траси канатної установки досягає 1000...1200 м. Такі установки забезпечують підтрелювання колод до траси та їх транспортування по несучому канату на навантажувально-розвантажувальну площадку [1,2]. Для забезпечення подачі причіпного гака разом із вантажною кареткою до найвіддаленішої точки траси транспортування, підймання вантажу на задану висоту та виконання допоміжних технологічних операцій, передбачених умовами експлуатації, тяговий та зворотний приводні барабани повинні мати достатній запас каната. Тому в приводах канатних лісотransпортних установок, в основному, використовується багатошарове намотування канатів на барабани, внаслідок чого робота приводів характеризується рядом особливостей:

– зміною радіусів намотування та змотування каната на робочому та зворотному приводних барабанах;

– зміною маси намотаного каната і, як наслідок, моментів інерції робочого та зворотного приводних барабанів;

– зміною передавального відношення канатної передачі, до складу якої входять робочий і зворотний приводні барабани та канат;

В існуючих наукових дослідженнях наведені особливості роботи вивчені недостатньо. Тому на шляху дослідження динаміки приводів постає актуальна задача вивчення їх основних параметрів при багатошаровому намотуванні каната із врахуванням технологічних умов експлуатації лісотransпортних канатних установок.

Момент інерції маси приводного барабана в процесі намотування каната можна обчислити за формулою [3]:

$$I_B(t) = k_M \cdot [m_B + m_K(t)] \cdot r_H^2(t), \quad (1)$$

де  $k_M = 0,7$  – коефіцієнт розподілу маси в деталі [3];  $m_B$  – маса тягового приводного барабана без каната;  $m_K(t)$  – маса

намотаного на барабан каната;  $r_H(t)$  – радіус намотування тягового каната;  $t$  – час намотування.

Діаметр намотування каната на приводний барабан, вимірний по центру намотуваного каната, визначається із виразу [4]:

$$d_H = d_B + C_y d_K \cdot (2n - 1), \quad (2)$$

де  $d_H$  – діаметр намотування каната;  $d_B$  – діаметр приводного барабана із тяговим канатом;  $C_y = 0,85 \dots 1$  – коефіцієнт щільності укладання;  $n$  – кількість шарів намотаного каната;  $d_K$  – діаметр намотуваного каната.

Як видно із виразу (2), діаметр намотування залежить від кількості намотаних шарів каната. Кількість намотаних шарів каната можна визначити, якщо відома довжина намотаного на барабан каната на початку руху  $l_0$ .

Згідно досліджень [4], довжина запасного каната складає: 100..150 м – для навантажувальних та штабелювальних стаціонарних лебідок; 20..30 м – для мобільних; 30..50 м – для трелювальних. На рис.1 наведено принципову схему роботи двохбарабанного привода лісотранспортної канатної установки.

Сумарна довжина тягового, або тягово-вантажопідіймального каната дорівнює [4]:

$$l_{\Sigma}^{ТЯГ} = L + l_A, \quad (3)$$

де  $l_{\Sigma}^{ТЯГ}$  – сумарна довжина тягового, або тягово-вантажопідіймального каната;  $L$  – загальна довжина траси транспортування;  $l_A$  – довжина запасного каната.

Знаючи координату точки розташування вантажної каретки в початковий момент часу  $x(t_0)$  (див. рисунок 1), можна визначити довжину намотаного на приводний барабан тягового каната в цей момент часу:

$$l_0 = l_A + x(t_0), \quad (4)$$

де  $l_0$  – довжина намотаного на приводний барабан тягового каната в початковий момент часу;  $x(t_0)$  – координата точки розташування вантажної каретки на трасі транспортування в початковий момент часу.

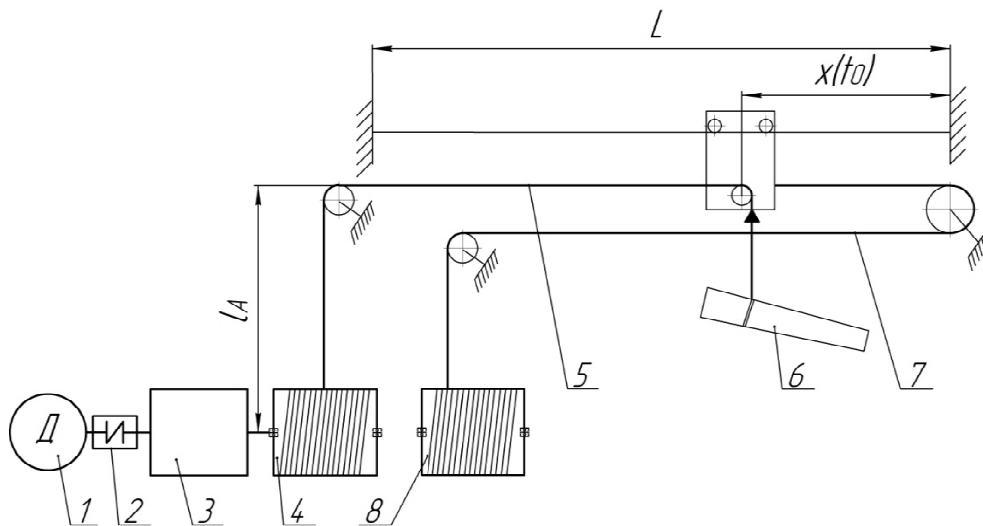


Рисунок 1 – Принципова схема роботи двохбарабанного привода лісотранспортної канатної установки: 1 – двигун; 2 – муфта; 3 – механічна передача; 4 – приводний барабан робочого ходу; 5 – тягово-вантажопідіймальний канат; 6 – вантаж; 7 – зворотний канат; 8 – приводний барабан зворотного ходу.

Згідно [5], довжину намотаного на барабан каната  $l_0$  можна визначити із виразу:

$$l_0 = \pi \cdot z_0 \left[ d_B + C_y \cdot d_K \cdot (2n_0 - 1) \right], \quad (5)$$

де  $n_0, z_0$  – відповідно кількість шарів та кількість витків намотаного каната в початковий момент часу;  $d_K$  – діаметр тягового каната.

Враховуючи конструктивні параметри приводного барабана та каната, можна виразити кількість намотаних шарів  $n_0$  через кількість витків каната  $z_0$ , Тоді вираз (5) прийме вигляд:

$$l_0 = \pi \cdot z_0 \cdot \left[ d_B + C_y \cdot d_K \cdot \left( \frac{2 \cdot z_0 \cdot d_K}{L_B} - 1 \right) \right], \quad (6)$$

де  $L_B$  – довжина робочої поверхні приводного барабана із тяговим канатом.

Спростивши вираз (6), отримаємо рівняння:

$$\frac{2 \cdot C_y \cdot d_K^2}{L_B} \cdot (z_0)^2 + (d_B - C_y \cdot d_K) \cdot z_0 - \frac{l_0}{\pi} = 0. \quad (7)$$

Додатній корінь цього рівняння визначає кількість витків намотаного на барабан каната в початковий момент часу:

$$z_0 = \frac{-(d_B - C_y \cdot d_K) + \sqrt{(d_B - C_y \cdot d_K)^2 - 8 \cdot \frac{C_y \cdot d_K^2}{L_B} \cdot \left(-\frac{l_0}{\pi}\right)}}{4 \cdot \frac{C_y \cdot d_K^2}{L_B}} \quad (8)$$

Тоді кількість шарів намотаного каната в початковий момент часу:

$$n_0 = \frac{z_0 \cdot d_K}{L_B} = \frac{-(d_B - C_y \cdot d_K) + \sqrt{(d_B - C_y \cdot d_K)^2 - 8 \cdot \frac{C_y \cdot d_K^2}{L_B} \cdot \left(-\frac{l_0}{\pi}\right)}}{4 \cdot C_y \cdot d_K} \quad (9)$$

Підставивши (9) в (2) отримаємо вираз для визначення початкового діаметра намотування із врахуванням наявного на барабані каната:

$$d_{H0} = d_B + d_K \cdot \left[ \frac{-(d_B - C_y \cdot d_K) + \sqrt{(d_B - C_y \cdot d_K)^2 - 8 \cdot \frac{C_y \cdot d_K^2}{L_B} \cdot \left(-\frac{l_0}{\pi}\right)}}{4 \cdot C_y \cdot d_K} - 1 \right] \quad (10)$$

де  $d_{H0}$  – діаметр намотування каната в початковий момент часу.

При відомій частоті обертання приводного барабана  $n_B(t)$  кількість шарів намотаного каната  $n$  за час  $t$  можна визначити із умови, що за один оберт барабана намотується один виток каната (тобто  $n_B(t) = z(t)$ ):

$$n(t) = \frac{z(t) \cdot d_K \cdot t}{L_B} = \frac{n_B(t) \cdot d_K \cdot t}{60L_B} \quad (11)$$

Довжину тягового каната  $l_{ТЯГ}(t)$  намотаного (розмотаного) за час  $t$  приводним барабаном можна визначити, підставивши (11) в (5) за умови, що на початку руху діаметр намотування дорівнює  $d_{H0}$ , а кількість шарів намотаного каната дорівнює  $n_0$ :

$$l_{ТЯГ}(t) = \frac{\pi \cdot n_B(t) \cdot t}{60} \cdot \left[ d_{H0} \pm d_K \cdot C_y \cdot (n_B(t) - 1) \right] \quad (12)$$

При відомій масі погонного метра намотуваного каната та з урахуванням (1 – 11) вираз для обчислення моменту інерції барабана із тяговим канатом прийме вигляд:

$$I_{\dot{Q}\dot{B}\dot{A}}(t) = k_M \cdot \left[ m_A + q_K \cdot \{l_A + l_{\dot{Q}\dot{B}\dot{A}}(t)\} \right] \cdot \left\{ r_A + d_K \cdot \left[ n_0 \pm \frac{n_A \cdot d_K \cdot t}{60L_A} - 0,5 \right] \right\}^2 \quad (13)$$

Для визначення моменту інерції приводного каната із зворотним канатом необхідно врахувати кінематичний зв'язок приводних барабанів із тяговим і зворотним канатом, які утворюють механічну передачу, де в якості гнучкого зв'язку виступають рухомі тяговий та зворотний канати. Сумарну довжину зворотного каната можна обчислити за формулою [4]:

$$l_{\Sigma}^{ТЯГ} = 2L + l_B, \quad (14)$$

де  $l_B$  – довжина запасного зворотного каната.

Упускаючи нескладні арифметичні перетворення, аналогічні до тих, що наведені для тягового каната, отримаємо вираз для обчислення моменту інерції барабана із зворотним канатом:

$$I_{3B}(t) = k_M \cdot [m_{БЗВ} + q_{K2} \cdot l_{3B}(t)] \cdot [r_{БЗВ} + d_K \cdot (n_{3B}(t) - l)]^2, \quad (15)$$

де  $I_{3B}(t)$  – момент інерції приводного барабана із намотаним зворотним канатом;  $q_{K2}$  – погонна маса 1 м зворотного каната;  $m_{БЗВ}$  – маса приводного зворотного барабана без каната;  $m_{K3B}(t)$  – маса намотаного на барабан зворотного каната;  $r_{H3B}(t)$  – радіус навивання зворотного каната.

На рисунку 2 наведено приклад часових залежностей моментів інерції приводних барабанів, побудованих при постійній частоті обертання вала двигуна із врахуванням багат шарового намотування канатів на основі виразів (1 – 15). Наведені графіки мають ступінчастий характер, що пояснюється переходом каната на наступний виток. Вхідні дані, за якими проводились обчислення і побудовано графіки, наведені в таблиці 1.

Утворена за допомогою приводних барабанів та тягового каната механічна передача має змінне передавальне відношення, оскільки змінними є радіуси намотування та змотування каната. Передавальне відношення канатної передачі можна визначити із виразу:

$$U(t) = \frac{r_{H3B}(t)}{r_H(t)}. \quad (16)$$

На рисунку 3 наведено приклад графіка зміни передавального відношення канатної передачі, обчисленого за формулою (16) для вхідних даних, наведених в таблиці 1.

Таблиця 1 – Вхідні дані для розрахунку параметрів привода із врахуванням багатошарового намотування канатів

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Частота обертання вала двигуна	$n_1$	$\frac{об}{хв}$	975
Загальне передавальне відношення передач привода	$u_{ПР}$	-	20
Діаметр барабана із тяговим канатом	$d_B$	$м$	0,3
Діаметр барабана із зворотним канатом	$d_{БЗВ}$	$м$	0,25
Маса барабана тягового каната	$m_B$	$кг$	30
Маса барабана зворотного каната	$m_{БЗВ}$	$кг$	35
Довжина робочої частини барабана із тяговим канатом	$L_B$	$м$	0,6
Довжина робочої частини барабана із зворотним канатом	$L_{БЗВ}$	$м$	1
Діаметр тягового каната	$d_K$	$м$	0,0097
Діаметр зворотного каната	$d_{K2}$	$м$	0,0081
Погонна маса 1 м тягового каната	$q_K$	$\frac{кг}{м}$	0,3835
Погонна маса 1 м зворотного каната	$q_{K2}$	$\frac{кг}{м}$	0,2535
Довжина траси транспортування	$L$	$м$	400
Координата точки розташування вантажної каретки в початковий момент	$x(t_0)$	$м$	80
Довжина запасного тягового каната	$l_A$	$м$	20
Довжина запасного зворотного каната	$l_B$	$м$	35
Коефіцієнт щільності укладання канатів на приводні барабани	$C_y$	-	0,95
Висота підймання вантажу	$H$	$м$	3,5
Вага вантажу	$Q$	$кН$	16

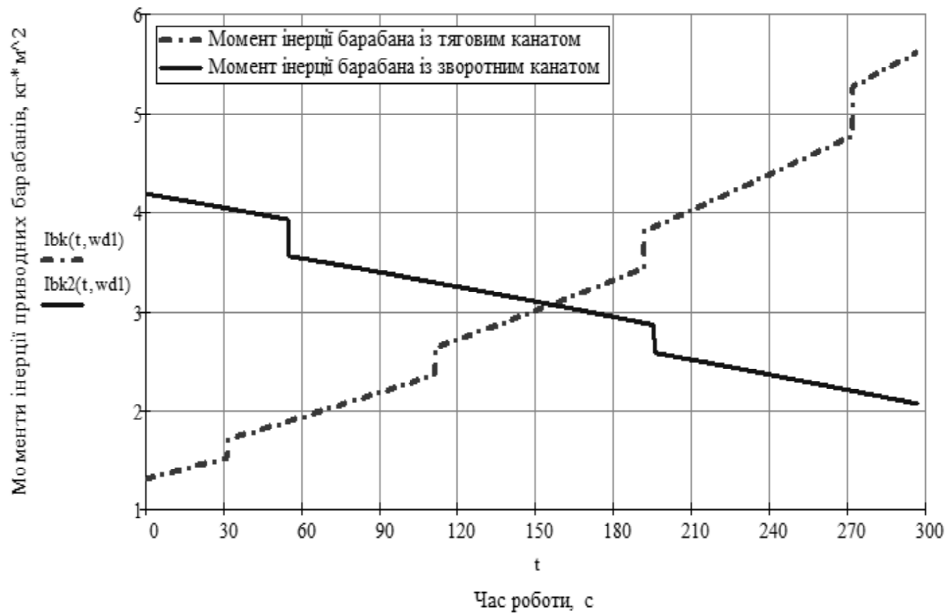


Рисунок 2 – Графіки зміни моментів інерції приводних барабанів із тяговим та зворотним канатами.

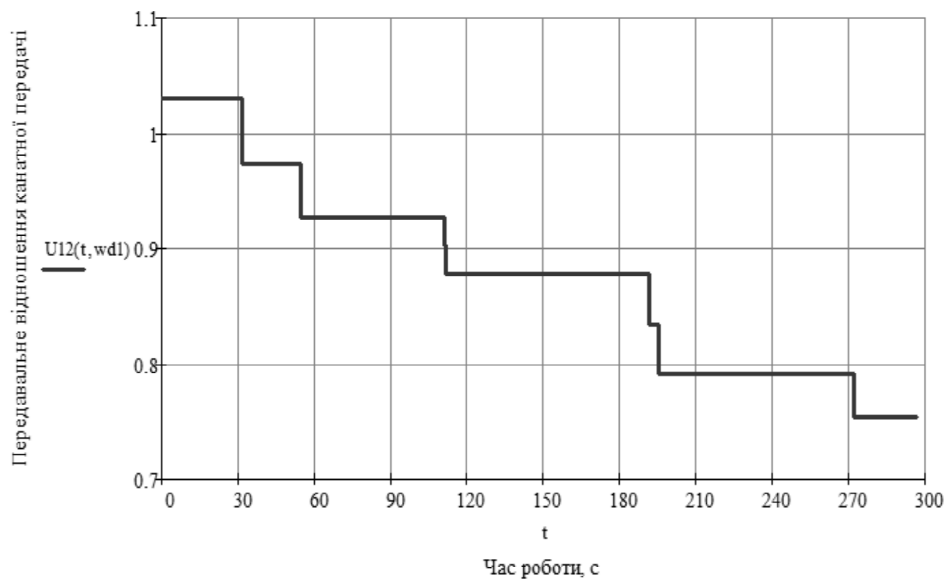


Рисунок 3 – Графік зміни передавального відношення канатної передачі.

Важливим етапом дослідження є визначення величини і характеру зміни зовнішніх зусиль, які діють на привод. В реальних умовах включення в роботу привода відбувається при послабленому канаті, коли вантаж знаходиться на землі. Розрахункові залежності для визначення сили натягу в тягово-вантажопідіймальному канаті [1,6] із

врахуванням тривалості етапів роботи привода запишемо у наступному вигляді:

$$S(t, \omega_1) = \begin{cases} \frac{S_{\text{ПД}}(t)}{t_1(\omega_1)} \cdot t, \text{ коли} & V(t, \omega_1) \cdot t \leq N_{\text{ЗВ}}; \\ S_{\text{ПД}}(t), \text{ коли} & N_{\text{ЗВ}} < V(t, \omega_1) \cdot t \leq (\Delta L_{\text{ЗВ}} + H_{\text{ПД}}); \\ S_{\text{СТ}}(t), \text{ коли} & (\Delta L_{\text{ЗВ}} + H_{\text{ПД}}) < V(t, \omega_1) \cdot t \leq (\Delta L_{\text{ЗВ}} + H_{\text{ПД}}) + V(t, \omega_1) \cdot t_c; \\ S_{\text{ТР}}(t), \text{ коли} & (\Delta L_{\text{ЗВ}} + H_{\text{ПД}}) + V(t, \omega_1) \cdot t_c < V(t, \omega_1) \cdot t \leq (\Delta L_{\text{ЗВ}} + H_{\text{ПД}}) + [L - x_{i0}], \end{cases} \quad (17)$$

де  $H_{\text{ПД}}$  – висота підймання вантажу;  $V(t, \omega_1)$  – швидкість руху вантажу;  $\Delta L_{\text{ЗВ}}$  – зведена деформація канатної системи;  $t_1(\omega_1)$  – період, протягом якого відбувається умовна поздовжня зведена деформація канатної системи;  $S(t, \omega_1)$ ,  $S_{\text{ПД}}(t)$ ,  $S_{\text{СТ}}(t)$ ,  $S_{\text{ТР}}(t)$  – загальна сила натягу каната та її складові на відповідних етапах підймання вантажу, стопоріння вантажу і каретки та переміщення каретки по несучому канаті.

На рис.4 наведено приклад графіка зміни сили натягу тягово-вантажопідйимального каната при сталій кутовій швидкості обертання вала двигуна на протязі всього технологічного циклу роботи: підйманні вантажу, стопорінні вантажу із вантажною кареткою та переміщення вантажної каретки вздовж несучого каната, а на рис.5 графіки зміни крутного моменту сил опору. Момент сил опору  $M_{\text{CO}}(t, \omega_1)$ , який діє на приводний барабан, можна визначити за формулою:

$$M_{\text{CO}}(t, \omega_1) = S(t, \omega_1) \cdot r_H(t) \quad (18)$$

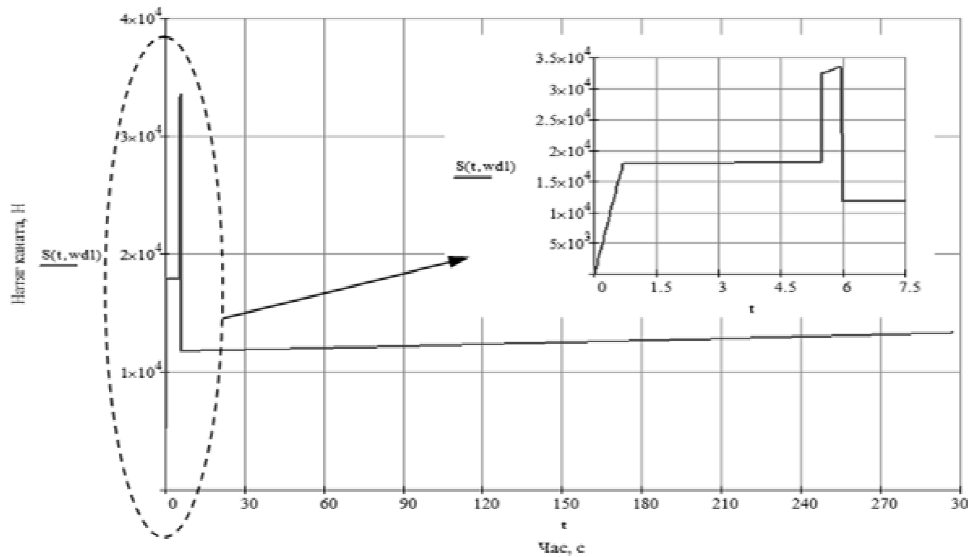


Рисунок 4 – Графік зміни сили натягу в тягово-вантажопідйимальному канаті.



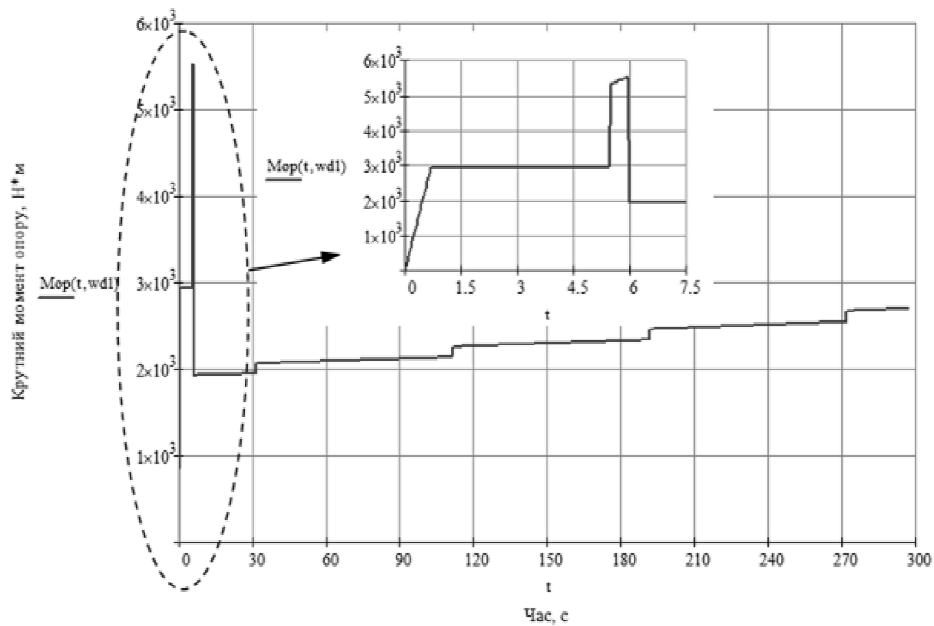


Рисунок 5 – Графік зміни крутного моменту сил опору, який діє на приводний барабан із тягово-вантажопідіймальним канатом.

Для проведення обчислень та побудови наведених на рисунках 2–5 графіків було розроблено прикладну програму в системі MathCAD 15.0. Використання отриманих залежностей, разом із відповідним програмним забезпеченням, на етапі проектування є необхідною умовою для проведення розрахунків належної точності, а також обґрунтування вибору конструктивних параметрів та режимів експлуатації привода.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Адамовський М. Г., Мартинців М. П., Бадера Й. С. Підвісні канатні лісотранспортні системи. – Київ: ІЗМН, 1997. – 156 с.
2. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – Київ: Ясмина, 1996. – 175 с.
3. Иванченко Ф. К. и др. Расчёты грузопольёмных и транспортирующих машин. – Киев: Вища школа, 1975. – 518 с.
4. Гороховский К.Ф., Лившиц Н.В. Машины и оборудование лесосечных и лесоскладских работ: М.: "Экология", 1991. – 528 с.
5. Тисовський Л.О., Баріляк В.В. Оцінка напружено-деформованого стану приводних валів лісотранспортних канатних установок//Наук. вісник УкрДЛТУ: зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 2005, вип. 15.1– с.121-126.
6. Малащенко В.О., Мартинців, Баріляк В.В. Дослідження роботи приводів вантажопідіймальних і транспортуючих машин з канатною тягою//Підйомно-транспортна техніка: науково-технічний та виробничий журнал. – 2004, Дніпропетровськ – 2004, №2 – с. 16-25.