

РОЗРОБКА СХЕМИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КАНАТНИХ УСТАНОВОК З РУХОМИМ ТЯГОВО-НЕСІВНИМ КАНАТОМ

© Сологуб Б.В., Іщук В.В., Данило Я.Я., 2013

Розроблено схему універсального буксувального пристрою і запропоновано динамічну модель для розрахунку основних параметрів установки. Запропоновано рівняння руху тягово-несівного каната і механізму буксування з врахуванням зусиль опору рухові та жорсткості окремих елементів канатної установки. Отримані залежності для визначення монтажного і максимально допустимого натягу канату. Розроблено практичні рекомендації щодо вибору основних параметрів буксувального пристрою.

The scheme of a universal towing device is developed and the dynamic model for the calculation of the main parameters of the device is suggested. An equation of motion of a pulling-carrying rope and a towing mechanism is suggested taking into account the efforts of the resistance movement and stiffness of the individual elements of the cable installation. The dependancies for the determination of installing and maximally permissible tension of a rope are obtained. Practical recommendations for the selection of key parameters of a towing device are worked out.

Постановка проблеми. Недоліком існуючих пристроїв є те, що вони розроблені для транспортування лижників і не пристосовані для транспортування вантажів, що унеможливує використання таких установок для виконання лісогосподарських робіт у літній період.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Підвісні канатні системи широко використовуються як транспортні засоби в регіонах зі складним рельєфом (значні ухили трас, місцевість пересічена водними потоками, балками тощо) [1, 2]. Залежно від призначення та умов експлуатації використовуються різні типи установок. В Європі щорічно розробляється та впроваджується у різних галузях господарства понад 200 типів нових канатних систем [3]. Значне місце відводиться при цьому канатним установкам із замкненим рухомим тягово-несівним канатом [1,4]. Такі установки використовуються як підйомники на лижних трасах, а також для транспортування деревини та інших вантажів під час освоєння гірських лісів [1, 5, 6].

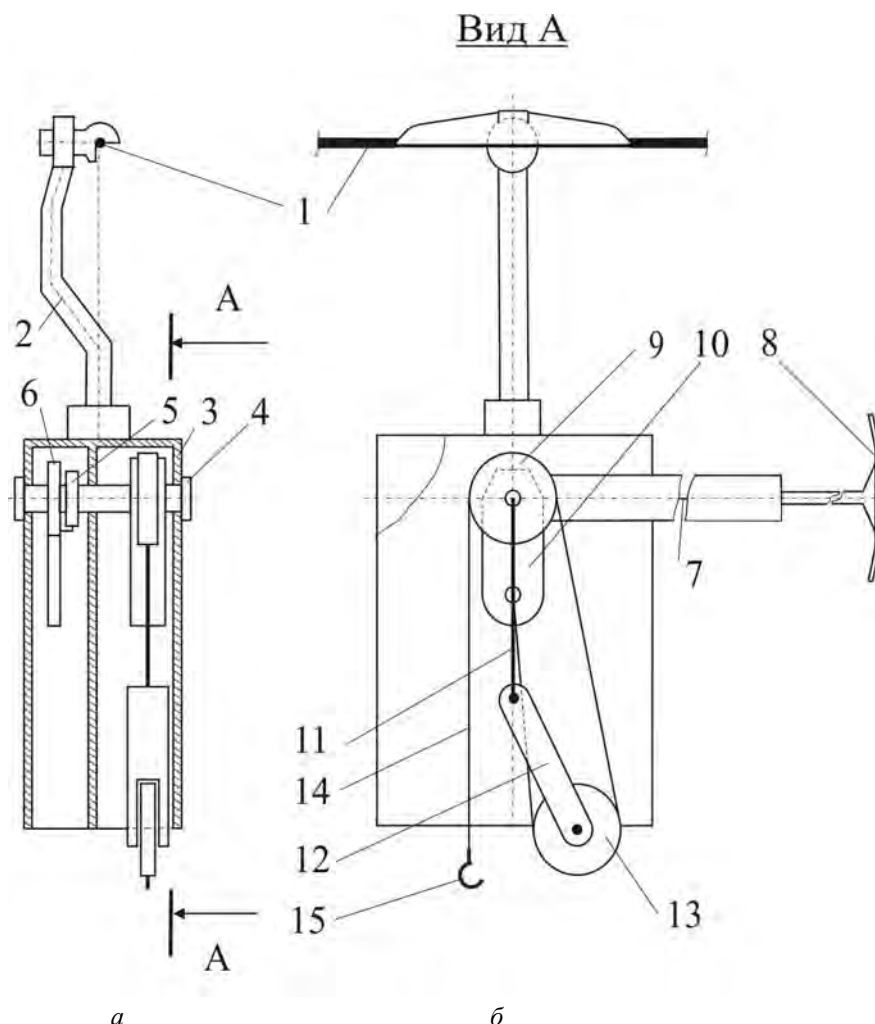
Важливим елементом канатної установки, що визначає діапазон операцій, які вона може виконувати, є вантажопідіймальний пристрій для кріплення вантажів. Відомі пристрої переважно призначені для переміщення лижників вгору по трасі установки [7, 8]. Відомі буксувальні пристрої містять підвіску, закріплену на тягово-несівному канаті, буксувальний канат з захоплювачем та пристосування для підтягування захоплювача.

Постановка завдання. Запропонований пристрій може бути використаний як для транспортування лижників, так і вантажів, дає можливість проходити проміжні опори і раціонально використовувати багатопрогонові установки з тягово-несівним канатом як в зимовий, так і в літній періоди та значно підвищувати ефективність їхньої роботи.

Основний матеріал. Схему такого пристрою показано на рис. 1 [9]. Наявність у пристрої захоплювача 9 та корпуса підвіски для вантажу 10 з буксирним канатом 11 і гаком 12 дає можливість транспортувати лижників або вантажі залежно від завдання, яке повинна виконувати установка. Нерухомий елемент 5 та спіральна пружина 6 жорстко з'єднані між собою і насаджені на вісь 4. Це дає можливість, за відсутності навантаження, піднімати буксирний пристрій, переводячи

його в неробоче положення. На осі 4 також насаджено корпус підвіски для вантажу 10, який має буксирний канат 11 з гаком 12, пропущений через направляючий блок 13, та блок протитяги 14 кріпиться іншим кінцем до корпусу. Блок протитяги 14 через штангу 15 з'єднаний з корпусом 10 додатковим канатом 16. Для можливості переведення буксирного каната 11 з неробочого в робоче положення він разом з блоками 13, 14 та штангою 15 утворює поліспасть.

У початковому положенні захоплювач 9 із спіральною пружиною 7 та підвіскою для вантажу 10 за допомогою протитяги 14 утримуються у вихідному положенні, як показано на рис. 1, а.



*Рис. 1. Схема універсального буксувального пристрою:
а – профільний вид пристрою; б – фронтальний вигляд пристрою;*

*1 – тягово-несівний канат; 2 – буксувальна підвіска; 3 – корпус; 4 – направляюча вісь;
5, 6 – відповідно нерухомий та рухомий несучі елементи пристрою; 7 – спіральна пружина;
8 – гвинтова пружина; 9 – захоплювач; 10 – корпус підвіски для вантажу; 11 – буксувальний канат;
12 – гак; 13 – направляючий блок; 14 – протитяга; 15 – з'єднувальна штанга; 16 – допоміжний канат*

За необхідності переміщення лижника до захоплювача 9 прикладається відповідне зусилля (тобто лижник чіпляється за нього). Долаючи опір пружин 7 і 8, захоплювач здійснює складний рух, обертаючись навколо осі 4 та витягуючи елемент 6, приймає потрібне положення залежно від рельєфу місцевості та росту лижника. Здійснивши переміщення до заданого місця, лижник звільняється від захоплювача, тобто знімає з нього навантаження, а останній зусиллями пружин 7 та 8 повертається у початкове положення. Для транспортування вантажу включається в роботу підвіска 10. Вантаж кріпиться канатом 11 та гаковою підвіскою 12. Після цього починає рухатися тягово-несівний канат 1 з закріпленою на ньому підвіскою 2. За рахунок натягування каната 11 блок

противаги 14 зі штангою 15 піднімається і може впертися в корпус 10. Тоді натяг в канаті 11 зрівнюється з вагою вантажу або силою опору його переміщення і починається рух вантажу. Під час зупинки тягово-несівного каната 1 вантаж відчіпляється, знімаючи зусилля натягу з каната 11. Останній за рахунок ваги блока 14 та штанги 15 повертається у початкове положення, даючи можливість працювати установці у неробочому режимі.

Під час роботи буксирного пристрою виникають змінні навантаження, які передаються на тягово-несівний канат. Характер зміни навантаження має випадковий характер і залежить від ваги вантажу та рельєфу траси, якою він переміщається. Відповідно буде змінюватися натяг тягово-несівного каната і навантаження в інших елементах установки. Особливістю такої установки є те, що характер руху тягово-несівного каната і буксирного пристрою різні. Це може привести до значного підвищення динамічних навантажень, а в деяких випадках і до виникнення резонансу.

Для аналізу динамічних характеристик та вибору основних параметрів такої канатної установки необхідно побудувати її динамічну модель [10, 11]. Розробити динамічну модель канатної системи можна, взявши за основу відомі загальні теорії систем, теорії моделювання, автоматизованого проектування і конструювання машин та технічних комплексів [12,13].

Для розробки математичної моделі канатну установку покажемо у вигляді розрахункової схеми (рис. 2). Для роботи установки канат 4 повинен бути попередньо натягненим, забезпечивши зчеплення з блоками 1 та 2. У процесі роботи на тягово-несівний канат діє зусилля від буксирного пристрою, прикладене у точці С. Після натягування каната натяжною станцією 3 він фіксується і працює, як канат з жорстко закріпленими кінцями.

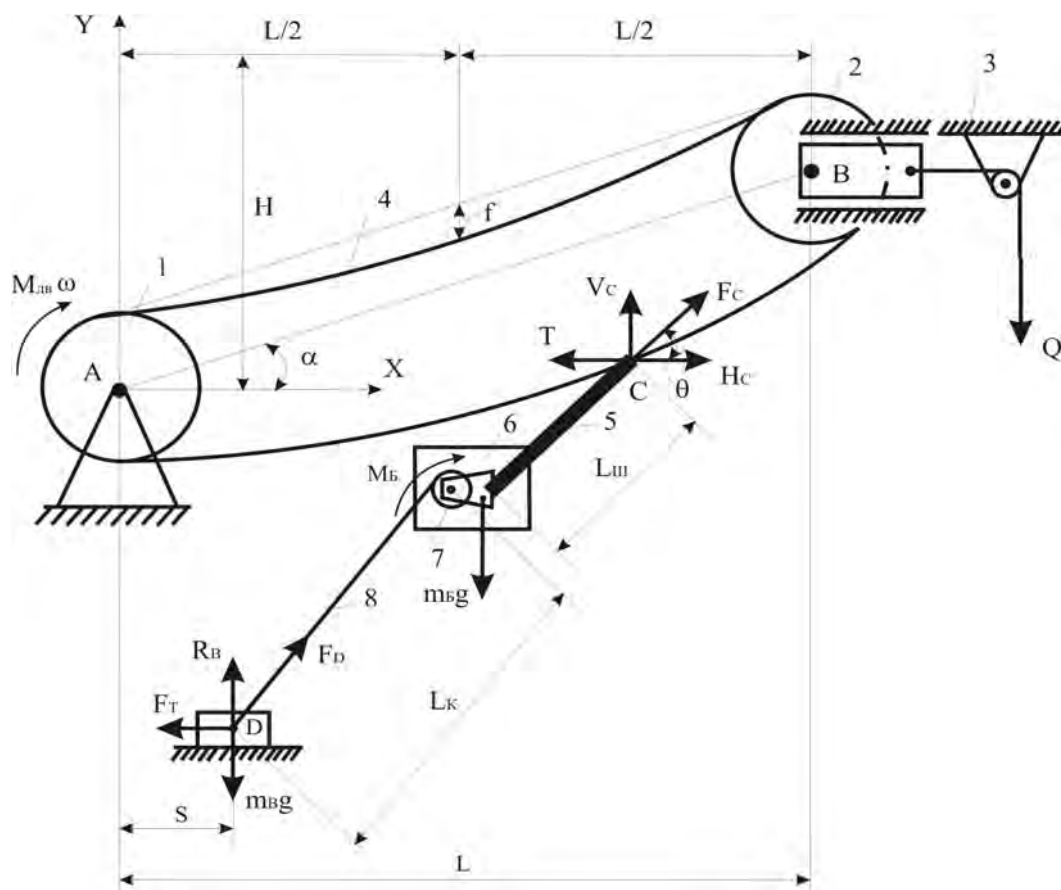


Рис. 2. Розрахункова схема канатної установки з рухомих тягово-несівним канатом і бугельним навантажувальним пристроєм: 1 – ведучий шків; 2 – направляючий шків; 3 – натяжна станція; 4 – тягово-несівний канат; 5 – штанга буксирної підвіски; 6 – корпус бугеля; 7 – направляючий блок; 8 – буксирний канат

Монтажний натяг замкненого рухомого тягово-несівного каната визначається з умови (1):

$$f = \frac{q \cdot l_i^2}{8 \cdot T_0} \leq (0,008 \dots 0,01) l_i, \quad (1)$$

де f – допустима стріла провисання каната; l_i – відстань між опорами; q – вага погонного метра каната; T_0 – монтажний натяг.

Із залежності (1) можна записати:

$$T_0 = 12,5 q \cdot l_i. \quad (2)$$

Для надійного зчеплення каната з канатоведучим шківом повинна забезпечуватися умова [14]:

$$\frac{T_{\max}}{T_0} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (3)$$

де T_{\max} – максимальний натяг робочої вітки каната; T_0 – натяг неробочої вітки каната (приймається таким, що дорівнює монтажному); e – основа натурального логарифму ($\text{const}: e = 2,71828$); μ – коефіцієнт тертя каната шківом: $\mu = 0,1$ – у нефутерованих канавках; $\mu = 0,16$ – у пластиковій футеровці; $\mu = 0,3$ – у спеціальній футеровці [15]. α – кут охоплення канатом канатоведучого шківа (рад); для такого типу установок приймають $\alpha = \pi$ [1].

Для зазначених умов максимальний натяг каната не повинен перевищувати певної заданої величини, що дасть змогу забезпечити необхідне зчеплення каната з ведучим шківом та надійність роботи установки загалом і задовольняти умову:

$$T_{\max} \leq 12,5 q \cdot l_i \cdot e^{\mu\alpha}. \quad (4)$$

Поздовжню розтягуючу силу T_i у довільному поперечному перерізі можна визначити із такої залежності:

$$T_i = E_k \cdot A_k \cdot \frac{\partial U_i}{\partial X_i}, \quad (5)$$

де E_k – модуль пружності каната; A_k – площа металевого перерізу каната; U_i – функція відносних поздовжніх переміщень каната.

За рівномірного руху відрізок рухомого каната під дією зовнішніх сил повинен перебувати у рівновазі (рис. 2). Проектуючи діючі сили на осі координат, отримаємо

$$\left. \begin{aligned} -T_i \cdot \cos \alpha + dT_i \cdot \cos \alpha + F_c \cdot \cos \theta - (T_i - \gamma \cdot V^2) \cdot \sin \theta \cdot d\theta &= 0; \\ -T_i \cdot \sin \alpha + dT_i \cdot \sin \alpha + F_c \cdot \sin \theta + (T_i - \gamma \cdot V^2) \cdot \cos \theta \cdot d\theta &= \gamma \cdot g \cdot \frac{V}{dt} \cdot d\theta, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де T_i – натяг каната у заданому перерізі; γ – питома маса каната; θ – кут нахилу штанги буксувальної підвіски; α – кут нахилу хорди прогону установки до горизонту; g – пришвидшення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); F_c – зусилля, що створюється штангою підвіски; V – лінійна швидкість руху каната.

Для визначення похідної функції переміщення у рівнянні (5) необхідно прийняти граничні умови, а саме:

$$\left. \begin{aligned} U_1(0) = U_2(l_2); U_1(l_1) = U_2(0); \\ E_k \cdot A_k = \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0}; \frac{-F_c \cdot \sin \theta}{g} = \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} \Big|_{x_1=0}; E_k \cdot A_k = \frac{\partial U_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де $l_1; l_2$ – відповідно довжина робочої і неробочої віток каната. Тоді функції переміщень набудуть такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} U_1(x_1, t) &= U_1(x_1) \cdot e^{\mu \cdot \alpha \cdot t}; \\ U_2(x_2, t) &= U_2(x_2) \cdot e^{\mu \cdot \alpha \cdot t}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Для визначення зусилля F_c розглянемо роботу бугельного пристрою. Зусилля F_c повинно подолати опір рухові вантажу, що переміщається по поверхні землі, вагу самого бугеля та сил інерції, що виникають під час намотування та змотування буксувального каната.

Рівняння руху механізму буксування можна записати так:

$$m \cdot \ddot{x} = F - W, \quad (9)$$

де m – приведена до поступального руху маса системи; F – привідне зусилля; F – сила опору рухові системи.

Для нашого випадку:

$$m = (m_b + m_p), \quad (10)$$

де m_b – маса вантажу, що транспортується; m_p – маса буксувального пристрою;

$$F = F_c; \quad (11)$$

$$W = m_b \cdot g \cdot f_{on} + c_1 \cdot l_{uu} + c_2 (l_{k_1} - l_{k_2}) - \frac{2}{D} (I_1 \cdot \omega_1 + \nu \cdot (\dot{\omega}_1 - \omega_2)) \quad (12)$$

де f_{on} – коефіцієнт опору рухові вантажу по ґрунту; l_{uu} – довжина штанги буксувальної підвіски; $l_{k_1}; l_{k_2}$ – довжина буксувального каната, відповідно до змотування і після змотування; D – діаметр направляючого блока буксувального пристрою; I_1 – момент інерції блока; $\omega_1; \omega_2$ – початкова та кінцева швидкості руху блока; $c_1; c_2$ – жорсткості штанги і каната; ν – крутильна жорсткість направляючого блока.

Для вибору параметрів буксувального пристрою рівняння (9), увівши позначення $x = x_1$;

$\frac{F - W}{m} = U$, можна подати у вигляді системи двох рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= u \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Тоді рух динамічної системи можна знайти на траєкторіях, які задовольняють крайові умови:

$$\left. \begin{aligned} x_1(0) &= S_0; x_2(0) = V_0; U(0) = U_0; \\ x_1(F_c) &= x_2(F_c) = U(F_c) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де $S_0; V_0$ – відповідно нульові значення положення вантажу і швидкості його руху.

Для описання перехідних процесів динамічної системи необхідно зробити заміну змінних.

За

$$\left. \begin{aligned} x_1 - S_0 &= x_1^I \\ x_2 - V_0 &= x_2^I \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

нові змінні x_1^I і x_2^I описують розгін динамічної системи, а величини S_0 і V_0 – відповідно переміщення і швидкості у кінці розгону.

Якщо

$$\left. \begin{aligned} x_1 - S_0 &= x_1^{II}; \\ x_2 &= x_2^{II} \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

тоді змінні x_1^{II} і x_2^{II} описують загальмовану систему, а S_0 – визначає переміщення системи у кінці гальмування.

Спільний розв'язок рівнянь (5), (6), (9) з врахуванням граничних умов (7), (14), (15), (16) з врахуванням обмеження (4) дасть змогу визначити натяг тягово-несівного каната і основні параметри буксувального пристрою.

Задачу можна реалізувати за допомогою прикладної програми "Mathematica for Windows".

Розв'язок системи знаходимо числовим методом Рунге-Кутта за формулами Дормана і Принса з автоматичним керуванням довжинного кроку інтегрування.

Для прикладу наведемо графіки зміни кутової швидкості буксувального каната і зусилля буксування (рис. 3). Із графіків бачимо характер зміни кутової швидкості і зусилля у процесі розгону установки. Графіки побудовано для випадку: $m_e = 100$ кг; $m_o = 20$ кг; $f_{on} = 0,15$; $l_i = 200$ м; $V_K = 30 \text{ м/с}$ – лінійна швидкість руху каната; інші характеристики буксувального пристрою прийняті згідно з рекомендаціями, наведеними у [1].

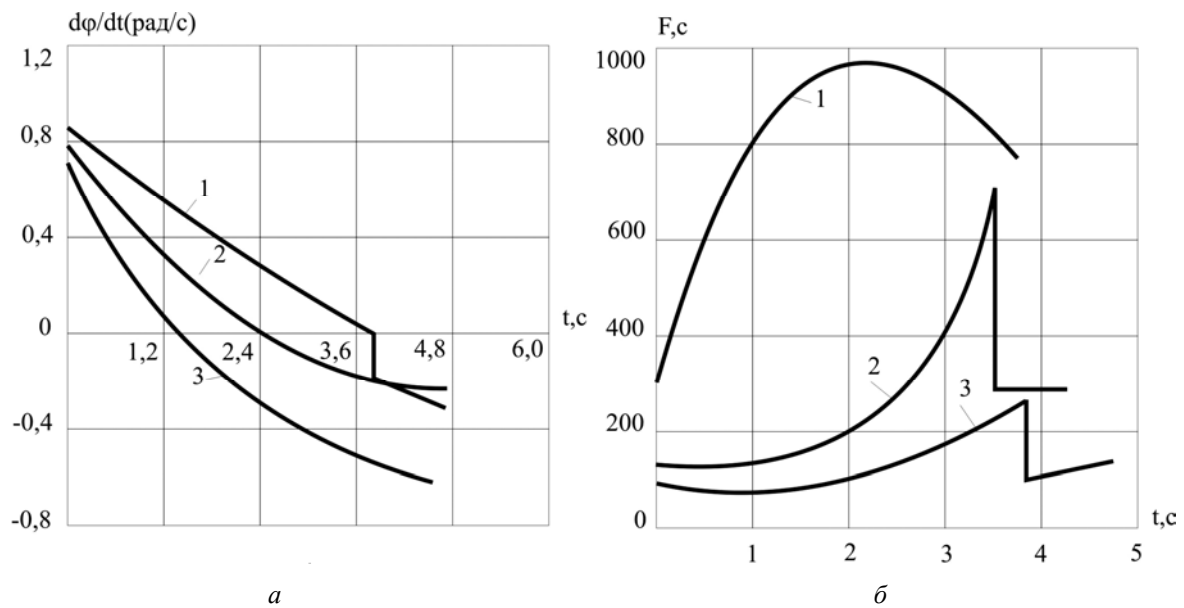


Рис. 3. Графіки зміни параметрів буксувального пристрою: (1- $v=0,01$ нм/рад; 2- $v=0,1$ нм/рад 3- $v=2$ нм/рад); а – кутова швидкість буксувального каната; б – зусилля буксування.

На графіках (рис. 3) бачимо три характерні точки переламу функцій: точка початку намотування буксувального каната, точка початку руху вантажу і точка закінчення розмотування каната. За малого значення жорсткості $v=0,01$ нм/рад швидкість об'єкта не досягає необхідної величини до кінця розмотування і в точці 3 об'єкт отримує велике миттєве прискорення. Занадто великої жорсткості $v=2$ нм/рад у системі виникають значні динамічні навантаження.

На основі аналізу результатів досліджень встановлено, що за маси вантажу $m_e = 100$ кг жорсткість пружини намотувального пристрою повинна становити $v=0,087 \div 0,088$ нм/рад. За вантажопідймальності – 200 кг – $v=0,185 \div 0,186$ нм/рад. Максимальне зусилля буксування за маси 200 кг становить 246 Н, а максимальний момент сил інерції обертових частин буксувального пристрою дорівнює 0,34 нм.

Висновки. Отримані результати можуть бути використані під час проектування та експлуатації установок з рухомим тягово-несівним канатом.

1. Беркман М.Б. и др. Подвесные канатные дороги. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
2. Адамівський М. Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотранспортні системи. – К.: ІЗМН, 1997. – 156 с.
3. Funklaufwagen TST.<http://www.tst-seilkran.at/25001.htm>. – 22.09.2009.

3 Muhxel K. *Landwirtschaftliche Transports und Fordertechnik*. – Berlin: VEB Verlag Technik. – 1974. – 327 s. 4. Heinemann H.R. *Seilkrantechnik. Grundzüge; Unterlagen zur Vorklesung*. – Zürich; Eidgenös. 5. Занегин Л.И., Шаболін А.Н., Мацкевич К.Н. *Мобильные короткодистанционные канатные установки. Экспресс информация*. – М.: ВНИПИЭИ леспрм. 1984. – 25 с. 6. Буксировочное устройство для лыжников на канатных дорогах // Авторское свидетельство СССР, №= 567628;, Б.Л. Виленский, Н.М. Насыров. Заявка № = 235974/05.08.77. Бюллетень №=29. 7. Буксировочное Устройство канатной дороги: Авторское свидетельство СССР, № = 1220985;/ В. С. Павлов. Заявка №=4283994/ 27. 11. Оpubл.15.07.89. Бюллетень № =26. 8. Пат.№31986 Україна. Буксировальний пристрій канатної дороги Б.В. Сологуб. Оpubл.2008 р. Бюл. № 8. 9. Лавицький А.С., Іщук В.В. Математична модель системи “канат-буксувальний пристрій-буксувальний вантаж // Матер. Міжнар. конф. “Лісотехнічна освіта і наука на рубежі ХХІ століття: сучасний стан, проблеми і перспективи розвитку”. – Львів: Укр ДЛТУ. – 1995. – С. 58–59. 10. Мартинців М.П., Сологуб Б.В., Матійшин М.В. Динаміка та надійність підвісних канатних систем. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011. – 188 с. 11. Месарович М., Такахага Я. *Общая теория систем. Математические основы*. – М.: Мир, 1978. – 311 с. 12. Кузьмин Н.В. *Основы моделирования сложных систем*. – К.: Вища шк., 1981. – 359 с. 13. Энтин Г.Я. *Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы // Функциональный привод гибкого тягового органа*. – М.: Машигиз, 1963. – 86 с. 14. Иванченко Ф.К. *Расчёты грузоподъёмных и транспортных машин*. – К.: Вища шк. – 1975. – 574 с.