applied sciences: Wissenchaftliche Zeitschrift. ORT Publishing. Stuttgart, Germany. № 3 – 2, – 2013. Section 1. – P. 34–38. 3. Патент на корисну модель № 73750 (Україна) / Спосіб ремонту ділянок трубопроводів, розташованих на опорах балкових переходів. МПК F16L 55/18 / Є. В. Харченко, Ю. Я. Новіцький. Заявлено 02.03.2012 р. Опубл. 10.10.2012, бюл. №19, 2012. – 4 с. 4. Строительные нормы и правила. Магистральные трубопроводы. СНиП 2.05.06-85. Государственный комитет СССР по делам строительства. – Москва, 1985.

УДК 621.086.065

Б.В. Сологуб, Я.Я. Данило
Національний університет "Львівська політехніка"
кафедра деталей машин

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ СПАРЕНОЇ КРІСЕЛЬНОЇ ДОРОГИ З ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ

© Сологуб Б.В., Данило Я.Я., 2014

Розроблено схему спареної крісельної канатної дороги з перевантажувальним механізмом і різними швидкостями руху крісельної підвіски під час посадки пасажирів і на основній трасі. Отримано залежності для визначення натягу тягово-несного каната, потужності приводу та жорсткості зворотно-витяжного механізму перевантажувального пристрою спареної канатної дороги. Наведено висновки, які можна використати у проектуванні таких доріг і які підвищать їх надійність та комфортабельність під час експлуатації.

There has been developed a scheme of paired lift with transshipment mechanism and different speeds of motion lift suspension during the landing of passengers and on the main track. The dependences for determination of tension/pull-rope, power drive and the rigidity of the back-exhaust hood mechanism handling device of the paired lift have been obtained. The findings that can be used in the design of such roads and will improve their reliability and comfort in operation have been presented.

Постановка проблеми. Недоліком канатних доріг, що забезпечують плавну зміну швидкості руху, є використання дорогого електронного обладнання, однак такий механізм дає можливість змінювати швидкість руху в порівняно невеликих межах.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Серед відомих транспортних засобів значне місце відводиться підвісним канатним системам, особливо в регіонах зі складними рельєфними умовами [1–3]. Канатні системи використовуються для транспортування людей (крісельні дороги, канатні витяги, гондольні дороги) та вантажів (лісотранспортні установки, кабельні крани, вантажні дороги тощо). Для переміщення вантажів або людей на значні віддалі використовують спарені канатні системи з перевантаженням транспортувальних засобів з однієї установки на іншу [4].

Для установки безперервної дії із замкнутим тягово-несним канатом, прикладом яких є крісельні канатні дороги, актуальним є забезпечення змінної швидкості руху транспортного засобу на основній трасі та під час посадки і висадки пасажирів. На посадці й висадці

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

пасажирів для безпеки руху необхідна мінімальна швидкість руху крісел (0,5–1,0 м/с). А з метою забезпечення максимальної пропускної здатності дороги на основній трасі швидкість треба збільшувати до 5 м/с. Для крісельних канатних доріг реалізація такого процесу забезпечується використанням рухомих доріжок-транспортерів, які збігаються з віссю рухомого каната [1], а в сучасних дорогах системою спеціальних клинопасових передач з різними швидкостями руху.

Постановка задачі. Змінну швидкість руху пасажирів можна забезпечити, використавши спарену канатну систему з різними швидкостями руху канатів. До неї входить допоміжний канат, траверсна колія, допоміжна каретка, затискачі для кріплення на канатах, важіль для блокування і розблокування затискачів на канатах, зворотно-витяжний механізм для плавного регулювання швидкості руху.

Основний матеріал. Схема такої установки показана на рис. 1. Однак під час перевантаження транспортного засобу з однієї установки на іншу виникають значні динамічні навантаження. Для аналізу динамічних характеристик та вибору основних параметрів такої системи необхідно розробити її динамічну модель. При цьому за основу приймемо загальні теорії систем, теорії моделювання, автоматизованого проектування і конструювання машин та механічних комплексів [5–7].

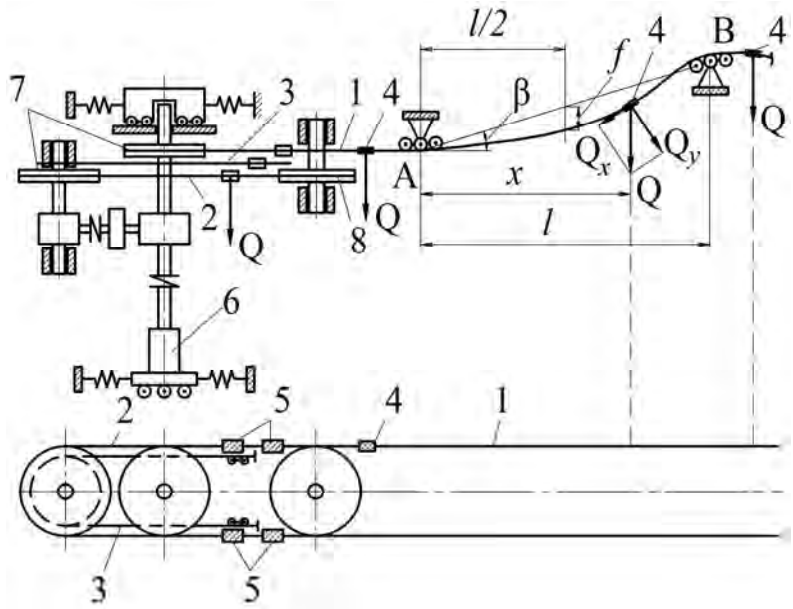

Рис. 1. Схема установки

Попередній натяг тягово-несного каната повинен забезпечувати надійне зчеплення його з канатоведучим шківом і може бути визначений із залежності [8];

$$\frac{T_p}{T_x} \le e^{ma}, \tag{1}$$

де T_p – натяг робочої вітки каната; T_x – натяг холостої вітки каната.

Монтажний натяг каната визначається з умови забезпечення максимально допустимої стрілки провисання, яка для канатних доріг становить: $f = (0,008 \div 0,01) \cdot \mathbf{l}_i$ (f – стрілка провисання, l_i – величина прогину канатної дороги) [1]. Тоді монтажний натяг можна визначити із залежності, [2];

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

$$T_0 = \frac{q \cdot l_i^2}{8 \cdot f} = \frac{q \cdot l_i^2}{8 \cdot 0.001 \cdot l_i} = 12{,}5 \cdot q \cdot l_i, \tag{2}$$

де T_0 – монтажний натяг тягово-несного каната; l_i – довжина максимального прогону установки; q – вага погонного метра каната.

В процесі роботи установки навантажується як робоча, так і холоста вітки каната і при цьому важливо забезпечити співвідношення між натягами, що визначається залежністю (1).

Для визначення натягу тягово-несних канатів спареної установки розглянемо окрему вітку каната в процесі роботи (рис. 1).

У статичному положенні вітки тягово-несного каната між опорами набирають форми ланцюгових ліній, що перетинаються в точках прикладання вантажів [4]. Рівняння ланцюгової лінії набуде такого вигляду:

$$y_к = C_{1i} \cdot ch \frac{x_к - C_{2i}}{C_{1i}} - C_{3i}, \tag{3}$$

де $x_к, y_к$ – координати граничних точок (к = А, В, ІІ); i – номери віток каната; C_{1i}, C_{2i}, C_{3i} – параметричні коефіцієнти ланцюгових ліній;

Зв'язок між параметричними коефіцієнтами можна виразити такими залежностями [4]:

$$\left.\begin{aligned} C_1 \cdot q &= T_0 \cdot \cos a; \\ x_c &= C_2; \\ y_c &= C_3, \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

де q – вага поточного метра каната; x_c, y_c – умовні координати вершини ланцюгової лінії.

Використовуючи взаємозв'язок між параметричними коефіцієнтами ланцюгової лінії (4), із рівняння (3) отримаємо:

$$C_{11} \cdot q \cdot sh\left(\frac{x_D - x_A}{2 \cdot C_{11}} + arsh\frac{y_D - y_A}{2 \cdot C_{11} \cdot sh\dfrac{x_D - x_A}{2 \cdot C_{11}}}\right) + (\pm Q_X + C_{11} \cdot q) \cdot$$

$$\cdot sh\left[\frac{(x_D - x_B)}{2 \cdot (\pm\dfrac{Q_X}{q} + C_{11})} + arsh\frac{(y_B - y_D)}{2(\pm\dfrac{Q_X}{q} + C_{11}) \cdot sh\dfrac{(x_B - x_D)}{2(\pm\dfrac{Q_X}{q} + C_{11})}}\right] = Q_y \tag{5}$$

де *Qx, Qy* – відповідно горизонтальна і вертикальна складові зовнішнього навантаження *Q*.

Коефіцієнт C_{12} можна визначити із залежностей:

$$\left.\begin{aligned} C_{12} \cdot q &= \pm Q_x + C_{11} \cdot q_i; \\ C_{11} \cdot q &= T_B \cdot \cos a \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Виконавши відповідні перетворення, на основі рівнянь (5), (6) натяг каната в точці В можна визначити за формулою:

$$T_B = C_{12} \cdot q \cdot ch\left[\frac{(x_B - x_D)}{2 \cdot C_{12}} + ar\cos\frac{(y_B - y_D)}{2 \cdot C_{12} \cdot ch\dfrac{(x_B - x_D)}{2 \cdot C_{12}}}\right]. \tag{7}$$

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

На крісельних канатних дорогах крісло жорстко кріпиться до каната, тому горизонтальні складові від вантажу Q_x сприймаються канатом і безпосередньо впливають на його натяг. Тому статичні натяги вітки, що набігає та що збігає, відповідно, становитимуть

$$\left.\begin{aligned} T_p &= T_н = T_в = \sum_{i=1}^{n} Q_{xi}; \\ T_x &= T_{зб} = T_в - \sum_{j=1}^{h} Q_{xi}, \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

де $n, h -$ відповідно кількість вантажів, розміщених на вітках каната, що набігають та що збігають.

В процесі роботи установки динамічну складову натягу каната можна визначити із залежності:

$$T_i = E_k \cdot A_k \cdot \frac{\partial U_i}{\partial X_i}, \tag{9}$$

де A_k, E_k – відповідно площа металевого перерізу і модуль пружності каната; U_i – функція переміщень X_i. Враховуючи тертя між канатом та проміжними опорами, а також між приводним і направляючим блоками, залежність (9) можна представити в такому вигляді:

$$T_i = E_A \cdot A_k \cdot (\frac{\partial U_i}{\partial X_i} + \frac{\partial \Phi_i}{\partial X_i}), \tag{10}$$

де Φ_i – функція, що враховує втрати в коливній системі.

Функцію Φ_i – можна визначити із залежності:

$$\Phi_i = \frac{n_i \cdot u_i^2}{2 \cdot Q_i}, \tag{11}$$

де $n_i -$ коефіцієнт лінійного опору окремого елемента; u_i – швидкість поширення пружних деформацій; Q_i – вага окремого елемента.

Швидкість $u_i -$ можна визначити за формулою,

$$u_i = sgxt(\frac{E_k}{r}), \tag{12}$$

де r – середня густина матеріалу каната.

Для визначення функції переміщень U_i розглянемо рівняння руху канатної установки, які можна подати у вигляді [7]:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\frac{\partial W}{\partial \dot{j}}) - \frac{\partial W}{\partial j} &= Q_1; \\ \frac{d}{dt}(\frac{\partial W}{\partial \dot{u}}) - \frac{\partial W}{\partial u} &= Q_2, \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

де W – кінетична енергія системи; Q_1 і $Q_2 -$ узагальнені сили; $j; u -$ узагальнені координати.

Узагальнені сили можна визначити із залежностей:

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= M_{об} - M \cdot g \cdot U; \\ Q_2 &= M \cdot g - C_к \cdot U, \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

де $M_{об} -$ обертовий момент на валу двигуна; $M -$ маса рухомого каната та вантажів ($M = \sum_{i=1}^{n} m_i + m_к \cdot U$); $m_i -$ маси вантажів; $n -$ кількість вантажів; $m_к -$ маса погонного метра каната; $U -$ довжина каната.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Кінетичну енергію системи можна визначити з рівності [7]:

$$W = \frac{1}{2} m_1 \cdot r^2 \cdot \dot{j}^2 + \frac{1}{2} M \cdot (\dot{U} - r \cdot \dot{j})^2, \tag{15}$$

де m_1 – маса приводного шківа; r – радіус шківа.

Тоді:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial W}{\partial \dot{j}} = m_1 \cdot r^2 \cdot \dot{j} - M \cdot r \cdot (\dot{U} - r \cdot \dot{j}); \\ &\frac{\partial W}{\partial \dot{U}} = M \cdot (\dot{U} - r \cdot \dot{j}); \\ &\frac{\partial W}{\partial j} = \frac{\partial W}{\partial U} = 0 \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

Підставивши величини похідних енергій та узагальнюючих сил з рівнянь (14), (15) в рівняння (13), отримаємо:

$$\left.\begin{aligned} &(m_1 + M) \cdot r \cdot \ddot{j} - M \cdot \ddot{U} = \frac{M_{об}}{r} - M \cdot g; \\ &-M \cdot r \cdot \ddot{j} + M \cdot \ddot{U} = M \cdot g - C_к \cdot u \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

Рух каната і обертання шківа супроводжується частотою коливання К:

$$K = \sqrt{C_к \cdot \frac{m_1 + M}{m_1 \cdot M}} \tag{18}$$

Підставивши значення К в систему (17), після нескладних перетворень отримаємо диференціальне рівняння відносних коливань систем у вигляді:

$$\ddot{U} + K^2 \cdot U = \frac{M_{об}}{m_1 \cdot M} + g \tag{19}$$

Загальний розв'язок такого рівняння можна записати так:

$$U = U_1 + U_2 \tag{20}$$

де U_1 – загальний розв'язок однорідного рівняння; U_2 – частинний розв'язок неоднорідного рівняння.

Однорідне рівняння можна записати так:

$$\ddot{U}_1 + k^2 \cdot U_1 = 0; \tag{21}$$

Тоді $U_1 = A \cdot \sin(kt + a);$

де A – амплітуда коливань; t – координати часу; a – початкова фаза; k – частота вимушених коливань.

Якщо частинний розв'язок прийняти $y_2 = B,$ тоді

$$M_{об} = const, B = \frac{M_{об}}{k^2 \cdot m_1 \cdot r} + \frac{g}{k^2}$$

Загальний розв'язок набуває вигляду:

$$U = A \cdot \sin(kt + a) + \frac{M_{об}}{k^2 \cdot m_1 \cdot r} + \frac{g}{k^2} \tag{22}$$

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Маючи значення U, із залежності (9) можна визначити динамічну складову натягу каната в довільній точці.

Максимальний натяг каната дорівнюватиме:

$$T_{\max} = T_н + T_i \tag{23}$$

Знайшовши натяг тягово-несного каната, можна визначити потужність приводу канатної дороги:

$$N = \frac{T_{\max} \cdot D}{2 \cdot h_1 \cdot h_2} \cdot w \tag{24}$$

де D – діаметр ведучого шківа; w – кутова швидкість руху шківа; $h_1; h_2$ – відповідно коефіцієнти корисної дії приводу і системи канат-опори.

Для забезпечення зміни швидкості руху крісла на канатній дорозі (рис. 1) за допомогою перевантажувального пристрою підвіска "передається'' з одного каната на інший [9]. Важливо правильно вибрати жорсткість пружного елемента, що приймає крісельну підвіску, з метою уникнення ударів та динамічних перевантажень.

У момент контакту з перевантажувальним пристроєм крісельна підвіска відчіпляється від основного каната, за допомогою спеціального затискача закріплюється на допоміжному канаті і починає рухатися на траверсі-3 (рис. 1) з швидкістю руху основного канату. Однак швидкість з допоміжного канату до 1 м/с, допустима для посадки пасажирів. Плавність зменшення швидкості і досягнення нею величини 1 м/с забезпечується спеціальним пружним елементом. Це може бути зворотно-витяжний механізм або пружина [1, 10].

Розглянемо розрахункову схему перевантажувального пристрою (рис. 2).

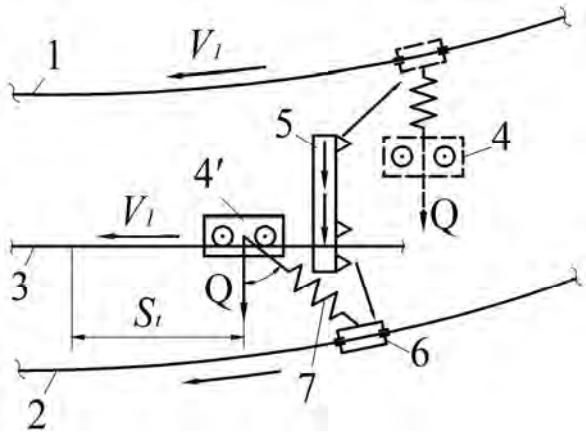

Рис. 2. Розрахункова схема перевантажувального пристрою:
1 – канат основної дороги; 2 – допоміжний канат; 3 – траверсна рейка;
4 – положення вантажу відповідно початкове
та після перечеплення; 5 – перевантажувальний механізм;
6 – упор на допоміжному канаті;
7 – пружний елемент перевантажувального пристрою

Під час проектування перевантажувального механізму важливо встановити залежність між вагою вантажу Q, жорсткістю зворотно-витяжного механізму С та шляхом гальмування, який забезпечує перехід крісельної підвіски від швидкості u_1 до u_2.

Рівняння енергетичного балансу для розрахункової схеми рис. 2 можна подати у вигляді:

$$\frac{Q \cdot (u_1 - u_2)^2}{2 \cdot g} - Q \cdot m_t \cdot S_t - C \cdot \frac{S_t^2}{\cos^2 j} = 0, \tag{25}$$

де Q – вага вантажу (крісельна підвіска з лижником); g – прискорення вільного падіння ($g = 9{,}81 м/с^2$); m_t – коефіцієнт опору рухової підвіски по траверсі; S_t – шлях гальмування

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

(переходу вантажу від швидкості u_1 до u_2); $u_1;u_2$ – відповідно початкова і кінцева швидкості руху вантажу; C – поздовжня жорсткість зворотно-витяжного механізму перевантажувального пристрою; j – кут нахилу штанги зворотно-витяжного механізму.

Для визначення поздовжньої жорсткості зворотно-витяжного механізму рівняння (25) можна записати у вигляді:

$$C = Q\left[\frac{(u_1 - u_2)^2 \cdot \cos^2 j}{2 \cdot g \cdot S_t^2} - \frac{m_t \cdot \cos^2 j}{S_t}\right]. \tag{26}$$

Розв'язавши рівняння (25) відносно гальмівного шляху, отримаємо:

$$S_t^2 + \frac{Q \cdot m_t \cdot \cos^2 j}{C} \cdot S_t - \frac{Q \cdot (u_1 - u_2)^2 \cdot \cos^2 j}{2 \cdot g \cdot C} = 0 \tag{27}$$

Рівняння (27) має один розв'язок, який задовольняє умову задачі (другий розв'язок від'ємний), а саме:

$$S_t = -\frac{Q \cdot m_t \cdot \cos^2 j}{2 \cdot C} + \sqrt{\frac{Q^2 \cdot m_t^2 \cdot \cos^4 j}{4 \cdot C^2} + \frac{Q(u_1 - u_2)^2 \cdot \cos^2 j}{2 \cdot g \cdot C}}, \tag{28}$$

Використовуючи вирази (2; 7; 8; 9; 14; 22; 23; 24; 28), можна визначити основні параметри канатної дороги. Розрахунки виконано з використанням прикладних програм Matchad proffessional та Mathematica for Windows.

Для прикладу покажемо графічні залежності величини гальмівного шляху від жорсткості С для різних значень Q (рис. 3).

Графіки побудовано для випадку: $m_t = 0{,}1; j = 10^o; u_1 = 5\ м/с; u_2 = 1\ м/с$

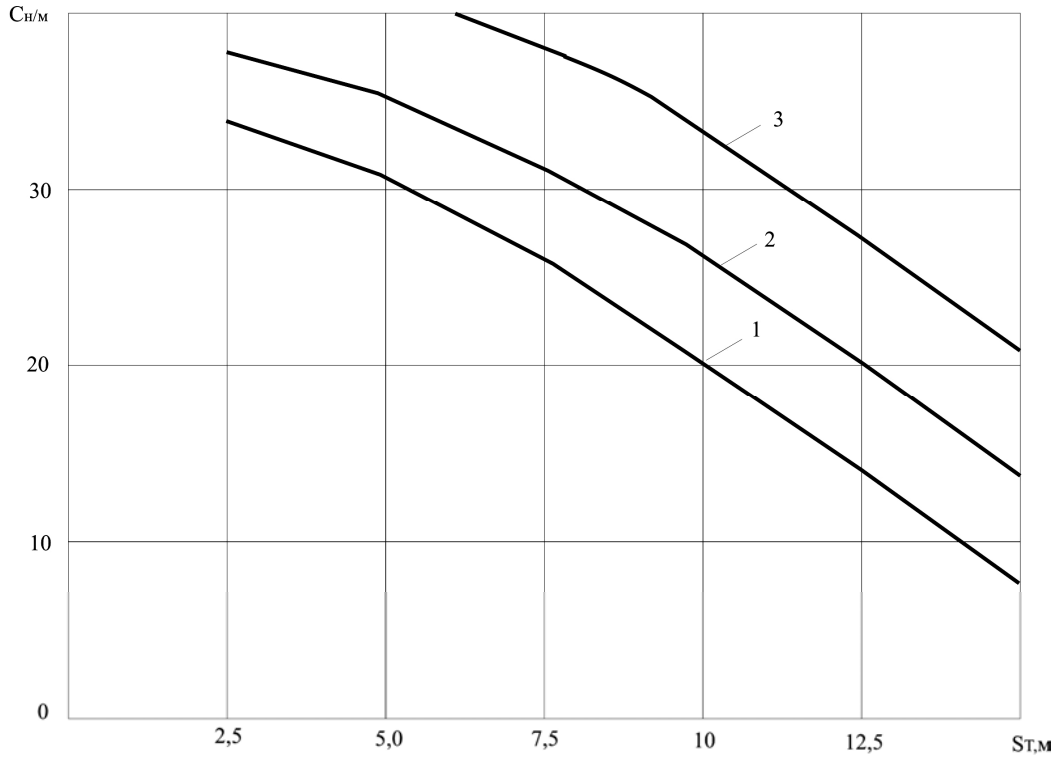

Рис. 3. Графіки для вибору жорсткості зворотно-витяжного механізму:
1 – при Q = 1000Н; 2 – при Q= 2000Н; 3 – при Q = 3000Н;

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Висновки. Отримані результати можна використати під час проектування та експлуатації канатних доріг з тягово-несним канатом.

1. Беркман М .Б. Подвесные канатные дороги / М. Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г. Г. Куйбида, Ю.С. Леонтьев. – М: Машиностроение, 1984. – 264 с. 2. Адамовський М.Г. Підвісні канатні лісотранспортні системи / М. Г. Адамовський, М. П. Мартинців, Й. С. Бадера. – К.: ІЗМН, 1997. – 156 с. 3. Мартинців М. П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок /М. П. Мартинців. – К.:Ясмина, 1996. – 175 с. 4. Лютий Є.М. Елементи теорії технічних систем / Є. М. Лютий, М. П. Мартинців, Л.О. Тисовський. – Львів: Укр ДЛТУ, 2003. – 181 с. 5. Хубка В. Теория технических систем: пер. с нем. / В. Хубка. – М.: Мир, 1987. – 208 с. 6. Мартинців М. П. Динаміка та надійність підвісних канатних систем./ М. П. Мартинців, Б. В. Сологуб, М. В. Матіїшин. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011. – 188 с. 7. Энтин Г. Я. Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы / Г. Я. Энтин // Функциональный привод гибкого тягового органа. – М. : Машгиз, 1963. – 86 с. 8. Бадера Й. С. Воздушно-трелевочная установка / Й. С. Бадера, Р. В. Хома, М. П. Мартынцив // А. с. 1344654/СССР/ Опубл. в Б. К, № 38, 1984. – 3 с. 9. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – Львів: Афіша, 203. – 560 с.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua