

УДК 621.086.065

Сологуб Б. В., к.т.н., Ланець О. В., к.т.н., Данило Я. Я.

## АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ РОБОТІ СПАРЕНОЇ КАНАТНОЇ ДОРОГИ З ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ

**Анотація:** Розроблена схема спареної канатної дороги з перевантажувальним механізмом і різними швидкостями руху крісельної підвіски під час посадки пасажирів і на основній трасі. Отримані залежності для визначення натягу тягово-несного канату, потужності приводу та жорсткості зворотньо-витяжного механізму перевантажувального пристрою спареної канатної дороги. Наведені висновки, які можуть бути використані при проектуванні і модернізації таких доріг і дозволять підвищити їх надійність та комфортабельність при експлуатації.

**Ключові слова:** спарена канатна дорога, динамічна модель, перевантажувальний пристрій, динамічні навантаження, амплітудно-частотні характеристики.

**Аннотация:** Разработана схема спаренной канатной дороги с перегрузочным механизмом и различными скоростями движения кресельной подвески при посадке пассажиров и на основной трассе. Получены зависимости для определения натяжения тягово-несущего каната, мощности привода и жесткости возвратно-вытяжного механизма перегрузочного устройства спаренной канатной дороги. Приведены выводы, которые могут быть использованы при проектировании и модернизации таких дорог и позволят повысить их надежность и комфортабельность при эксплуатации.

**Ключевые слова:** спаренная канатная дорога, динамическая модель, перегрузочное устройство, динамические нагрузки, амплитудно-частотные характеристики

**Abstract:** The scheme of a paired cableway with a reloading mechanism and different speeds of the chair suspension motion during the boarding of passengers and on the main road is developed. The dependencies for determining of the tightening of the load-carry cable, the power of the drive and the stiffness of the reverse-outstretching mechanism of the reloading device of the paired cableway were obtained. The following conclusions, which can be used in designing and modernizing of such roads and will increase their reliability and comfort during operation, are given.

**Keywords:** paired cableway, dynamic model, reloading device, dynamic load, amplitude-frequency characteristics.

---

© Сологуб Б. В., Ланець О. В., Данило Я. Я.

**Вступ.** Питання які виникають при проектуванні і експлуатації пасажирських канатних доріг та оцінки їх надійності в Україні обумовлюються проблемою недостатнього забезпечення гірськолижних схилів відповідним обладнанням, активним застосуванням канатних доріг, що були в експлуатації, відсутністю нормативної бази, що регулювали би питання проектування, обстеження, повторного встановлення та експлуатації даних доріг.

Дослідженню та проектуванню складних канатних систем завжди приділялася значна увага. Розв'язок таких задач можливий лише при наявності сучасних методів інженерних розрахунків, що базуються на детальному аналізі динаміки всього робочого циклу канатних систем, які відповідають реальним умовам їх навантаження.

**Аналіз відомих досліджень і публікацій.** Серед відомих транспортних засобів значне місце відводиться підвісним канатним системам, особливо в регіонах з 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 та ін.). При переміщенні вантажів або людей на значні відстані використовують спарені канатні системи з перевантаженням транспортних 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 і висадці пасажирів для безпеки руху необхідно приймати мінімальну швидкість руху крісел (0,5...1,0 м/с). А з метою забезпечення максимальної пропускної здатності дороги на основній трасі, швидкість збільшувати до 5 м/с. Для крісельних канатних доріг реалізація такого процесу забезпечується використанням рухомих доріжок-транспортерів, які співпадають з віссю рухомого канату [1], а в сучасних дорогах системою спеціальних клинопасових передач з різними швидкостями руху.

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

**Мета роботи.** Змінну швидкість руху пасажирів можна забезпечити, використавши спарену канатну систему, з різними швидкостями руху канатів. Вона включає в себе допоміжний канат, траверсну колію, допоміжну каретку, затискачі для кріплення на канатах, важіль для блокування і розблокування затискачів на канатах, зворотно витяжний механізм для плавного регулювання швидкості руху.

**Виклад основного матеріалу.** Схема такої установки показана на рис. 1. Однак при перевантаженні 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].

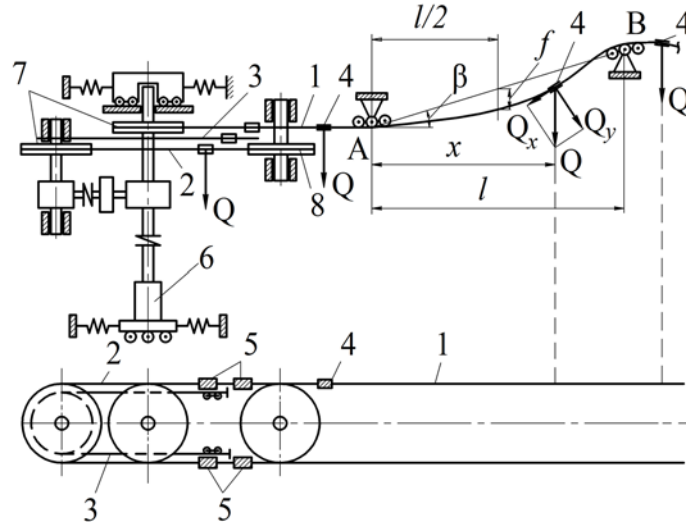


Рисунок 1 – Схема спареної крісельної дороги з перевантажувальним пристроєм: 1, 2 – основний і допоміжний канати; 3 – траверсна колія; 4, 5 – упори; – зворотно-витяжний пристрій; 7, 8 – блоки основного і допоміжного канатів.

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

$$\frac{T_p}{T_x} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (1)$$

де  $T_p$  – натяг робочої вітки канату;  $T_x$  – натяг холостої вітки канату.

При цьому монтажний натяг канату визначається з умови забезпечення максимального допустимої стрілки провисання, яка для канатних доріг складає  $f = (0,008 \div 0,01) \cdot l_i$  ( $f$  – стрілка провисання,  $l_i$  – величина прогину канатної дороги), [1]. Тоді монтажний натяг можна визначити із залежності, [2]:

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

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

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

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

В статистичному положенні вітки тягово-несного канату між опорами приймають форму ланцюгових ліній, що перетинаються в точках прикладання вантажів [4]. Рівняння ланцюгової лінії прийме наступний вигляд:

$$y_k = C_{1i} \cdot ch \frac{x_k - C_{2i}}{C_{1i}} - C_{3i}, \quad (3)$$

де  $x_k, y_k$  – координати граничних точок ( $k = A, B, \Pi$ );  $i$  – номери віток канату;  $C_{1i}, C_{2i}, C_{3i}$  – параметричні коефіцієнти ланцюгових ліній.

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

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

де  $q$  – вага погонного метра канату;  $x_c, y_c$  – умовні координати вершини ланцюгової лінії.

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

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

де  $Q_x, Q_y$  – відповідно горизонтальна і вертикальна складові зовнішнього навантаження  $Q$ .

Коефіцієнт  $C_{12}$  можна визначити з залежностей:

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

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

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

На крісельних канатних дорогах крісло жорстко кріпиться до канату, тому горизонтальні складові від вантажу  $Q_x$  сприймаються канатом і безпосередньо впливають на його натяг. Тому статичні натяги набігаючої та збігаючої віток відповідно складуть

$$\left. \begin{aligned} T_p = T_n = T_e &= \sum_{i=1}^n Q_{xi}; \\ T_x = T_{зб} = T_e &- \sum_{j=1}^h Q_{xj}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де  $n, h$  – відповідно число вантажів, що знаходиться на набігаючій та збігаючій вітках канату.

В процесі роботи установки динамічну складову натягу канату можна визначити з залежності:

$$T_i = E_k \cdot A_k \cdot \frac{\partial U_i}{\partial X_i}, \quad (9)$$

де  $A_k, E_k$  – відповідно площа металевого перерізу і модуль пружності канату;  $U_i$  – функція переміщень  $X_i$ .

Враховуючи тертя між канатом та проміжними опорами, а також між приводним і направляючим блоками залежність (9) можна представити в наступному виді:

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

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

Функцію  $\Phi_i$  – можна визначити із залежності:

$$\Phi_i = \frac{v_i \cdot v_i^2}{2 \cdot Q_i}, \quad (11)$$

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

Швидкість  $v_i$  – можна визначити за формулою,

$$v_i = \operatorname{sgxt}\left(\frac{E_k}{\rho}\right), \quad (12)$$

де  $\rho$  – середня густина матеріалу канату.

Для визначення функції переміщень  $U_i$  розглянемо рівняння руху канатної установки, які можна представити в наступному виді, [7]:

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

де  $W$  – кінетична енергія системи;  $Q_1$  і  $Q_2$  – узагальнені сили;  $\varphi, u$  – узагальнені координати.

Узагальнені сили можна визначити із залежностей:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= M_{об} - M \cdot g \cdot U; \\ Q_2 &= M \cdot g - C_{\kappa} \cdot U, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де  $M_{об}$  – обертовий момент на валу двигуна;  $M$  – маса рухомого канату та вантажів ( $M = \sum_{i=1}^n m_i + m_{\kappa} \cdot U$ );  $m_i$  – маси вантажів;  $n$  – число вантажів;  $m_{\kappa}$  – маса погонного метра канату;  $U$  – довжина канату.

Кінетичну енергію системи можна визначити з рівності, [7]:

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

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

Тоді:

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

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

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + M) \cdot r \cdot \ddot{\varphi} - M \cdot \ddot{u} &= \frac{M_{об}}{r} - M \cdot g; \\ -M \cdot r \cdot \ddot{\varphi} + M \cdot \ddot{y} &= M \cdot g - C_k \cdot u. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Рух каната і обертання шківів супроводжується частотою коливання  $K$ :

$$K = \sqrt{C_k \cdot \frac{m_1 + M}{m_1 \cdot M}}. \quad (18)$$

Підставивши значення  $K$  в систему (17) після нескладних перетворень отримаємо диференціальне рівняння відносних коливань систем в наступному виді:

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

Загальний розв'язок такого рівняння можна записати в наступному виді:

$$U = U_1 + U_2, \quad (20)$$

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

Однорідне рівняння можна записати в наступному виді:

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

Тоді

$$U_1 = A \cdot \sin(kt + a);,$$

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

Частинний розв’язок приймемо у вигляді:  $y_2 = B$ , тоді при

$$M_{об} = const, B = \frac{M_{об}}{k^2 \cdot m_1 \cdot r} + \frac{g}{k^2}$$
 загальний розв’язок набуває

вигляду:

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

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

Максимальний натяг канату дорівнюватиме:

$$T_{max} = T_n + T_i. \tag{23}$$

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

$$N = \frac{T_{max} \cdot D}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \cdot \omega, \tag{24}$$

де  $D$  – діаметр ведучого шківів;  $\omega$  – кутова швидкість руху шківів;  $\eta_1, \eta_2$  – відповідно коефіцієнти корисної дії приводу і системи канатопори.

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

В момент контакту з перевантажувальним пристроєм крісельна підвіска відчіпляється від основного канату, за допомогою спеціального затискача закріплюється на допоміжному канаті і починає рухатися на траверзі 3 (рис. 1) з швидкістю руху основного канату. Однак швидкість допоміжного канату складає до 1 м/с, що є допустимою 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).



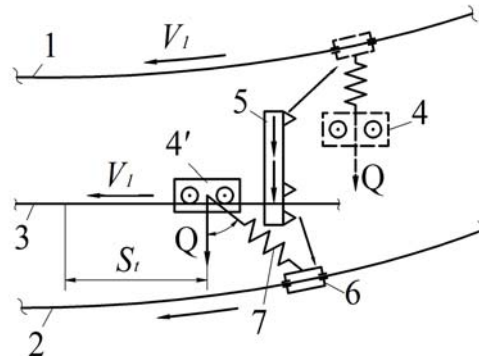


Рисунок 2 – Розрахункова схема перевантажувального пристрою: 1 – канат основної дороги; 2 – допоміжний канат; 3 – траверсна рейка; 4 – положення вантажу відповідно початкове та після перечеплення; 5 – перевантажувальний механізм; 6 – упор на допоміжному канаті; 7 – пружний елемент перевантажувального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

При проектуванні перевантажувального механізму важливо встановити залежність між вагою вантажу  $Q$ , жорсткістю зворотно-витяжного механізму  $C$  та шляхом гальмування, який забезпечує перехід крісельної підвіски від швидкості  $v_1$  до  $v_2$ .

Рівняння енергетичного балансу для розрахункової схеми рис. 2 можна представити в наступному виді:

$$\frac{Q \cdot (v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g} - Q \cdot \mu_t \cdot S_t - C \cdot \frac{S_t^2}{\cos^2 \varphi} = 0, \quad (25)$$

де  $Q$  – вага вантажу (крісельна підвіска з лижником);  $g$  – прискорення вільного падіння ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ );  $\mu_t$  – коефіцієнт опору рухової підвіски по траверзі;  $S_t$  – шлях гальмування (переходу вантажу від швидкості  $v_1$  до  $v_2$ );  $v_1, v_2$  – відповідно початкова і кінцева швидкості руху вантажу;  $C$  – поздовжня жорсткість зворотно-витяжного механізму перевантажувального пристрою;  $\varphi$  – кут нахилу штанги зворотно-витяжного механізму.

Для визначення поздовжньої жорсткості зворотно-витяжного механізму рівняння (25) можна записати в наступному виді.

$$C = Q \left[ \frac{(v_1 - v_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot g \cdot S_t^2} - \frac{\mu_t \cdot \cos^2 \varphi}{S_t} \right]. \quad (26)$$

При розв'язуванні рівняння (25) відносно гальмівного шляху отримаємо:

$$S_t^2 + \frac{Q \cdot \mu_t \cdot \cos^2 \varphi}{C} \cdot S_t - \frac{Q \cdot (v_1 - v_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot g \cdot C} = 0. \quad (27)$$

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

$$S_t = -\frac{Q \cdot \mu_t \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot C} + \sqrt{\frac{Q^2 \cdot \mu_t^2 \cdot \cos^4 \varphi}{4 \cdot C^2} + \frac{Q(v_1 - v_2)^2 \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot g \cdot C}}. \quad (28)$$

**Висновок.** Використовуючи вирази (2), (7), (8), (9), (14), (22), (23), (24), (28) можна визначити основні параметри канатної дороги при різних режимах експлуатації, оцінити зміну динамічних навантажень при перехідних режимах роботи, визначити амплітудно-частотні характеристики приводу канатної дороги і обґрунтувати основні параметри, які забезпечать оптимальні умови роботи.

Для прикладу покажемо графічні залежності величини гальмівного шляху від жорсткості  $C$  для різних значень  $Q$  (рис. 3). Графіки побудовані для випадку:  $\mu_t = 0,1$ ;  $\varphi = 10^\circ$ ;  $v_1 = 5 \text{ м/с}$ ;  $v_2 = 1 \text{ м/с}$ .

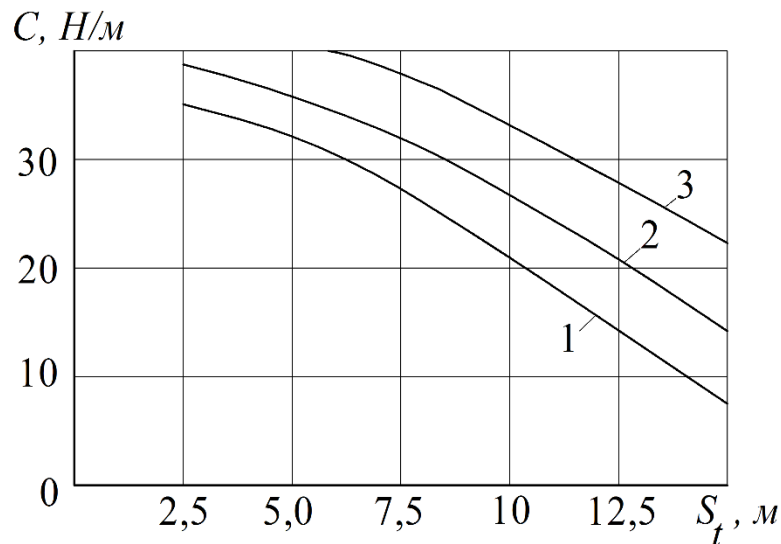


Рисунок 3 – Графіки для вибору жорсткості зворотновитяжного механізму: 1 – при  $Q = 1000\text{Н}$ ; 2 – при  $Q = 2000\text{Н}$ ; 3 – при  $Q = 3000\text{Н}$ .

Отримані результати можуть бути використані при проектуванні, модернізації та експлуатації канатних доріг з тягово-несним канатом.

---

## ЛІТЕРАТУРА

1. Беркман М. Б. Подвесные канатне дороги / М. Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г. Г. Куйбида, Ю.С. Леонтьев. – М. : Машиностроение, 1984. – 264 с.
2. Адамовський М. Г. Підвісні канатні лісотransпортні системи / М. Г. Адамовський, М. П. Мартинців, Й. С. Бадера. – К. : ІЗМН, 1997. – 156 с.
3. Мартинців М. П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних 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. Матішин. – 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. Мартинців // А. с. 1344654/СССР/. – Опубл. в Б. К , №=38, 1984. – 3 с.
9. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.