

УДК 621.086.065

¹Герук С.М., ²Ляшук О.Л., ²Скиба О.П., ¹Довбиш А.П.

¹ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

²Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ СКРЕБКОВИХ КАНАТНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ

Досліджено залежність позовжніх коливань робочого органу конвеєра, що можна описати функцією переміщення, що показує переміщення перерізів канату. Виведено залежності для визначення переміщень окремих точок канату, що характеризують його коливання і залежність для визначення натягу канату, а значить і максимальних динамічних зусиль у канаті від кінематичних, геометричних та фізико-механічних параметрів і стійкість процесу.

Ключові слова: канат, коливання, амплітуда, швидкість.

Исследована зависимость продольных колебаний рабочего органа конвейера, что можно описать функцией перемещения, показывающий перемещения сечений каната. Выведены зависимости для определения перемещений отдельных точек каната, характеризующие его колебания и зависимость для определения натяжения каната, а значит и максимальных динамических усилий в канате от кинематических, геометрических и физико-механических параметров и устойчивость процесса.

Ключевые слова: канат, колебания, амплитуда, скорость.

The dependence of the longitudinal vibrations of the working body of the conveyor, which can be described as a function of displacement, showing the movement of sections of rope. Depending derived to determine the movements of individual points of the rope, describing his hesitation and dependence to determine the tension of the rope, and therefore the maximum dynamic forces in the rope on the kinematic, geometric and physical and mechanical properties and stability of the process.

Keywords: rope, vibration, amplitude, speed.

Постановка проблеми. Для транспортування зернових продуктів та кормових сумішей для годівлі тварин і птиці та інших матеріалів в агропромисловому комплексі широко застосовується конвеєрний транспорт. Трубчасті кормотранспортери надійно та ефективно вирішують завдання переміщення заданої кількості зернових матеріалів і кормосуміші на задану відстань у встановлений час.

Однак існуючі трубчасті скребкові канатні конвеєри, які переміщують сипкі матеріали в направляючих трубах різної конфігурації характеризуються обмеженими функціональними можливостями, оскільки виконують лише транспортні функції. Тому важливим напрямком подальшого розвитку таких транспортерів є розширення їх функціональних можливостей та експлуатаційних показників за рахунок поєднання в одному технологічному процесі змішування та одночасного переміщення компонентів сухих кормових сумішей безпосередньо перед роздачею їх тваринам.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями транспортування сипких матеріалів по прямих і криволінійних трасах присвячені праці Зенкова Р.Л., Спиваковский А.О., Дьячков В.К. [1], Іванченка Ф.К. [2], Гевка Б.М., Гевка Р.Б., Рогатинського Р.М. та багатьох інших. Транспортування сипучих матеріалів по криволінійних трасах трубчастими конвеєрами з використанням гнучких канатних робочих органів недостатньо досліджені й потребують свого подальшого опрацювання з метою зменшення зусилля транспортування й підвищення експлуатаційної надійності й довговічності робочих органів і транспортних жолобів.

Метою дослідження є дослідження коливань за різних швидкостей руху робочих органів при проходженні заданих ділянок конвеєра.

Основна частина. Для гнучких привідних елементів (канатів) конвеєрів потрібно ще на стадії проектування визначати спектр власних частот, вибирати параметри та режими експлуатації таким чином, щоб уникнути резонансні явища у них, а значить, забезпечити довготривалу їх експлуатацію. Дослідити це можна тільки на основі побудови та аналізу розв'язків математичних моделей, які адекватні динамічному процесу. В якості тягових органів доцільно використовувати канати, які огинають направляючі блоки і зменшують динамічні навантаження порівняно з ланцюговими конвеєрами [3, 4].

Для дослідження транспортування сипких вантажів використовувався гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів.

Гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів (рис. 1) з пересувним

завантажувачем виконано у вигляді спарених S - подібних труб 1 круглого поперечного січення, які встановлені вертикально, в які встановлено канатний дисковий робочий орган у вигляді каната 2, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі диски 3. У вільний простір між круглими дисками 3 періодично входять зуби 4 спеціальної приводної зірочки 5, яка жорстко встановлена на приводному валу 6 двигуна-редуктора і розміщена в площині руху подаючого робочого органу. Спеціальна приводна зірочка 5 виконана у вигляді зубів 4, які рівномірно виконані по колу, по середині виступів яких виконані виїмки 7 з виступаючими, для її зачеплення з круглими дисками 3.

На виході S – подібної труби, аналогічно до спеціальної приводної зірочки 5, жорстко встановлена паразитна зірочка 8 аналогічна по конструкції з приводною зірочкою 5 на валу 9 паралельному до приводного з можливістю кругового повертання.

З лівого боку S – подібної завантажувальної труби встановлено гвинтову завантажувальну магістраль, яка виконана у вигляді циліндричного кожуха 10 в який встановлено гвинтовий робочий орган 11, правий кінець якого виконано у вигляді гнучкої гвинтової спіралі 12, яка закріплена на гнучкому валу 13.

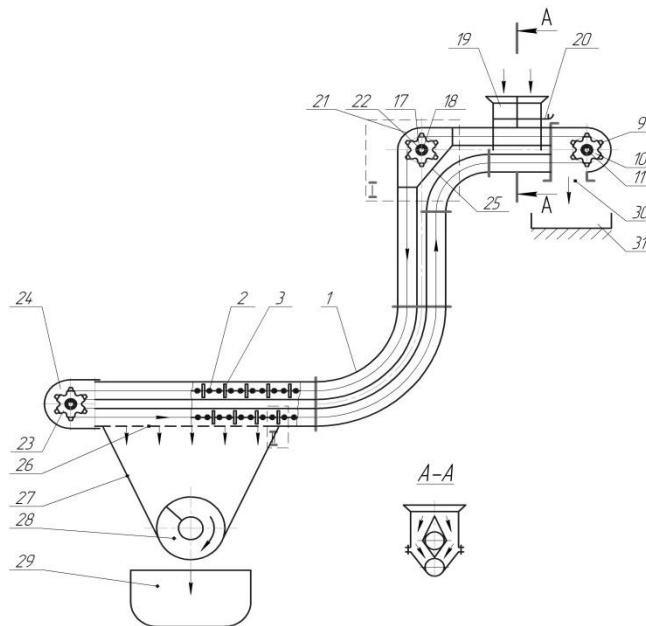


Рис. 1. Гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів.

До кінця циліндричного кожуха 10 жорстко приєднано гнучкий циліндричний кожух 14 для збільшення зони завантаження і покращення умов роботи завантажувача. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 11 жорстко встановлено захисний наконечник 15 циліндричної форми з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу. Наконечник виконано циліндричної форми з осьовими пазми 16, які розміщені рівномірно по зовнішній циліндричній поверхні шириною більшою від максимальних розмірів зерен сипких матеріалів в 1,2...1,6 разів. Зверху до захисного наконечника жорстко закріплена рукоятка (на кресленні не показана) для зручності переустановки його з вибраної зони сипких матеріалів в інше місце.

До рами жорстко закріплено пульт керування 17, який може бути виконаний у вигляді підвісного пульта. Гвинтовий робочий орган 11 під'єднано до електродвигуна 6. Також до циліндричний кожух встановлено на рамну конструкцію 18 з колесами яка дає змогу переміщатися в осьовому напрямку.

Гвинтова завантажувальна магістраль і S – подібна труба мають спільний бункер 19 в якому проходить процес розвантаження гвинтового робочого органу і завантаження канатного робочого органу.

В процесі роботи тяговий канатний робочий орган сприймає розтягуючі навантаження і тому здійснює поздовжні коливання. Для дослідження коливань таких робочих органів представимо розрахункову схему, рис.2., виділивши ділянку завантаженого канату. Представлений конвеєр має горизонтальні та вертикальні ділянки канату.

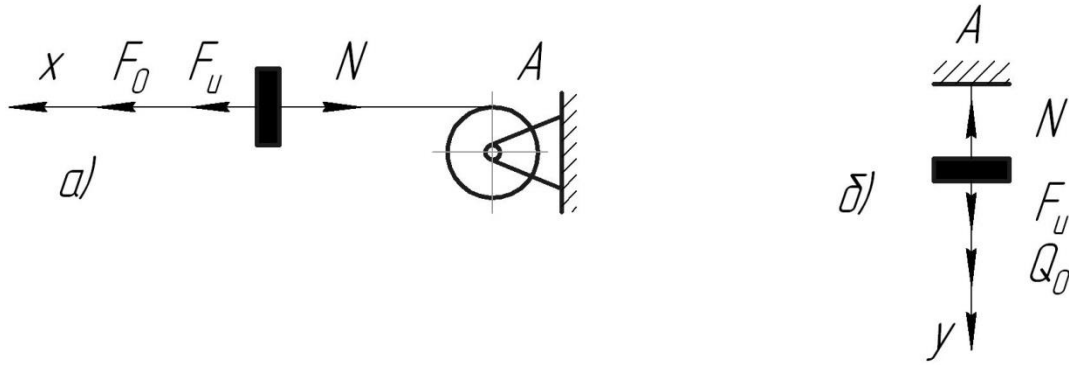


Рис. 2. Розрахункові схеми завантажених ділянок робочого органу:
а) – горизонтальної; б) – вертикальної.

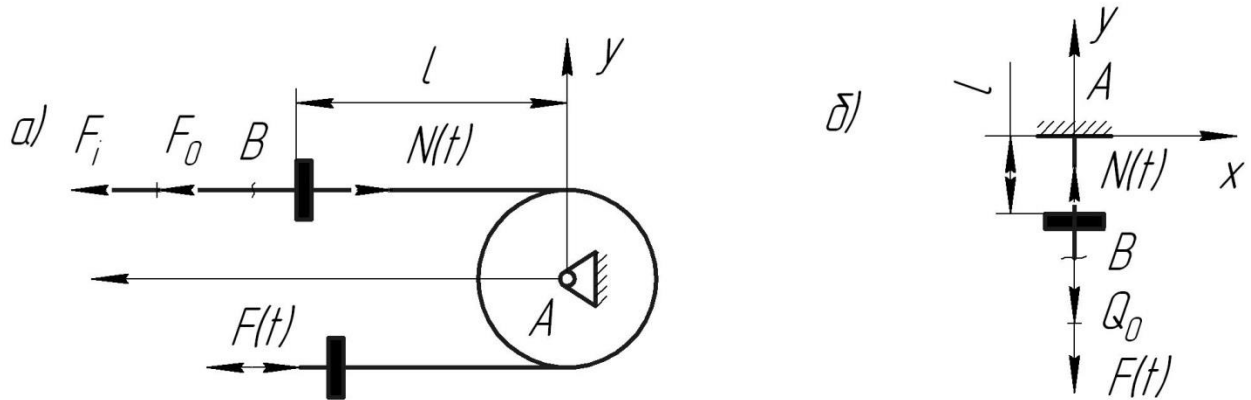


Рис. 3. Розрахункові схеми завантажених ділянок робочого органу:
а) – горизонтальної; б) – вертикальної

Поздовжні коливання канату можна описати функцією переміщення, що показує переміщення перерізів канату вздовж осей Ax та Ay . Якщо вважати, що поперечні перерізи залишаються плоскими в процесі роботи конвеєра, а канат здійснює рух вздовж осі то відповідно натяг в будь-якому поперечному перерізі можна визначити з залежності:

$$N = E_k \cdot A \frac{\partial U}{\partial \xi}, \quad (1)$$

де N – натяг тягового канату; E_k , A – відповідно модуль пружності і площа поперечного перерізу канату; U – функція переміщення; $U = U(\xi, t)$. Для горизонтальної осі $\xi = x$, для вертикальної – $\xi = y$.

Загальний вигляд коливання системи можна отримати шляхом накладання ряду головних простих коливань, які відповідають нормальним координатам $\varphi_1; \varphi_2; \dots$. Для будь якої координати φ_i загальне рівняння коливань можна представити в наступному виді, [5, 6, 7]:

$$\varphi_i + n_i^2 \varphi_i = \frac{1}{a_i} \cdot \Phi_i, \quad (2)$$

де $n_i^2 = \frac{C_i}{a_i}$; Φ_i – узагальнена сила, що відповідає координаті φ_i ; a_i ; C_i – постійні величини, які залежать від конфігурації системи та її пружних властивостей.

Якщо початок координат знаходиться в точці А, а вісь направлена вздовж осі робочого органу (рис. 2), тоді на кінцях А і В отримаємо граничні умови:

$$U/\xi = 0 = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial \xi} / \xi = l = 0. \quad (3)$$

Загальний вираз для переміщення в нормальних координатах можна записати в наступному виді:

$$U = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right). \quad (4)$$

Із залежності (4) знаходимо:

$$\frac{\partial U}{\partial \xi} = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right). \quad (5)$$

Підставивши значення $\frac{\partial U}{\partial \xi}$ в залежність (1) отримаємо вираз для визначення натягу робочого органу (канату із скребками) в наступному виді:

$$N = E_k \cdot A \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right), \quad (6)$$

l – довжина ділянки робочого органу.

Для визначення переміщень окремих перерізів канату знайдемо кінетичну і потенціальну енергії системи і складемо рівняння Лагранжа у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial W}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} = \bar{\Phi}_i. \quad (7)$$

Потенціальну енергію системи можна знайти з виразу:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2} E_k \cdot A \cdot \int_0^l \left(\frac{\partial U}{\partial \xi} \right)^2 d\xi = \frac{1}{2} E_k \cdot A \cdot \left[\frac{1}{2} l + \frac{l}{2(2n+1)\pi} \cdot \sin(2n+1)\pi \right] = \\ &= \frac{E_k \cdot A \cdot \pi}{16 l} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n^2 \cdot (2n+1)^2 \end{aligned} \quad (8)$$

Кінетичну енергію можна представити у виді залежності:

$$\begin{aligned} W &= \frac{q}{2g} \sum_{n=0}^{\infty} \dot{\varphi}_n^2 \int_0^l \sin^2\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right) \cdot \xi \cdot d\xi = \\ &= \frac{q}{2g} \sum_{n=0}^{\infty} \dot{\varphi}_n^2 \cdot \frac{1}{2} \int_0^l \sin^2\left(1 - \cos(2n+1) \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right) \cdot d\xi = \\ &= \frac{1}{4} \frac{q \cdot l}{g} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \dot{\varphi}_n^2 \end{aligned} \quad (9)$$

де q – вага погонного метра робочого органу; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

З врахуванням значень енергій рівняння (7) прийме наступний вигляд:

$$\ddot{\varphi}_n + \frac{E_k \cdot A \cdot g \cdot \pi^2}{4ql^2} \cdot (2n+1)^2 \cdot \varphi_n = \frac{2g}{q \cdot l} \bar{\Phi}_n. \quad (10)$$

Після введення позначення $b^2 = \frac{E_k \cdot A \cdot g}{q}$ нормаль коливання, що відповідає будь якій координаті φ_n запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi_n - (\varphi_n)_0 \cdot \cos\left(\frac{b \cdot \pi}{l} \cdot \frac{2n+1}{2}\right) \cdot t + (\dot{\varphi}_n)_0 \cdot \frac{2l}{\pi b \cdot (2n+1)} \cdot \\ \cdot \sin\left(\frac{b \cdot \pi}{l} \cdot \frac{2n+1}{2}\right) t + \frac{4g}{\pi \cdot b \cdot q \cdot (2n+1)} \cdot \\ \cdot \int_0^t \sin\left(\frac{b \cdot \pi}{l} \cdot \frac{2n+1}{2} \cdot (t-t_0)\right) \cdot \bar{\Phi}_n \cdot dt. \end{aligned} \quad (11)$$

де t_0 ; t – відповідно початковий час та час фіксування переміщення.

Підставивши значення φ_n з залежності (11) в (4) і прийнявши $(\varphi_n)_0$ та $(\dot{\varphi}_n)_0$ рівними нулю отримаємо:

$$U = \frac{4g}{\pi \cdot b \cdot q} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{2n+1} \int_0^t \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \xi}{l}\right) \cdot$$

$$\cdot \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot \xi}{l} (t-t_0)\right) \cdot \bar{\Phi}_n dt. \quad (12)$$

Виразимо узагальнюючу силу через натяг канату:

$$\bar{\Phi}_n = F(t) \cdot \sin\left(\frac{2n+1}{2} \pi\right), \quad (13)$$

де $F(t)$ – сумарне зовнішнє навантаження, що діє на робочий орган (канат) в певний момент часу.

Тоді:

$$U = \frac{4g}{\pi \cdot b \cdot q} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{2n+1} \int_0^t \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \pi\right) \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \xi}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot b}{l} (t-t_0)\right) \cdot F(t) dt = \frac{4g}{\pi \cdot b \cdot q} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{2n+1} \cdot \int_0^t \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \xi}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot b}{l} (t-t_0)\right) \cdot F(t) \cdot dt. \quad (14)$$

Натяг канату в певний момент часу можна визначити з залежності:

$$N(t) = \frac{2E_k \cdot A \cdot g}{b \cdot q} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{l} \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \xi}{l}\right) \cdot \int_0^t \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{b \cdot \pi}{l} \cdot (t-t_0)\right) \cdot F(t) \cdot dt. \quad (15)$$

Аналіз залежностей (14), (15) для конкретних умов експлуатації дозволить оцінити характер зміни переміщень канату та їх натягу в процесі роботи і обґрунтувати параметри та режими експлуатації конвєсєрів з гнучкими тяговими елементами.

Для визначення динамічних зусиль, що виникають в тяговому робочому органі розглянемо залежність.

$$M_{об} = Q_i \cdot \varphi_n \cdot f_{on} + I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}, \quad (16)$$

f_{on} – зведений коефіцієнт опору системи; I_1 – загальний момент інерції обертових мас двигуна; φ_1 – кут закручування ведучого шківa конвєсєра; $M_{об}$ – обертовий момент на валі електродвигуна.

Момент асинхронного електродвигуна в околі номінальної швидкості обертання можна визначити з диференціального рівняння:

$$\frac{dM_{об}}{dt} + \frac{1}{\partial \tau} M_{об} + \frac{1}{V \omega_0 \partial \tau} \cdot \varphi_1 = \frac{1}{V \partial \tau}, \quad (17)$$

$\partial \tau$ – складова часу що враховує перехідні процеси в двигуні; V – коефіцієнт крутизни статичної характеристики; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу.

Натяг тягового робочого органу (каната із скребками) складається з монтажного натягу каната t_0 , опору пересування скребоків і опору обертання напрямних блоків.

Монтажний натяг каната визначається з умов:

а) щоб стрілка прогину каната між скребками не перевищувала 0,2% від відстані між опорами, тобто :

$$f = \frac{q \cdot a_n^2 \cdot g}{8t_0} \leq 0,2a_n, \quad (18)$$

де f – прогин тягового каната; q – маса погонного метра канату; t_0 – монтажний натяг канату; a_n – віддаль між опорами; g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²).

$$t_0 \geq \frac{q \cdot g \cdot a_n}{16}. \quad (19)$$

б) щоб виконувалася умова:

$$1,25 \frac{t_{\max}}{t_0} \leq e^{\mu \alpha}, \quad (20)$$

де α – кут охоплення канатом ведучого шківa, рад; μ – коефіцієнт тертя каната по шківaх;

$$в) \quad (t_{\max} - t_0) \cdot r_n = M_{об} \quad (21)$$

Скориставшись наведеною методикою, в залежності від умов роботи, можна вибрати тип приводу, його потужність, а також назначити діаметр канату.

Для прикладу покажемо графік зміни зусиль у вітках канату (рис.4).

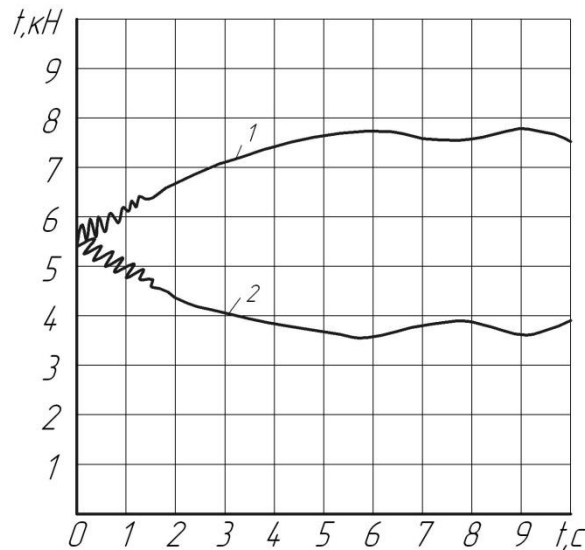


Рис. 4. Часові залежності зміни зусиль у вітках конвеєра:
1 – робоча вітка; 2 – холоста вітка.

Початковими умовами прийнято: $x(0) = 0$; $V(0) = V_0$; $\dot{\phi}_1 = \omega_1$; $\dot{\phi}_2 = \omega_2$; $\dot{x} = V$;

$$\frac{dV}{dt} = \frac{t_{\max} - t_0}{q \cdot l_t};$$

параметри конвеєра: $L_{от} = 25$ м; $V_0 = 0,5$; $q_k = 5$ кЗ/м; $m_k = 20$ кг; $a_n = 2$ м, електродвигун 4A132M2Y3, потужністю $P = 4$ кВт; $r_n = 0,25$ м. Розрахунок виконано з допомогою ПЕОМ із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

Висновок:

1. Значення амплітуди залежить як від геометричних розмірів каната, так і швидкості її поздовжнього руху і в процесі роботи обґрунтувати параметри та режими експлуатації конвеєрів з гнучкими тяговими елементами.

2. Зусилля у вітках конвеєра в момент пуску коливається і збільшується від номінального на 40 ÷ 50%, це необхідно врахувати при виборі діаметра канату.

1. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины. [Текст] / А. О. Спиваковский, В.К. Дьячков – М.: Машиностроение, 1983. – 487с.

2. Іванченко Ф. К. Піднімально-транспортні машини [Текст] / Ф.К. Іванченко - К.: Вища школа, 1993, – 414 с.

3. Беркман М.Б. Подвесные канатные дороги. [Текст] / М.Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г.Г. Куйбида// –М.: Машиностроение, 1984. –264с.

4. Малиновский В. А. Стальные канаты. ч.1;2. – Одесса: 2001. –188с.; 2002. –180с.

5. Мартинців М. П. Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів. [Текст] / М.П. Мартинців, О.М. Удовиський, Б.В. Сологуб // Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип.19.7. – Львів НЛТУ України, 2009. – С.90 ÷ 97.

6. Энтин Г. Я. Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы. Функциональный привод гибкого тягового органа. [Текст] / Г.Я. Энтин – М.: Машгиз, 1963. – 86с.

7. Горошко О. А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. [Текст]. / О. А. Горошко, Г.Н. Савин – Киев: Наукова думка. 1971. – 224с.