



УДК 621.952

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЛІНІЙНИХ КОЛИВАНЬ КАНАТНОЇ СИСТЕМИ ПІД ЧАС
ЗАВАНТАЖЕННЯ***Гевко Богдан Матвійович д.т.н., професор**Мельничук Сергій Леонідович аспірант**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**Білик Стефанія Григорівна к.т.н., доцент**Дуня Володимир Іванович к.т.н., асистент**ВП НУБіП «Бережанський агротехнічний інститут»**Невко В.**Melnichuk S.**Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University**Bilyk S.**Dunya V.**Separated Subdivision of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Berezhany Agrotechnical Institute*

Анотація. в статті приведена нова конструкція піднімально-транспортної лебідки (ПТЛ) з профільної форми підвищеної навантажувальної здатності. Запропоновано методику розрахунку лінійних коливань канатної системи завантаження. Виведено аналітичні залежності для визначення основних конструктивних і силових параметрів піднімально-транспортних машин, які характеризують, що частот коливань несучого канату які основному залежить від величини співвідношення f/l

Ключові слова: лебідка, канат, зусилля натягу каната, частота коливань канату.

Постановка проблеми.

Лінійні коливання канатної системи під час завантаження засобів механізації різних типів технологічних процесів залежить від правильного вибору і розрахунку цих механізмів і визначається залежить їх експлуатаційної надійності і довговічності. Тому питання розроблення програми і методики проведення досліджень є актуальним і має важливе значення.

Аналіз останніх досліджень.

Вивченню динаміки вантажопідіймальних канатів присвячені роботи багатьох вчених: Г.Н.Савіна, О.А.Горошко, Ф.В.Флоринського та багато інших. В цих роботах автори обґрунтовують запаси міцності канатів в залежності від режиму роботи, а в області динаміки тягових і вантажопідіймальних канатів підвісних установок відомі роботи В.І.Плавинського, Н.М.Белої [1], Е.М.Матвєєва, Мартинців М.П. [2, 3] та інші, в яких отримано основні залежності, які описують характер динаміки тягових і вантажопідіймальних канатів для найбільш небезпечних режимів роботи.

Однак при цьому не враховувалося ковзання канату на блоці, а вертикальні переміщення на несучому канаті були прийняті незначними, що не впливають на зміну зусилля в тяговому канаті, де барабан лебідки був жорстко закріплений. Питанням розроблення програми і методики проведення дослідження завантаження лебідок різних типів присвячено ряд робіт.

Мета досліджень.

Метою роботи є розроблення програми і методики проведення досліджень завантаження лебідки, дослідження залежності частоти і амплітуди коливань несучого і тягово-вантажопідіймальних канатів в залежності від конструктивних параметрів.

Результати досліджень.

Розроблено стенд для дослідження можливостей гвинтових лебідок (рис.1.), який виконано у вигляді стола-корпуса 1, який встановлений на рейки 2 ґрунтового каналу 3 на чотири опорні ролики 4 і з блокуючими опорами з можливістю осьового переміщення, який під'єднаний до привідної станції ґрунтового каналу з можливістю їх переміщення по рейках. По середині довжини корпусу-



стенда 1 жорстко встановлено електродвигун 6 з приводним барабаном, який під'єднано на мінімальній висоті від рівня ґрунту і під'єднаний, а до гвинтової опори 5, яка загвинчена в ґрунт і під'єднаний частотно Altivar 7.1 7 на мінімальній висоті від рівня ґрунту. І під'єднаний до частотного перетворювача Altivar, а другим кінцем Altivar під'єднаний до комп'ютера 11.

Робота стенда здійснюється наступним чином. Для відпрацювання конструкції стенда і методики проведення досліджень його доцільно встановити в приміщенні ґрунтового каналу де можна цілий рік проводити дослідження гвинтових опор з різними марками ґрунтів і бути захищеним від опадів.

Гвинтову опору 5 загвинчують в ґрунт ґрунтового каналу де насипали ґрунт з різними реологічними властивостями і до неї приєднують канат Altivar71, а другий кінець направляють через напрямні ролики і далі до приводного барабана 6. Після цих підготовчих операцій за допомогою електродвигуна здійснюють накручування канату на приводний барабан. При цьому слідкують за опорою і фіксують покази Altivara7.1 на комп'ютері. При відхиленні її від вертикалі більше допустимого дослідження припиняють і встановлюють граничні значення сили опору гвинтової опори 5.

Друга серія досліджень пов'язана з визначенням вертикальної сили опори загвинченої опори і визначення міцності гвинта і зварних швів.

До переваг стенда відноситься підвищення навантажувальної здатності гвинтової опори і підвищення продуктивності праці.

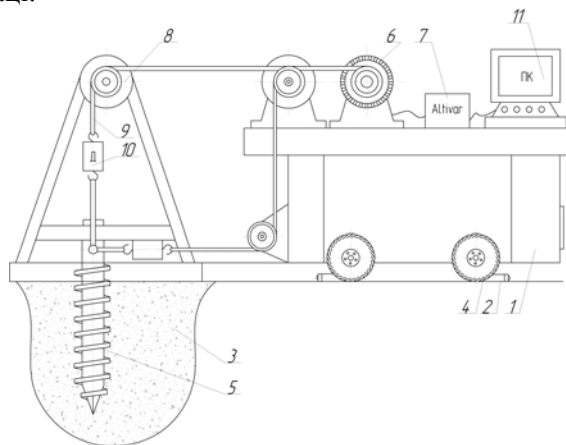


Рис. 1. Стенд для дослідження гвинтових лебідок: 1 - стіл-корпус; 2 - рейки; 3 - ґрунтовий канал; 4, 8 - опорні ролики; 5 - гвинтова опора; 6 - приводний барабан; 7 - частотний перетворювач Altivar 7.1; 9 - канат; 10 - динамометр; 11 - персональний комп'ютер

Для дослідження лінійних коливань системи розглянемо коливання системи під час завантаження лебідки. Тоді розрахункову схему можна представити у вигляді розрахункової схеми (рис.2).

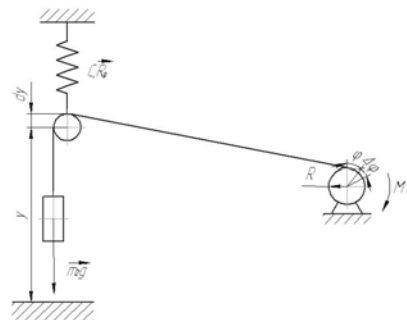


Рис. 2. Розрахункова схема завантаження лебідки

Для такої системи рівняння завантаження будуть мати вид [2]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_1 \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} &= Q_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



Для дослідження узагальнених сил Q_1 і Q_2 , необхідно надати системі можливі належні переміщення [3, 4].

$$\begin{aligned} Q_1 &= M_{об} - m_2 \cdot g \cdot R; \\ Q_2 &= m_2 \cdot g - C_{кан} \cdot y \end{aligned} \quad (2)$$

де m_1 - маса барабану; m_2 - маса вантажу; R - радіус барабану; $M_{об}$ - обертовий момент на барабані.

Кінетичну енергію системи можна визначити з рівності:

$$T = T_1 + T_2, \quad (3)$$

$$\text{де } T_1 = \frac{1}{2} I_1 \cdot \dot{\varphi}^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} m_2 \cdot v^2.$$

В даному випадку: $I_1 = m_1 \cdot R^2$;

$$V_2 = \vec{V}_c + V_e \text{ і } V_2 = y - R \cdot \dot{\varphi}. \quad (4)$$

Після підстановки значень T_1 і T_2 в рівняння (3) отримуємо:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \cdot R^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot \left(\dot{y} - R \cdot \dot{\varphi} \right)^2. \quad (5)$$

Звідси:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= m_1 \cdot R^2 \cdot \dot{\varphi} - m_2 \cdot R \cdot (\dot{y} - R \cdot \dot{\varphi}) \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} &= m_2 \cdot (\dot{y} - R \cdot \dot{\varphi}) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Підставляючи знайдені величин з цих залежностей в рівняння (1) отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + m_2) \cdot R \cdot \ddot{\varphi} - m_2 \cdot \ddot{y} &= \frac{M_{об}}{R} - m_2 \cdot g \\ -m_2 \cdot R \cdot \ddot{\varphi} + m_2 \cdot \ddot{y} &= m_2 \cdot g - C_{кан} \cdot y \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Вилучивши з рівнянь (7) $R \cdot \ddot{\varphi}$, отримуємо диференціальне рівняння відносних коливань системи, які здійснюються з частотами вільних коливань K :

$$\ddot{y} + K^2 \cdot y = \frac{M_{об}}{m_1 \cdot R} + g, \quad (8)$$

$$\text{де } K = \sqrt{C_{кан} \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}}.$$

$C_{кан}$ - жорсткість несучого канату Н/м; K - частота вільних коливань системи, 1/с.

Абсолютний рух вантажу по канату виконується за законом $S = y - R \cdot \varphi$. Цей рух, як і обертання барабану супроводжується коливаннями з частотою K .

Загальний розв'язок рівняння (8) можна представити у виді:

$$y = y_1 + y_2 \quad (9)$$

$$\ddot{y}_1 + K^2 \cdot y_1 = 0; \quad y_1 = A \cdot \sin(kt + a), \quad (10)$$

y_1 - загальний розв'язок однорідного рівняння; A - амплітуда коливань, м; a - початкова фаза, град. y_2 - загальний розв'язок неоднорідного рівняння; $y_2 = B$.

$$\text{Якщо } M_{об} = const, \quad B = \frac{M_{об}}{K^2 \cdot m_1 \cdot R} + \frac{g}{K^2}.$$

Загальний розв'язок прийме вигляд:

$$y = A \cdot \sin(kt + a) + \frac{M_{об}}{K^2 \cdot m_1 \cdot R} + \frac{g}{K^2}. \quad (11)$$

Якщо обертовий момент змінюється за певним законом, $M_{об} = M \cdot \sin(pt)$, тоді:



$$\begin{aligned} y_2 &= B \cdot \sin(pt) + D; \\ \dot{y}_2 &= Bp \cdot \cos pt; \\ \ddot{y}_2 &= -Bp^2 \cdot \sin pt; \end{aligned} \tag{12}$$

$$-Bp^2 \cdot \sin pt + K^2 D = \frac{M \cdot \sin pt}{m_1 \cdot R} + g.$$

Звідси: $-Bp^2 + K^2 B = \frac{M}{m_1 \cdot R};$

$$B = \frac{M}{m_1 \cdot R \cdot (K^2 - p^2)}. \tag{13}$$

$$K^2 D = g; \quad D = \frac{g}{K^2}.$$

Загальний розв'язок прийме вид:

$$y = A \cdot \sin(kt + \alpha) + \frac{M}{m_1 \cdot R \cdot (K^2 - p^2)} \cdot \sin pt + \frac{g}{K^2}. \tag{14}$$

У випадку резонансу:

$$\begin{aligned} y_2 &= B \cdot t \cdot \cos pt + D; \\ \dot{y}_2 &= B \cdot \cos(pt) - B \cdot p \cdot t \cdot \sin pt; \\ \ddot{y}_2 &= -B \cdot p \cdot \sin pt - B \cdot p \cdot \sin pt - B \cdot p^2 \cdot t \cdot \cos pt = \\ &= -2B \cdot p \cdot \sin pt - p^2 \cdot B \cdot \cos pt; \end{aligned} \tag{15}$$

$$B = -\frac{M}{m_1 \cdot R \cdot 2p}; \quad D = \frac{g}{K^2}.$$

Закон вимушених коливань при резонансі прийме вид:

$$y_2 = -\frac{M}{m_1 \cdot R \cdot 2p} \cdot t \cdot \cos pt + \frac{g}{K^2}. \tag{16}$$

При заданих основних параметрах установки та режимі експлуатації можна обчислити частоти K та P . Наведемо часові залежності частоти і амплітуди коливань несучого і тягово-вантажопідіймального канатів для установки, схема якої показана на рис.2.

Аналіз виконано для випадку: несучий канат ГОСТ 2688, $n=2.0$; $f_{cm/l} = \frac{1}{20}$; тягово-вантажопідіймний канат ГОСТ 2688; $n=3.0$; $D_\delta = 200$ мм; $V = 5$ м/с [5,6]. На рис. 3 показано графічні залежності частоти коливань канатів від параметрів установки.

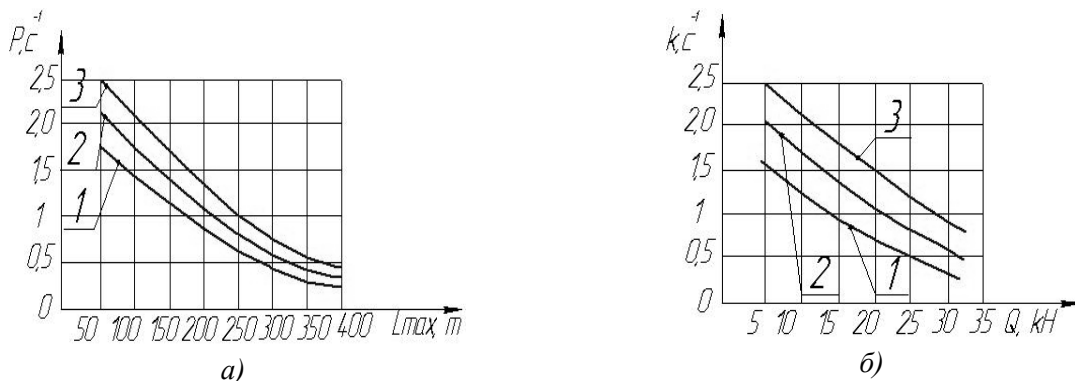


Рис. 3. Частота коливань канатів: а) несучого канату: 1 – $Q = 8$ кН; 2 – $Q = 16$ кН; 3 – $Q = 32$ кН; б) тягово-вантажопідіймального канату: 1 – $C_{сист} = 10$ кН/м; 2 – $C_{сист} = 20$ кН/м; 3 – $C_{сист} = 30$ кН/м.

Висновки

На основі отриманих графіків встановлено, що частота коливань несучого канату в основному



залежить від величини співвідношення f/l . При постійному f/l зміна довжини установки практично не впливає на частоту коливань канату. При вибраних параметрах установки частоти коливань несучого і тягово-вантажного підйимального канатів не співпадають, тобто при таких умовах роботи установки явища резонансу не буде.

Список літератури

1. Беляя Н.М. О выносливости тяговых канатов при различных схемах оснастки подвесных лесотранспортных установок. [Текст] / Н.М. Беляя, А.Г. Прохоренко // Лесное хозяйство, лесная, бумажная и деревообработная промышленность. – Вып.3. Киев. Будівельник, 1974. – с.54-59.
2. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісо транспортних установок. [Текст] / М.П. Мартинців – Київ., Ясмина, 1996. –175с.
3. Мартинців М.П. Вибір функції мети для оптимізації основних параметрів канатних лісо транспортних установок. [Текст] / М.П. Мартинців, І.В. Бачинюк // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал “Машинознавство”. – №3, 2005. – с.48-50.
4. Мартинців М.П. Динаміка та надійність підвісних канатних систем Підвищення надійності канатних лісо транспортних систем. [Текст] / М.П. Мартинців, Б.В. Сологуб, М.В. Матвійшин. – Львів: Вид-но НУ «Львівська політехніка», 2011. –188с.
5. Малиновський В.А. Стальні канати, ч.І. [Текст] / В.А. Малиновський – Одесса. Астропринт, 2001. –188с.
6. Малиновський В.А. Стальні канати, ч.ІІ. [Текст] / В.А. Малиновський – Одесса. Астропринт, 2002. – 180с.

References

1. Belaja N.M. O vynoslivosti tjagovyh kanatov pri razlichnyh shemah osnastki podvesnyh lesotransportnyh ustanovok. [Tekst] / N.M. Belaja, A.G. Prohorenko // Lesnoe hozjajstvo, lesnaja, bumazhnaja i derevoobrobnaja promishlennost'. – Вып.3. Kiev. Budivel'nik, 1974. –s.54-59.
2. Martinciv M.P. Rozrahnok osnovnih elementiv pidvisnih kanatnih liso transportnih ustanovok. [Tekst] / M.P. Martinciv – Kiiv., Jasmina, 1996. –175s.
3. Martinciv M.P. Vibir funkcii meti dlja optimizacii osnovnih parametriv kanatnih liso transportnih ustanovok. [Tekst] / M.P. Martinciv, I.V. Bachinjuk // Vseukraïns'kij shhomisjachnij naukovo-tehnichnij i virobnychij zhurnal “Mashinoznavstvo”. – №3, 2005. –s.48-50.
4. Martinciv M.P. Dinamika ta nadijnist' pidvisnih kanatnih sistem Pidvishhennja nadijnosti kanatnih liso transportnih sistem. [Tekst] / M.P. Martinciv, B.V. Sologub, M.V. Matviishin. – L'viv: Vid-no NU «L'viv's'ka politehnika», 2011. –188s.
5. Malinovs'kij V.A. Stal'ni kanati, ch.I. [Tekst] / V.A. Malinovs'kij – Odessa. Astroprint, 2001. –188s.
6. Malinovs'kij V.A. Stal'ni kanati, ch.II. [Tekst] / V.A. Malinovs'kij – Odessa. Astroprint, 2002. –180s.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ КАНАТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ЗАГРУЗКЕ

Аннотация: в статье приведена новая конструкция подъемно-транспортного лебедки (ПТЛ) из профильной формой повышенной нагрузочной способности. Предложена методика расчета линейных колебаний канатной системы загрузки. Выведены аналитические зависимости для определения основных конструктивных и силовых параметров подъемно-транспортных машин, которые характеризуют, что частот колебаний несущего каната, в основном зависит от величины соотношения f/l .

Ключевые слова: лебедка, канат, усилия натяжения каната, частота колебаний каната.

RESEARCH LINEAR OF OSCILLATIONS ROPES THE SYSTEM AT BOOT

Summary: the article contains a new design of material handling winch (PTL) the profiled form of increased loading ability. The method of calculation linear oscillations cable loading system. The are derived analytical dependencies for determining the basic constructive and power parameters handling machines which characterize that the frequency oscillation of the cable, in which is mainly depends on the value ratio f/l .

Keywords: winch, rope, rope pulling force, vibration frequency rope.