

**ГОРИЗОНТАЛЬНА СКЛADOVA НАТЯГУ ПІДЙОМНОГО КАНАТУ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНА**

Роботі таких механізмів як кранові візки властиві значні коливання вантажу, які суттєво впливають на точність монтажних та перевантажувальних операцій, продуктивність кранів, втомленість оператора і зношуваність елементів механізмів і металоконструкцій внаслідок втоми матеріалу.

Основною фізичною причиною розгойдування вантажу при пускові чи гальмуванні є маятникові коливання вантажу, які призводять до нерівномірного руху крана або його візка, додаткові навантаження на силові елементи кранів, що слід враховувати при уточнених розрахунках. Звичайно маятникові коливання вантажу є практично незалежними від пружних коливань крану, тому при розрахунках металоконструкцію і трансмісію переміщення можна приймати абсолютно жорсткими.

Отримана у [1] залежність дозволяє провести лише непрямий аналіз впливу коефіцієнта тертя кочення на величину горизонтальної складової натягу підйомного канату. Для більш детального аналізу необхідно мати аналітичну залежність для визначення коефіцієнта тертя кочення, яка б містила загальноприйняті механічні константи матеріалів колеса і рейки та їх геометричні розміри.

Такі аналітичні залежності отримані у [2] як для початкового лінійного, так і для точкового контактів. При початковому лінійному контакті коефіцієнт тертя кочення визначається із виразу:

$$k = 0,225 \cdot b \cdot \exp(-1,2 R), \quad (1)$$

при початковому точковому контакті

$$k = 0,16 \cdot b \cdot \exp(0,2 R), \quad (2)$$

де  $b$  - півширина смуги контакту;  $R$  - радіус колеса (в метрах).

В формулах (1) і (2) експонента визначає коефіцієнт гістерезисних витрат. Якщо схему візка подати так, як показано на рисунку 1, то диференціальні рівняння руху запишуться у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P - kN + S \sin \varphi; \\ N - m_1 g - S \cos \varphi &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + S \sin \varphi &= 0; \\ -m_2 g + S \cos \varphi &= 0; \\ x_1 - x_2 + l \sin \varphi &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де  $m_1$  – маса візка зведена до поступального переміщення;  $m_2$  – маса вантажу;  $P$  – сумарне зусилля при пуску або гальмуванні привідних коліс візка;  $N$  – реакція опори, що діє на візок;  $S$  – сумарний натяг канатів.

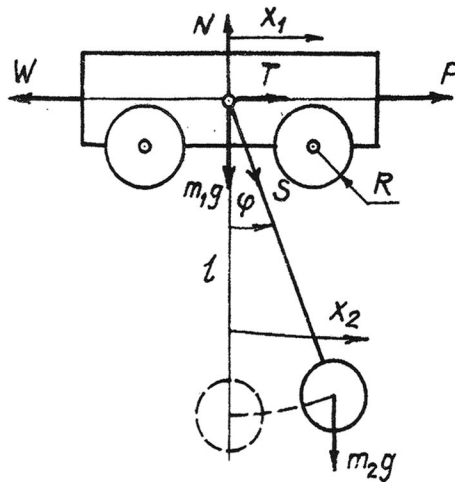


Рисунок 1- Схема маятникових коливань вантажу при русі кранового візка

Зведемо систему (3) до вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P - kN + S \sin \varphi; \\ N &= m_1 g + S \cos \varphi; \\ \ddot{x}_2 &= -g \operatorname{tg} \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Враховуючи зв'язок між  $x_1$  і  $x_2$  в (3) і (4), систему (4) зведемо до рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P - k(m_1 g + S \cos \varphi) + S \sin \varphi; \\ \ddot{x}_1 + l[(\dot{\varphi})^2 (-\sin \varphi) + \ddot{\varphi} \cos \varphi] &= -g \operatorname{tg} \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Оскільки відхилення каната не перевищує  $10 \dots 12^\circ$ , то можна покласти  $\sin \varphi \approx \operatorname{tg} \varphi = \varphi$ ;  $\cos \varphi \approx 1$ ;  $S \approx G = m_2 g$ .

Тепер (5) набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P - k(m_1 g + m_2 g) + m_2 g \varphi; \\ \ddot{x}_1 + l[(\dot{\varphi})^2 (-\varphi) + \ddot{\varphi}] &= -g \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Якщо вважати, що

$$\sin \varphi \approx \operatorname{tg} \varphi = \varphi = \frac{x_2 - x_1}{l}, \quad (7)$$

то (4) можна подати у вигляді

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P - k(m_1 + m_2)g + m_2 g \frac{x_2 - x_1}{l}; \\ \ddot{x}_2 &= -g \frac{x_2 - x_1}{l}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Зведемо цю систему рівнянь (8) до одного рівняння:

$$\frac{l}{g} m_1 x_2'' + (m_1 + m_2) x_2'' = P - k(m_1 + m_2)g. \quad (9)$$

Розв'язуючи рівняння (9) за нульових початкових умов  $x|_{t=0} = \dot{x}|_{t=0} = 0$ , знайдемо

$$x = A(1 - \cos \omega t), \quad (10)$$

де  $A = \frac{[P - k(m_1 + m_2)g]l}{(m_1 + m_2)g}$  - амплітуда коливань вантажу.

Горизонтальна складова натягу канатів

$$T = T_a(1 - \cos \omega t), \quad (11)$$

де  $T_a = A \frac{m_2 g}{l}$  - амплітудне значення зусилля  $T$ .

Таким чином з урахуванням значення амплітуди  $A$

$$T_a = \frac{[P - k(m_1 + m_2)g]m_2}{(m_1 + m_2)} \quad (12)$$

В подальшому будемо вважати, що модулі пружності  $E$  матеріалу коліс і рейок однакові, а коефіцієнт Пуассона дорівнює 0,3.

За цієї умови півширина смуги контакту у випадку початкового лінійного контакту за [3] визначається із виразу:

$$b = 1,526 \sqrt{\frac{N \cdot R}{B \cdot E}}, \quad (13)$$

де  $B$  – ширина рейки;  $N$  – навантаження на колесо; при початковому точковому контакті

$$b = 0,6985 n_e \sqrt[3]{\frac{N}{E} \frac{R \cdot R_1}{R + R_1}}, \quad (14)$$

де  $R_1$  – радіус заокруглення головки рейки;  $n_e$  – коефіцієнт, який залежить від відношення коефіцієнтів рівняння еліпсу дотику ( $A/B = R/R_1$ ).

Звичайно, що радіус колеса повинен бути прийнятим таким, щоб контактні напруження знаходилися в межах допустимих напружень:

при початковому лінійному контакті

$$R = \frac{0,418 N \cdot E}{B \cdot \sigma^2}; \quad (15)$$

при початковому точковому контакті

$$R = \frac{0,0147 n_p^3 \cdot E^2 \cdot R_1 \cdot N}{R_1^2 \sigma^3 - 0,0147 n_p^3 \cdot E^2 \cdot N} \left( 1 + \frac{R_1 \cdot \sigma}{n_p \cdot E} \sqrt{\frac{68 \cdot \sigma}{n_p \cdot N}} \right), \quad (16)$$

де  $n_p$  – коефіцієнт, який залежить від тих же величин, що і  $n_e$ .

Маючи на увазі вирази для  $R$  (15) і (16) та для  $b$  (13) і (14), запишемо рівняння для коефіцієнтів тертя кочення (1) і (2) у розгорненому вигляді при лінійному контакті:

$$k = 0,1435 \frac{N}{B \cdot \sigma} \exp \left[ -0,21 \frac{N \cdot E}{B \cdot \sigma^2} \right] \quad (17)$$

і при точковому контакті

$$k = 0,027 n_e n_p^3 \sqrt{\frac{N^2 \cdot E \cdot R_1 (1 + R_1 \cdot n_E)}{R_1^2 \sigma^3 - 0,0147 n_p^3 \cdot E^2 \cdot n_E}} \quad (18)$$

$$\text{де } n_E = \frac{\sigma}{n_p \cdot E} \sqrt[3]{\frac{68 \cdot \sigma}{n_p \cdot P}}.$$

Особливістю розв'язання рівняння (16) є те, що коефіцієнт  $n_e$  сам залежить від радіусу колеса  $R$ , який необхідно знайти. Для цього у першому наближенні можна покласти  $n_e = 1$ , а потім, знайшовши величину  $R$  в першому наближенні, знайти значення  $n_e$  у другому наближенні повторюючи підрахунки до збігу  $R$  у сусідніх наближеннях. Звичайно коефіцієнт  $n_e$  близький до одиниці і тому вже друге наближення дає задовільний результат.

Знайдемо величину амплітудного значення горизонтальної складової натягу канату  $T_a$ , її зміну у часі у залежності від величини допустимих контактних напружень між колесом і рейкою для матеріалів колеса і рейки із сталі 65Г (ГОСТ 1050-74) при групах класифікації механізму пересування візка М1...М3 ( $\sigma = 850$  МПа); М4 ( $\sigma = 800$  МПа); М5 ( $\sigma = 750$  МПа) та М6 ( $\sigma = 700$  МПа) [4]. Приймаємо  $m_1 = 12500$  кг і  $m_2 = 4800$  кг.

З допущенням про рівномірний розподіл навантаження на ходові колеса ( $N = 42,4$  кН) графік зміни  $T$  і  $A$  у залежності від  $l$  показаний на рисунку 2 ( $P = 2800$  Н;  $B = 50$  мм;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа).

Зміна у часі горизонтальної складової натягу канатів показана на рисунку 3.

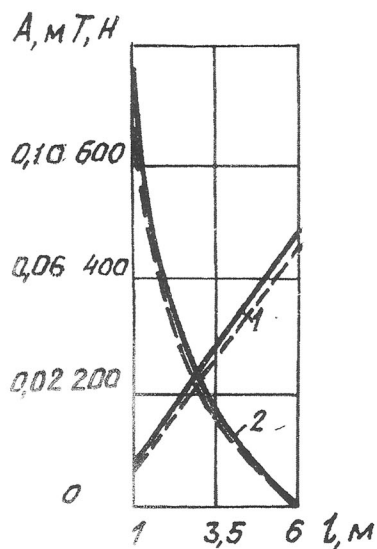


Рисунок 2 - Залежність параметрів системи від висоти підвісу вантажу: 1 – амплітуда відносних коливань  $A$ ; 2 – амплітудне значення горизонтальної складової натягу канату  $T$  (суцільні лінії для груп класифікації М1...М3, пунктирні – М6)

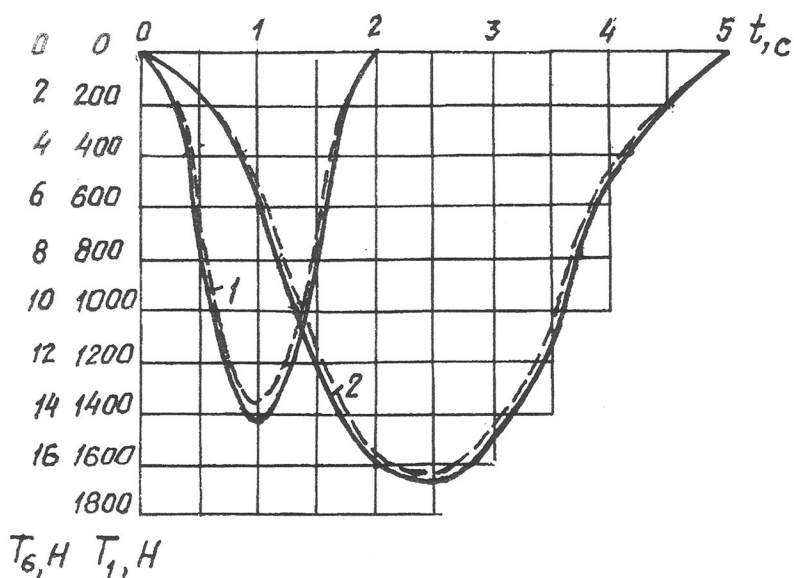


Рисунок 3 - Горизонтальна складова натягу канатів у часі:  
1 –  $l = 1$  м; 2 –  $l = 6$  м (суцільні лінії для груп класифікації М1...М3, пунктирні – М6)

Відзначимо, що радіус колеса у формулах для визначення  $A$  та  $T_0$  для коректності поставленої задачі не округлювався до стандартних значень.

Аналіз отриманих формул і залежностей, представлених на рисунку 2 та рисунку 3, дозволяє зробити такі висновки:

горизонтальна складова натягу канатів при малій висоті підвісу ( $l = 1$  м) досягає більше половини сумарного зусилля ( $0,64P$ ) на привідних колесах візка, але тривалість амплітудного значення горизонтальної складової натягу канатів не перевищує нормативних значень часу пуску або гальмування;

зміна групи класифікації механізмів пересування візка мало впливає як на амплітуду відносних коливань вантажу, так і на величину горизонтальної складової натягу канатів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Комплексний критерій для визначення оптимальних режимів руху мостових кранів: модель краної візка з гнучким підвісом вантажу / Техніка будівництва, № 10, 2001.- С. 4 - 9.
2. Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкін В.С. Деформаційні опори в машинах.- Дніпропетровськ, РВА Дніпро VAL, 2002.- 200 с.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.- К.: Наукова думка, 1988.- 736 с.
4. Справочник по кранам. В 2-х томах. Т. 2 / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др.- М.: Машиностроение, 1988.- 559 с.