

Device for mixing based on the spinning reels finds more and more acceptance in the development of biotechnological fermentation processes, and therefore improving the efficiency of their work by justifying the methods of determining the parameters of the particle motion in the radial blade in a rotating drum, which will allow you to set rational values of angular velocity and structural parameters of spinning reels, requires further improvement.

Given the solution of the differential equations that determine the parameters of motion of material particles in the radial blade with different variants of drum rotation.

The obtained solution of the differential equations that determine the parameters of motion of material particles in the radial blade with different variants of rotation of the drum are identical and differ only the initial values of the rotation angles of the displacement between the horizontal and vertical axes at $\pi/2$.

Key words: drum, radial blade, movement of particles

УДК 621.87

МІНІМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В МЕХАНІЗМІ ПІДЙОМУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

**В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, кандидат технічних наук
І. О. Кадикало, аспірант*
e-mail: lovvs@ukr.net**

Анотація. Розглянутий вплив різних умов підйому вантажу («з ваги», «з підхватом») і жорсткостей канату (абсолютно жорсткий і пружний) на величину динамічних навантажень у пружних елементах. Задля зменшення цих навантажень (зокрема, коефіцієнту динамічності) запропонований вибір необхідних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів. На прикладі механізму підйому вантажу кранами (двомасова модель) проведена динамічна оптимізація (мінімізація) вказаних навантажень у вантажних канатах.

Проведений всебічний аналіз впливу умов підйому вантажу «з ваги» і жорсткостей канату (абсолютно жорсткий/пружний) на величину коефіцієнта динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних механізмів кранів.

Запропоновані й обґрунтовані необхідні режими руху механізму підйому вантажу крана (у межах двомасової моделі), які

*Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, І. О. Кадикало, 2016

мінімізують коефіцієнт динамічних навантажень у вантажних канатах вантажопідйомних машин при підйомі вантажу «з ваги».

Отримані у роботі результати можуть у подальшому бути використані при вдосконаленні й уточненні інженерних методів розрахунку вантажопідйомних механізмів кранів як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах їх реальної експлуатації.

Ключові слова: *динамічна оптимізація, мінімізація, навантаження, пружні елементи, вантажопідйомні машини, умови підйому, жорсткість канату*

Постановка проблеми. Відомо, що продуктивність і надійність вантажопідйомних машин, а також точність виконання ними, зокрема, розвантажувальних, навантажувальних, транспортних і монтажних операцій суттєвим чином залежать від динамічних навантажень у пружних елементах гнучких робочих органів, приводу й металоконструкції. Перш за все, величини цих навантажень залежать від ділянки руху вантажопідйомної машини або її механізму. Найбільші динамічні навантаження виникають на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, реверсування руху).

Аналіз останніх досліджень. Автор [1] показав, що під час гальмування у процесі спуску вантажу коефіцієнт динамічності (K_d) в пружних елементах кранових механізмів досягає величини 2,5 й більше. Як показують дослідження різних авторів [1, 2], динамічні навантаження, визначені в пружному елементі за допомогою двомасової моделі, на 5–10% відрізняються від дійсних динамічних навантажень. Оскільки у цих роботах виявляється вплив різних режимів руху на величину динамічних навантажень, а не визначаються самі навантаження, то використання двомасової моделі є виправданим. Якщо ж виникне потреба визначення більш точного впливу режиму руху на динамічні навантаження в пружному елементі кранового механізму або конструкції, то можуть бути використані моделі з більшою кількістю мас. Так, наприклад, тримасова динамічна модель дає точність визначення динамічних навантажень у межах 2...3% [1]. Однак моделі з меншою кількістю мас дають можливість значно спростити математичні викладки і отримати розв'язки в аналітичній формі.

У роботах [3, 4] зазначено, що одним з шляхів зменшення динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідйомних машин є вибір необхідних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів. Вплив різних режимів руху у вказаних роботах на динамічні навантаження у пружних елементах вантажопідйомних машин розглянутий на прикладі механізму

підйому вантажу у межах двомасової моделі без врахування затухання коливань, оскільки в кранових механізмах і конструкціях воно здійснюється протягом значного проміжку часу [1].

Автори [5] розглядають кілька еквівалентних схем для розрахунку параметрів руху й натягу у канатах підйомного механізму при підйомі вантажу («з ваги» абсолютно жорстким канатом, «з ваги» пружним канатом, «з підхватом»). Проте, автори [5] не мінімізують динамічні навантаження у канатах вантажопідйомного механізму, а лише визначають власне вказані навантаження.

На думку авторів даного дослідження, динамічна оптимізація (мінімізація) навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин повинна проводитись для певних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів, як це зроблено у [3, 4], й водночас враховувати конкретні схеми канатного механізму підйому вантажу («з ваги», «з підхватом») і його (канату) жорсткість (абсолютно жорсткий чи пружний).

Мета досліджень полягає у обґрунтуванні оптимального режиму руху механізму підйому вантажу краном, за якого у приводних механізмах на ділянках перехідних процесів з урахуванням схеми канатного механізму підйому вантажу («з ваги», «з підхватом») та пружності канату діють мінімальні динамічні навантаження. Для реалізації мети роботи використані підходи робіт у [3–5] та методи класичного варіаційного числення.

Результати досліджень. Для проведення досліджень використано математичні моделі для схем канатного механізму підйому вантажу, які відповідають різним умовам підйому й різним жорсткостям вантажного канату. На рис. 1 [5] наведені схеми канатного механізму підйому вантажу, які відповідають різним умовам підйому й різним жорсткостям вантажного канату. Зокрема, на рис. 1,а й рис. 1,б зображені схеми підйому вантажу «з ваги», коли вантаж у момент, що передує початку руху (тобто при $t=0$) висить на канаті. Але у першому випадку (рис. 1,а) жорсткість каната досить велика і його можна вважати абсолютно жорстким; у другому (рис. 1,б) – жорсткість канату менше, і він вважається пружним зв'язком. На рис. 1,в, зображена схема, яка відповідає підйому вантажу «з підхватом», коли у початковий момент часу вантаж лежить на деякій основі (наприклад, на землі) й вантажний канат послаблений; на еквівалентній схемі (рис. 1,г) слабина канату імітується відповідним зазором Δ у пружному зв'язку.

1. Розглянемо перший із вказаних вище випадків (рис. 1,а – підйом вантажу «з ваги» абсолютно жорстким канатом).

Застосовуючи принцип Д'Аламбера, складемо за схемою, зображеною на рис. 1, а рівняння динаміки системи:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{s} = P_{\text{надл}}(t) + Q; \\ m_2 \ddot{s} = -Q, \end{cases} \quad (1)$$

де: m_1, m_2 – приведені маси приводу й вантажу, відповідно; s – переміщення вантажу; $Q = m_2 g$ – вага вантажу ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння); $P_{\text{надл}}(t) = P_p(t) - Q$ – надлишкове зусилля приводу.

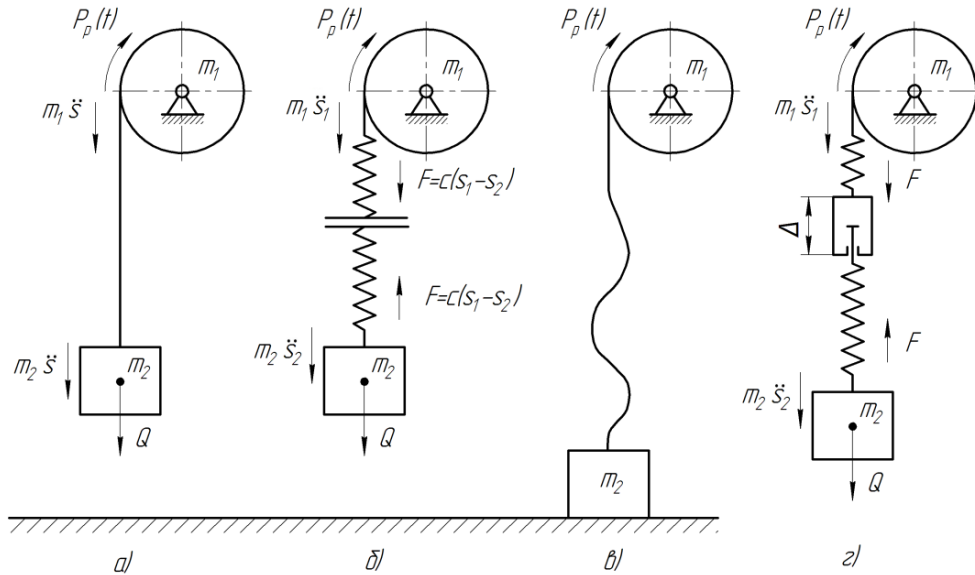


Рис. 1. Еквівалентні схеми для розрахунку параметрів руху та натягу у канаті підйомного механізму при підйомі вантажу: а) – «з ваги» абсолютно жорстким канатом; б) – «з ваги» пружним канатом; в), г) – «з підхватом» пружним канатом.

Після перетворення маємо замість (1):

$$(m_1 + m_2) \cdot \ddot{s} = P_{\text{надл}}(t) \leftrightarrow \ddot{s} = \frac{P_{\text{надл}}(t)}{(m_1 + m_2)}. \quad (2)$$

Динамічне зусилля, яке діє на канат у цьому випадку при підйомі вантажу, має вид:

$$F(t) = m_2 \cdot \ddot{s} + Q = m_2 \cdot \ddot{s} + m_2 \cdot g. \quad (3)$$

Коефіцієнт динамічності для цього варіанту (схеми) підйому вантажу обчислюємо за формулою:

$$K_{\partial}(t) = \frac{F(t)}{m_2 g} = \frac{m_2 \ddot{s} + m_2 g}{m_2 g} = 1 + \frac{\ddot{s}(t)}{g}. \quad (4)$$

2. При врахуванні пружності канату (рис. 1,б) рух механічної системи описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{s}_1 + c(s_1 - s_2) = P_{\text{надл}}(t) + Q; \\ m_2 \ddot{s}_2 - c(s_1 - s_2) = -Q, \end{cases} \quad (5)$$

де: s_1 й s_2 – незалежні переміщення приведеної маси механізму m_1 й вантажу m_2 ; c – приведена жорсткість канату.

Якщо ввести нову змінну $s = s_1 - s_2$ (і, відповідно, $\ddot{s} = \ddot{s}_1 - \ddot{s}_2$) тоді знайдемо:

$$\ddot{s} + k^2 s = \frac{P_{\text{надл}}(t)}{m_1} + \frac{(m_1 + m_2)}{(m_1 \cdot m_2)} \cdot Q, \quad (6)$$

де k визначається за формулою:

$$k = \sqrt{\frac{c \cdot (m_1 + m_2)}{(m_1 \cdot m_2)}}. \quad (7)$$

Диференціальне рівняння (6) розв'язуємо за наступних початкових умов ($t=0$): $s = \frac{Q}{c} = \frac{m_2 g}{c}$ (відношенням $\frac{Q}{c}$ визначається статична деформація канату під дією маси m_2 підвішеного вантажу), $\dot{s} = 0$. Сила пружності або динамічне зусилля, що діє на канат, визначається з:

$$F(t) = c \cdot s = \frac{c \cdot P_{\text{надл}}(t)}{k^2 \cdot m_1} + Q - \frac{c}{k^2} \cdot \ddot{s}. \quad (8)$$

Для коефіцієнта динамічності у цьому варіанті маємо:

$$K_D(t) = 1 + \left\{ \frac{c \cdot P_{\text{надл}}(t)}{k^2 \cdot m_1 \cdot m_2 g} - \frac{c \cdot \ddot{s}}{k^2 \cdot m_2 g} \right\}. \quad (9)$$

3. Рівняння динаміки, що описують рух системи, зображеної на рис. 1,в, нічим не відрізняється від отриманих (5) та (6). Однак початкові умови будуть іншими ($t = 0$): $s = 0$; $\dot{s} = V$, де V – швидкість усталеного руху вантажу на канаті. Вираз (9) теж залишається без змін, проте $\ddot{s}$ відрізняється у випадку (рис. 1,в) від виразу для $\ddot{s}$, що відповідає (рис. 1,б), оскільки початкові умови для визначення $s(t)$, $\dot{s}(t)$, $\ddot{s}(t)$ різні. Слід також зазначити, що згідно [4], величина $P_{\text{надл}}(t) = (m_1 + m_2) \cdot a(t)$, де $a(t)$ – динамічне прискорення того або іншого режиму руху приводного механізму, яка залежить від часу t . У роботі [3] розглянуті можливі режими руху приводного механізму на ділянці пуску, які відповідають: 1) режиму руху з постійним прискоренням, який мінімізує величину рушійного моменту приводу; 2) режиму руху з лінійною зміною прискорення, який мінімізує динамічну складову потужності приводу; 3) режиму руху зі зміною прискорення по кривій третього порядку; 4) режиму руху зі зміною прискорення по кривій п'ятого порядку. Останні два режими [4] руху дають плавну зміну прискорень приводного механізму, що забезпечує зменшення коливань динамічних навантажень в пружних елементах.

Оптимізація коефіцієнта динамічних навантажень.

А. Підйом вантажу «з ваги» абсолютно жорстким канатом. Критерій якості руху системи для даного випадку обираємо у вигляді:

$$I_A = \int_0^{t_p} K_{\partial}^2(t) dt \rightarrow \min, \quad (10)$$

де: t_p – тривалість перехідного процесу.

Необхідною умовою виконання критерію (10) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$s^{(IV)}(t) = 0. \quad (11)$$

Розв'язок рівняння (11) розшукуємо, використовуючи початкові умови типу:

$$t = 0; s = 0; \dot{s}(0); \ddot{s}(0) = \frac{P_{\text{надл}}(0)}{m_1 + m_2} = a(0); \dot{s}(t_p) = V_y, \quad (12)$$

де: V_y – усталена швидкість підйому вантажу при закінченні перехідного процесу ($t \geq t_p$). Величина $a(0)$ обирається для кожного з вище вказаних режимів. Зокрема, маємо:

а) перший режим –

$$a(0) = \frac{V_y}{t_p}; \quad (13)$$

б) другий режим –

$$a(0) = \frac{2V_y}{t_p}; \quad (14)$$

в) третій режим –

$$a(0) = 0; \quad (15)$$

г) четвертий режим –

$$a(0) = 0. \quad (16)$$

Закон руху $s(t)$, який задовольняє критерію якості руху (10) та умовам (12), має вид:

$$s(t) = \frac{a(0)}{2} \cdot t^2 + \left\{ V_y - a(0) \cdot t_p \right\} \cdot \frac{t^3}{3t_p^2}, \quad (17)$$

а значення $K_{\partial}(t)$ визначається у інтервалі $t \in [0, t_p]$ наступним співвідношенням:

$$K_{\partial}(t) = 1 + \frac{a(0) + 6 \cdot \left\{ V_y - a(0) \cdot t_p \right\} \cdot \frac{t}{3t_p^2}}{g}. \quad (18)$$

Середня за період пуску ($t = t_p$) величина $K_{\partial}(t)$ визначається наступним чином:

$$\overline{K_{\partial}} = \frac{1}{t_p} \cdot \int_0^{t_p} K_{\partial}(t) dt = 1 + \frac{a(0) + \left\{ \frac{V_y - a(0) \cdot t_p}{t_p} \right\}}{g} = 1 + \frac{a(0)}{g} + \left\{ \frac{V_y - a(0) \cdot t_p}{gt_p} \right\}. \quad (19)$$

У табл. 1 подані значення $K_{\partial}(t)$ (18), $\overline{K_{\partial}}$ (19) для різних режимів руху (13)–(16), для $V_y = 0,5 м/с$, $t_p = 2,0с$.

1. Значення $K_{\partial}(t)$, $\overline{K_{\partial}}$ для різних режимів руху механізму підйому вантажу «з ваги» абсолютно жорстким канатом

Режими	$K_{\partial}(t)$			$\overline{K_{\partial}}$
	$t=0$	$t=1,0 с$	$t=2,0 с$	
Перший	1,025	1,025	1,025	1,025
Другий	1,051	1,025	1,000	1,025
Третій	1,0	1,025	1,051	1,025
Четвертий	1,0	1,025	1,051	1,025

Аналіз результатів, поданих у табл. 1, показує, що в межах моделі абсолютно жорсткого канату $\overline{K_{\partial}}$ не відрізняється у всіх чотирьох режимів руху, проте залежність $K_{\partial}(t)$ у кінці періоду $t = t_p$ при переході у режим стаціонарного руху вантажу, який піднімають «з ваги» найбільш сприятлива у другому режимі, коли $K_{\partial}(t) = 1$.

Б. Підйом вантажу «з ваги» за допомогою пружного канату.

Критерій якості руху системи для даного випадку $I_B \equiv I_A$ (10). Необхідною умовою виконання критерію I_B є рівняння Ейлера–Пуассона вигляду:

$$s^{(IV)} = \frac{k^2 m_2}{c} \cdot \ddot{a}(t). \quad (20)$$

Початкові умови для розв'язку рівняння (20) мають наступний вид:

$$t=0; \quad s = \frac{m_2 g}{c}; \quad \dot{s} = 0; \quad \ddot{s} = -k^2 \cdot \frac{m_2 g}{c} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} (a(0) + g);$$

$$\ddot{s}(t_p) = -k^2 \cdot \frac{m_2 g}{c} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \{a(t_p) + g\} \quad (21)$$

Для першого та другого режимів руху $\ddot{a}(t) \equiv 0$, тому замість (20) треба розв'язати рівняння:

$$s^{(IV)} = 0. \quad (22)$$

за умов (21).

Закон руху, який відповідає рівнянню (22) та умовам (21) має вид:

$$s(t) = \alpha_0 + \alpha_2 \cdot t^2 + \alpha_3 \cdot t^3, \quad (23)$$

$$\text{де } \alpha_0 = \frac{m_2 g}{c}; \quad \alpha_2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{-k^2 \cdot m_2 g}{c} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot [a(0) + g] \right\}; \quad \alpha_3 = \frac{(m_1 + m_2)}{6m_1 \cdot t_p} [a(t_p) - a(0)]$$

Для першого режиму маємо:

$$\alpha_0^{(1)} = \frac{m_2 g}{c}; \quad \alpha_2^{(1)} = \frac{1}{2} \left\{ -\frac{k^2 \cdot m_2 g}{c} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \left[\frac{V_y}{t_p} + g \right] \right\}; \quad \alpha_3^{(1)} = 0. \quad (24)$$

Для другого режиму маємо:

$$\alpha_0^{(2)} = \frac{m_2 g}{c}; \quad \alpha_2^{(2)} = \frac{1}{2} \left\{ -\frac{k^2 \cdot m_2 g}{c} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \left[\frac{2V_y}{t_p} + g \right] \right\}; \quad \alpha_3^{(2)} = \frac{(m_1 + m_2)}{6m_1 \cdot t_p} \left[-\frac{2V_y}{t_p} \right]. \quad (25)$$

Величину $K_\delta^i(t)$, $i = \overline{(1,2)}$, де i – номер режиму руху, знаходимо зі співвідношення:

$$K_\delta^i(t) = 1 + \frac{a^{(i)}(t)}{g} - \frac{c \cdot \{2\alpha_2^{(i)} + 6\alpha_3^{(i)} \cdot t\}}{k^2 m_2 g}. \quad (26)$$

Для обчислення $\overline{K_\delta^i}$, $i = \overline{(1,2)}$, можна застосувати формулу:

а) для першого режиму –

$$\overline{K_\delta^i} = 1 + \frac{V_y}{gt_p} - \frac{c \cdot 2\alpha_2^{(1)}}{k^2 m_2 g}; \quad (27)$$

б) для другого режиму –

$$\overline{K_\delta^{(2)}} = 1 + \frac{2V_y(1 - \frac{1}{2})}{gt_p} - \frac{c \cdot \{2\alpha_2^{(2)} + 3\alpha_3^{(2)} t_p\}}{k^2 m_2 g} = 1 + \frac{V_y}{gt_p} - \frac{c \cdot \{2\alpha_2^{(2)} + 3\alpha_3^{(2)} t_p\}}{k^2 m_2 g}. \quad (28)$$

Розрахунки за формулами (26)–(28) проведені для наступних значень параметрів: $V_y = 0,5 \text{ м/с}$, $t_p = 2,0 \text{ с}$, $m_1 = 41550 \text{ кг}$, $m_2 = 20000 \text{ кг}$, $c = 15450 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ [4]. Для першого режиму у результаті маємо:

$$K_\delta^{(1)}(t) = \overline{K_\delta^{(1)}} = 1. \quad (29)$$

Аналітичний результат (типу (29)) може бути реалізований і для другого режиму руху, а саме:

$$K_\delta^{(2)}(t) = 1, \quad \overline{K_\delta^{(2)}} = 1. \quad (30)$$

(Фактично виникає ідеальний режим руху без перевантажень!)

Для третього й четвертого режимів руху слід розв'язати рівняння (20), причому $\ddot{a}(t) \neq 0$. Так, маємо:

а) для третього режиму –

$$\ddot{a}(t) = -\frac{48V_y}{t_p^3} + \frac{72V_y \cdot t}{t_p^4} \quad (31)$$

б) для четвертого режиму –

$$\ddot{a}(t) = -\frac{120V_y}{t_p^3} - \frac{1080V_y \cdot t}{t_p^4} + \frac{2160V_y \cdot t^2}{t_p^5} - \frac{1200V_y \cdot t^3}{t_p^6}. \quad (32)$$

Для третього режиму розв'язок (20) має вид:

$$s(t) = \beta_0^{(3)} + \beta_1^{(3)} \cdot t + \beta_2^{(3)} \cdot t^2 + \beta_3^{(3)} \cdot t^3 + A_1 \cdot t^4 + A_2 \cdot t^5 \quad (33)$$

де:

$$A_1 = -\frac{2V_y}{t_p^3}; \quad A_2 = -\frac{3V_y}{5 \cdot t_p^4}; \quad \beta_0^{(3)} = \frac{m_2 g}{c}; \quad \beta_1^{(3)} = 0;$$

$$\beta_2^{(3)} = \frac{1}{2} \left\{ -k^2 \frac{m_2 g}{c} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} g \right\}; \beta_2^{(3)} = \frac{2V_y}{t_p^2}. \quad (34)$$

З (33) легко знайти $\ddot{s}(t)$:

$$\ddot{s}(t) = 2\beta_2^{(3)} + 6\beta_3^{(3)} \cdot t + 12A_1 \cdot t^2 + 20A_2 t^3. \quad (35)$$

З (9) для $K_\delta^{(3)}(t)$ маємо:

$$K_\delta^{(3)}(t) = 1 + \frac{a^{(3)}(t)}{g} - \frac{c}{k^2 m_2 g} \{ 2\beta_2^{(3)} + 6\beta_3^{(3)} \cdot t + 12A_1 \cdot t^2 + 20A_2 t^3 \}, \quad (36)$$

де: $a^{(3)}(t) = \frac{12V_y}{t_p} \left(\frac{t}{t_p} - 2 \cdot \frac{t^2}{t_p^2} + \frac{t^3}{t_p^3} \right)$. (Слід зазначити, що $\beta_2^{(3)} \equiv 0$).

Після нескладних перетворень з (36) можна отримати:

$$K_\delta^{(3)}(t) = 1 + \left(\frac{12V_y t}{gt_p^2} - \frac{24V_y t^2}{gt_p^3} + \frac{12V_y t^3}{gt_p^4} \right) - \left(1 - \frac{c}{k^2 m_2} \right) = 1 + \frac{12V_y t}{gt_p^2} \left(1 - \frac{t}{t_p} \right)^2 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right). \quad (37)$$

Тоді:

$$\overline{K_\delta^{(3)}} = 1 + \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} \cdot \left(\frac{6V_y}{gt_p} - \frac{8V_y}{gt_p} + \frac{3V_y}{gt_p} \right) = 1 + \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} \cdot \left(\frac{V_y}{gt_p} \right). \quad (38)$$

Для прийнятих вище значень m_1 , m_2 , V_y , t_p з (38) маємо наступну чисельну оцінку $\overline{K_\delta^{(3)}}$: $\overline{K_\delta^{(3)}} = 1,008$. Для знаходження $K_\delta^{(3)}(t)$ можна використати співвідношення (37) (табл. 2).

2. Значення $K_\delta^{(3)}(t)$ для третього режиму руху механізму підйому вантажу «з ваги» пружним канатом ($m_1 = 41550 \text{ кг}$, $m_2 = 20000 \text{ кг}$, $V_y = 0,5 \text{ м/с}$, $t_p = 2,0 \text{ с}$)

$t, \text{с}$	0	0,5	1,0	1,5	2,0
$K_\delta^{(3)}(t)$	1	1,014	1,012	1,005	1

Аналіз результатів табл. 2 показує, що $K_\delta^{(3)}(t)$ не залежить від c (жорсткості канату) і монотонно зменшується до 1 після досягнення t значення t_p . Найбільше значення $K_\delta^{(3)}(t)$ набирає у момент часу $t^* = \frac{t_p}{3}$ і складає:

$$K_{\delta \max}^{(3)}(t^*) = 1 + \frac{12V_y t^*}{gt_p^2} \cdot \left(1 - \frac{t^*}{t_p} \right)^2 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) = 1 + \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) \cdot \frac{16V_y}{9gt_p}. \quad (39)$$

Для наведених вище значень V_y , t_p , m_1 , m_2 з (39) маємо наступну чисельну оцінку: $K_{\delta \max}^{(3)}\left(\frac{t_p}{3}\right) \approx 1,015$. Графік залежності $K_\delta^{(3)}(t)$

поданий на рис. 2 для введених значень параметрів: $m_1 = 41550 \text{ кг}$, $m_2 = 20000 \text{ кг}$, $t_p = 2,0 \text{ с}$, $V_y = 0,5 \text{ м/с}$.

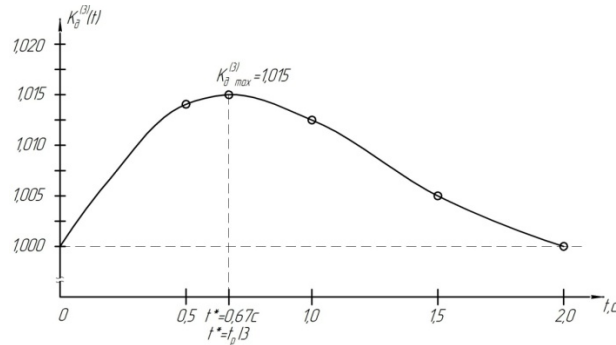


Рис. 2. Залежність $K_{\delta}^{(3)}(t)$.

Для четвертого режиму розв'язок (20) має вид:

$$s(t) = \beta_0^{(4)} + \beta_1^{(4)}t + \beta_2^{(4)}t^2 + \beta_3^{(4)}t^3 + B_1 \cdot t^4 + B_2 \cdot t^5 + B_3 \cdot t^6 + B_4 \cdot t^7, \quad (40)$$

де:

$$B_1 = \frac{5V_y}{t_p^3}; \quad B_2 = \frac{9V_y}{t_p^4}; \quad B_3 = \frac{6V_y}{t_p^5}; \quad B_4 = \frac{10V_y}{7t_p^6};$$

$$\beta_0^{(4)} = \frac{m_2 g}{c}; \quad \beta_1^{(4)} = 0; \quad \beta_2^{(4)} = 0; \quad \beta_3^{(4)} = 0; \quad (41)$$

Тоді маємо залежність (40):

$$s(t) = \frac{m_2 g}{c} + \frac{5V_y}{t_p^3} \cdot t^4 - \frac{9V_y}{t_p^4} \cdot t^5 + \frac{6V_y}{t_p^5} \cdot t^6 - \frac{10V_y}{7t_p^6} \cdot t^7. \quad (42)$$

З (42) можна отримати:

$$\ddot{s}(t) = \frac{60V_y t^2}{t_p^3} - \frac{180V_y}{t_p^4} \cdot t^3 + \frac{180V_y t^4}{t_p^5} - \frac{60V_y \cdot t^5}{t_p^6}. \quad (43)$$

Для $K_{\delta}^{(4)}(t)$ з (9), (43) маємо:

$$K_{\delta}^{(4)}(t) = 1 + \frac{a^{(4)}t}{g} - \frac{c}{k^2 m_2 g} \left\{ \frac{60V_y t^2}{t_p^3} - \frac{180V_y}{t_p^4} \cdot t^3 + \frac{180V_y t^4}{t_p^5} - \frac{60V_y \cdot t^5}{t_p^6} \right\}, \quad (44)$$

де: $a^{(4)}t = \frac{60V_y t^2}{t_p^3} \cdot \left(1 - 3\frac{t}{t_p} + 3\frac{t^2}{t_p^2} - \frac{t^3}{t_p^3} \right) \quad [4].$

Після нескладних перетворень (44) можна отримати:

$$K_{\delta}^{(4)}(t) = 1 + \frac{60V_y t^2}{gt_p^3} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_p} \right)^3 \cdot \left(1 - \frac{c}{k^2 m_2} \right) = 1 + \frac{60V_y t^2}{gt_p^3} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_p} \right)^3 \cdot \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right). \quad (45)$$

Тоді:

$$\overline{K_{\delta}^{(4)}} = 1 + \frac{V_y(m_2)}{g \cdot t_p(m_1 + m_2)}. \quad (46)$$

Для обраних вище значень параметрів $\overline{K_{\delta}^{(4)}} \equiv \overline{K_{\delta}^{(3)}} \approx 1,008$. Для знаходження $K_{\delta}^{(4)}(t)$ можна використати співвідношення (45) (табл. 3).

3. Значення $K_{\delta}^{(4)}(t)$ для четвертого режиму руху механізму підйому вантажу «з ваги» пружним канатом ($m_1 = 41550 \text{ кг}$, $m_2 = 20000 \text{ кг}$, $V_y = 0,5 \text{ м/с}$, $t_p = 2,0 \text{ с}$)

$t, \text{с}$	0	0,5	$t^* = 0,4t_p = 0,8 \text{с}$	1,0	1,5	2,0
$K_{\delta}^{(4)}(t)$	1,000	1,013	1,017	1,016	1,004	1,000

При значенні $t^* = 0,4t_p$ $K_{\delta}^{(4)}(t)$ досягає максимального значення. (Отже, у четвертому режимі руху максимальне значення $K_{\delta}^{(4)}$ досягається пізніше, ніж за третього режиму, оскільки $t_4^* = t_p \cdot 0,4 > t_3^* = \frac{1}{3}t_p$). Сама величина максимального значення $K_{\delta}^{(4)}$ теж більша, ніж за третього режиму руху ($K_{\delta}^{(4)}_{\max}(t_4^*) = 1,017$, $K_{\delta}^{(3)}_{\max}(t_3^*) = 1,015$). Графік залежності $K_{\delta}^{(4)}(t)$ для введених значень параметрів $m_1 = 41550 \text{ кг}$, $m_2 = 20000 \text{ кг}$, $t_p = 2,0 \text{ с}$, $V_y = 0,5 \text{ м/с}$ наведений на рис. 3.

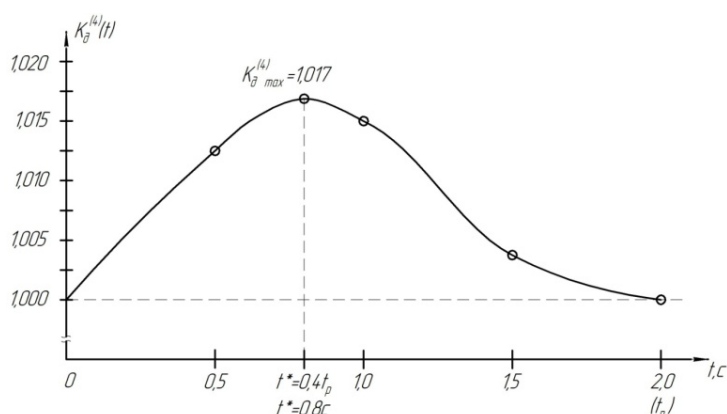


Рис. 3. Залежність $K_{\delta}^{(4)}$.

Висновки

1. Проведений всебічний аналіз впливу умов підйому вантажу «з ваги» і жорсткостей канату (абсолютно жорсткий / пружний) на величину коефіцієнта динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних механізмів кранів.

2. Запропоновані й обґрунтовані необхідні режими руху механізму підйому вантажу крана (у межах двомасової моделі), які мінімізують коефіцієнт динамічних навантажень у вантажних канатах вантажопідйомних машин при підйомі вантажу «з ваги».

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому бути використані при вдосконаленні й уточненні інженерних методів розрахунку вантажопідйомних механізмів кранів як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах їх реальної експлуатації.

Список літератури

1. Волков Д. П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах – кранах / Д. П. Волков. – М.: Машгиз, 1958. – 269 с.
2. Кожевников С. Н. Динимика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
3. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В. С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 166 с.
4. Ловейкін В. С. Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин / В. С. Ловейкін // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – К., 1998. – Вип. 52. – С. 63–68.
5. Гоберман Л. А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин / Л. А. Гоберман, К. В. Степанян, А. А. Яркин, В. С. Заленский. – М.: Машиностроение, 1979. – 407 с.
6. Голубенцев Н. А. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Н. А. Голубенцев. – М.: Машгиз, 1959. – 147 с.
7. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов / В. Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
8. Вульфсон И. И. Динамика машинных агрегатов / И. И. Вульфсон, М. З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
9. Комаров М. С. Нелинейные задачи динамики машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
10. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
11. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М. М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
12. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
13. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – К.: Вища школа, 1989. – 328 с.
14. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л. Я. Будиков. – Луганск: Изд. Во ВУТУ, 1997. – 210 с.
15. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В. Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.]. – К. – Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
16. Гробов В. А. Теория колебаний механических систем / В. А. Гробов. – К.: Вища школа, 1982. – 183 с.
17. Новак С. М. Защита от вибрации и шума в строительстве : справочник / С. М. Новак, А. С. Логвинец. – К.: Будівельник, 1990. – 184 с.

References

1. Volkov, D. P. (1958). Dynamycheskye nahruzky v unyversal'nykh ekskavatorakh – kranakh [Dynamic loads in the generic excavators – cranes]. M.: Mashhyz, 269.
2. Kozhevnykov, S. N. (1986). Dynymyka nestatsyonarnykh protsessov v mashynakh [Dinamica non-stationary processes in machines]. K.: Naukova dumka, 288.
3. Loveykyn, V. S. (1990). Raschety optymal'nykh rezhymov dvyzhenyya mekhanyzmov stroytel'nykh mashyn [Calculations of optimum modes of movement of construction machinery]. K.: UMK VO, 166.
4. Loveykin, V. S. (1988). Minimizatsiya dynamichnykh navantazhen' v pruzhnykh elementakh vantazhopidymnykh mashyn [Minimization of dynamic loads in the elastic elements of lifting machines]. Mining, construction, road and reclamation machines. K., Vyp. 52, 63–68.

5. *Hoberman, L. A., Stepanyan, K. V., Yarkyn, A. A., Zalens'kyi V. S. (1979). Teoryya, konstruktsyya y raschet stroytel'nykh y dorozhnykh mashyn [Theory, design and calculation of building and road machines]. M.: Mashynostroenye, 407.*
6. *Holubentsev, N. A. (1959). Dynamyka perekhodnykh protsessov v mashynakh so mnohymy massamy [Dynamics of transients in machines with many masses]. M.: Mashhyz, 147.*
7. *Veyts, V. L. (1969). Dynamyka mashynnykh ahrehatov [Dynamics of machine units]. L.: Mashynostroenye, 370.*
8. *Vul'fon, Y. Y., Kolovskyy M. Z. (1969). Dynamyka mashynnykh ahrehatov [Dynamics of machine units]. L.: Mashynostroenye, 370.*
9. *Komarov, M. S. (1968). Nelyneyne zadachy dynamiky mashyn [Nonlinear problems of dynamics of machines]. M.: Mashynostroenye, 284.*
10. *Kazak, S. A. (1968). Dynamyka mostovykh kranov [Dynamics of bridge cranes]. M.: Mashynostroenye, 331.*
11. *Hokhberh, M. M. (1969). Metallicheskiye konstruktsyy podemno-transportnykh mashyn [Metal constructions of lifting-transport machines]. M.: Mashynostroenye, 520.*
12. *Lobov, N. A. (1987). Dynamyka hruzopod'emnykh kranov [Dynamics of load-lifting cranes]. M.: Mashynostroenye, 160.*
13. *Haydamaka, V. F. (1989). Hruzopodemnye mashyny [Hoisting machine]. K.: Vyshcha shkola, 328.*
14. *Budykov, L. Ya. (1997). Mnohoparametrycheskyy analiz dynamiky hruzopod'emnykh kranov mostovoho typu [Multivariable analysis of the dynamics of load-lifting cranes of bridge type]. Luhansk: Yzd. Vo VUTU, 210.*
15. *Loveykin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Dikteruk, M. H., Pastushenko, S. I. (2004). Modelyuvannya dynamiky mekhanizmiv vantazhopidymnykh mashyn [Modeling of dynamics of mechanisms of hoisting machines]. K. Mykolayiv: RVV MDAU, 286.*
16. *Hrobov, V. A. (1982). Teoryya kolebanyy mekhanicheskyykh system [Theory of oscillations of mechanical systems]. K.: Vyshcha shkola, 183.*
17. *Novak, S. M., Lohvynets, A. S. (1990). Zashchyta ot vybratsyy y shuma v stroytel'stve : spravochnyk [Protection against vibration and noise in construction : handbook]. K.: Budivel'nyk, 184.*

МИНИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МЕХАНИЗМЕ ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

В. С. Ловеikin, Ю. В. Човнюк, И. А. Кадикало

Аннотация. *Рассмотрено влияние условий разного типа подъема груза («с веса», «с подхватом») и жесткостей каната (абсолютно жесткий и упругий) на величину динамических нагрузок в упругих элементах. Для уменьшения этих нагрузок (в частности, коэффициента динамичности) предложен выбор необходимых режимов движения приводов на участках переходных процессов. На примере кранового механизма подъема груза (двухмассовая модель) проведена динамическая оптимизация (минимизация) указанных нагрузок в грузовых канатах.*

Проведен всесторонний анализ влияния условий подъема груза «с веса» и жесткостей каната (абсолютно жесткий / упругий) на величину коэффициента динамических нагрузок в упругих элементах (канатах) грузоподъемных механизмов кранов.

Предложены и обоснованы необходимые режимы движения механизма подъема груза крана (в пределах двухмассовой модели), которые минимизируют коэффициент динамических нагрузок в грузовых канатах грузоподъемных машин при подъеме груза «с веса».

Полученные в работе результаты могут в дальнейшем быть использованы при совершенствовании и уточнении инженерных методов расчета грузоподъемных механизмов кранов как на стадиях их проектирования/конструирования, так и в режимах их реальной эксплуатации.

Ключевые слова: динамическая оптимизация, минимизация, нагрузка, упругие элементы, грузоподъемные машины, условия подъема, жесткость каната

MINIMIZATION OF DYNAMIC STRESSES IN LIFTING MECHANISM OF HOISTING MACHINERY

V. S. Loveykin, Yu. V. Chovnyuk, I. O. Kadikalo

Abstract. *The influence of different conditions for lifting good ("the weight", "picked out") and of various rope's stiffness (absolutely hard and elastic) on the magnitude of dynamic loads in elastic elements is discussed. One may reduce these loads and dynamic coefficient, as well, with the help of choice of modes of motion required for drive mechanisms during the transient processes. The dynamic optimization (minimization) of the mentioned above loads of the cargo ropes of hoisting machines for the mechanism of lifting cranes is proposed. One may use the two – mass model for these aims.*

Conducted a comprehensive analysis of the effect of conditions of lifting of loads with the weight and stiffness of the rope (absolutely rigid / elastic) coefficient of dynamic loads in the elastic elements (ropes) hoisting mechanisms of cranes.

Proposed and substantiated the essential modes of motion of the lifting mechanism of the cargo crane (within Domanovo model) that minimize the ratio of dynamic loads in the cargo ropes for lifting equipment when lifting "weights".

The obtained results can further be used in the improvement and refinement of engineering methods of calculation of load-lifting mechanisms of cranes as at the stages of design/construction and the modes of their actual operation.

Key words: *dynamic optimization, minimization, load, elastic elements, lifting machines, conditions for lifting, stiffness of rope*