

МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ПУСКУ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ КРАНІВ

¹В.С.Ловейкін, ²Ю.В.Човнюк, ²М.Г.Діктерук, ²О.М.Шутовський

¹ Національний аграрний університет, 03041, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 15, тел. (044) 2415528

² Київський національний університет будівництва і архітектури, 03680, м. Київ, Повітрофлотський проспект, 31, тел. (044) 2415527, e-mail: Dictteruk@ukr.net

Получены обобщенные динамические критерии оптимальных режимов пуска механизмов подъема груза кранов на основании уточненных моделей рассматриваемой системы.

The generalized dynamical criteria of the optimal regimes for the putting on of the (hoisting) cranes loading mechanisms are discussed and obtained. One may use for these purposes the precise models of such system.

Відомо [1-6], що для оцінки режимів руху машин і механізмів необхідно використовувати інтегральні критерії, оскільки вони оцінюють рух протягом усього циклу. Існуючі інтегральні критерії оцінки машин і механізмів не повною мірою відображають їх динамічні властивості та характеристики руху, тому виникає нагальна потреба у розробці нових узагальнених динамічних критеріїв.

Оскільки режими руху машин і механізмів (у т.ч. вантажопідійомних кранів) є функціональними залежностями переміщень, швидкостей, пришвидшень тощо ланок механізму (підйому вантажу крану) від просторового і часового аргументів впродовж усього циклу руху, то критерій оптимальності повинен мати вигляд інтегрального функціоналу (наприклад, у вигляді дії [3]), бо саме такий критерій оцінки режимів руху машин, механізмів (у т.ч. вантажопідійомних кранів) може задовольнити усім вимогам, які зазвичай пред'являються до подібних критеріїв.

Метою даної роботи є встановлення на основі підходу, розвинутого у [4], узагальнених динамічних критеріїв оптимальних (за різними показниками оптимальності) режимів пуску механізмів підйому вантажу кранів.

1 Динамічні моделі механізму підйому вантажопідійомного крана

Кінематична схема механізму підйому вантажу вантажного крана наведена на рис. 1 [5].

Елементами механізму підйому вантажопідійомного крана як системи виступають такі складові (рис. 1): двигун – 1; гальмівний пристрій – 2; передавальний механізм – 3; барабанно-канатний механізм – 4; поліспастова система – 5; захватний пристрій – 6.

Якщо об'єктом дослідження у даній роботі виступає саме механізм підйому вантажу вантажопідійомного крана, який функціонує у режимі пуску, то предметом дослідження у самому механізмі є визначення динамічних навантажень у канаті поліспастової системи як функції рушійного (гальмівного) моменту і параметрів самого механізму.

Елементи 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 – це окремі блоки поліспастової системи (наприклад, 5.4 і 5.5 – осі), 5.6 – канат (див. рис.1).

Динамічна модель механізму підйому вантажопідійомного крана зображена на рис. 2 [5].

За окремі маси механізму підйому вантажу крана приймаємо ротор електродвигуна 1, муфту із гальмівним шківом 2, зубчасті колеса 3.1 й 3.2 передавального механізму (редуктора) 3, барабан 4 та вантаж 6. Тут не враховані окремими масами вали і канати, оскільки їх маси приводяться до відповідних елементів, які на них закріплено. Наприклад, маси вхідного і вихідного валів редуктора приведені відповідно до мас зубчастих коліс 3.2 і 3.2, а маса канату – до вантажу 6. У цьому механізмі маси 1, 2, 3.1, 3.2 й 4 здійснюють обертальний рух, а маса 6 – поступальний.

Складена з цих мас динамічна модель, зображена на рис. 2, з'єднує їх між собою безінерційними пружними елементами, а діючі навантаження прикладені до мас, що розглядаються.

Зображена на рис. 2 динамічна модель механізму підйому вантажопідійомного крана складається з двох ділянок безінерційного вала, кожна з яких обертається з кутовими швидкостями ω_1 й ω_2 , а також з безінерційного каната, що намотується на барабан зі швидкістю \vec{V} . Маси елементів двигуна 1, гальмівного шківа 2, передавального механізму 3 і барабана 4 показані на рис. 2 у вигляді умовних дисків з моментами інерції $J_1, J_2, J_{31}, J_{32}, J_4$, а вантаж 6 – у вигляді матеріальної точки масою m_6 . Умовні диски пов'язані між собою пружними безінерційними ділянками валів із коефіцієнтами крутильної жорсткості $C_1, C_2, C_{31}, C_{32}, C_4$. Диск J_4 зв'язаний з вантажем масою m_6 пружним безінерційним канатом з лінійною жорсткістю C_6 через поліспастову систему 5 із кратністю n . Кутові швидкості валів із зубчастими колесами 3.1 і 3.2 зв'язані між собою передавальним відношенням $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$. На рис. 2 – M_1 –

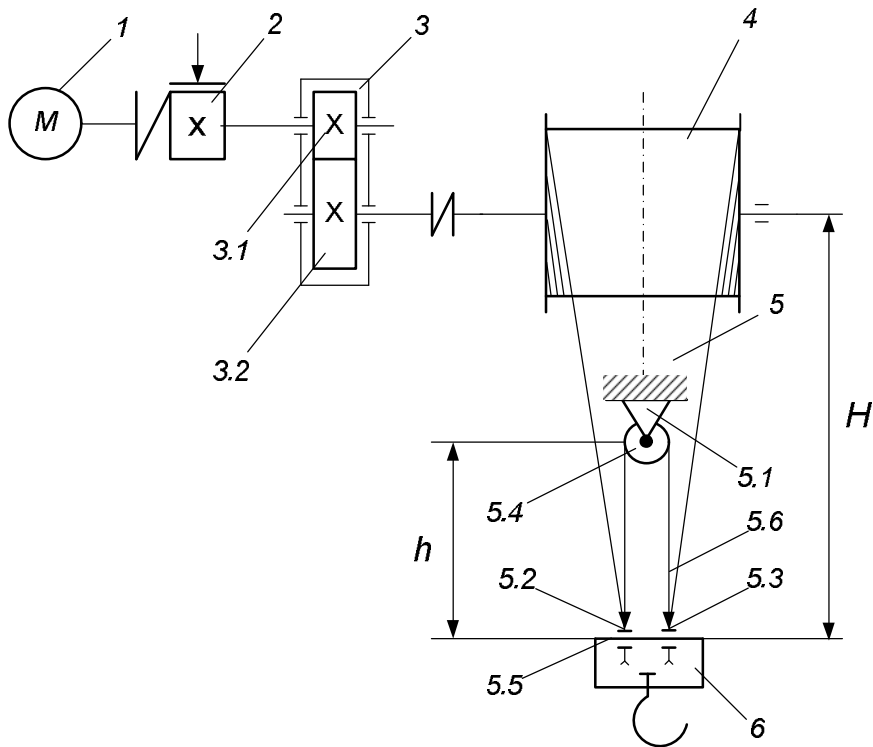
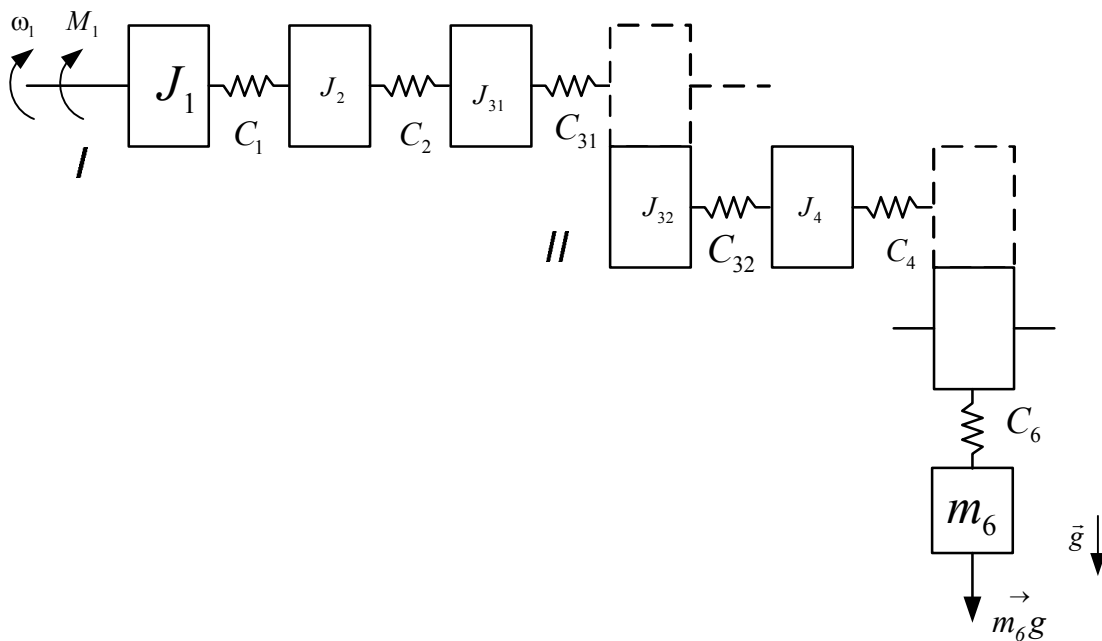


Рисунок 1 — Кінематична схема механізму підйому вантажопідйомного крана



\bar{g} – прискорення вільного падіння

Рисунок 2 — Динамічна модель механізму підйому вантажопідйомного крана

рушійний момент на валу ротора, m_6g – вага вантажу.

За допомогою побудованої динамічної моделі можна створити математичну модель, яка дасть можливість визначити динамічні навантаження в елементах безінерційних пружних валів між двигуном і гальмівним шківом та зубчастим колесом 3.1, зубчастим колесом 3.2 й барабаном, а також у канаті, який з'єднує барабан із вантажем через поліспастову систему. Одночасне визначення цих навантажень у рам-

ках однієї математичної моделі призводить до значного ускладнення останньої.

У ряді випадків немає потреби розглядати таку складну математичну модель. Її можна замінити низкою простих моделей [5-7], кожна з яких ураховує тільки одну пружну ділянку вала або каната. Так, якщо виникає потреба визначення динамічних навантажень у пружному канаті, то використовується динамічна модель, у якій всі ділянки валів вважаються жорсткими, а канат – пружним.

2 Розрахункова схема механічної частини механізму підйому вантажу крана

Складемо розрахункову схему механічної частини, приведену до швидкості поступального руху її елементів, у вигляді, наведеному на рис.3.

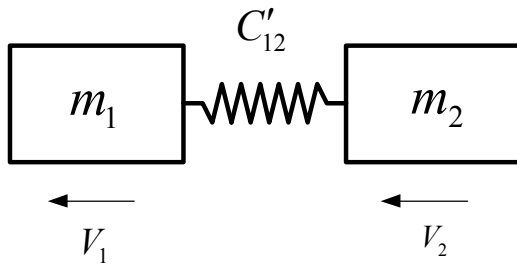


Рисунок 3 — Розрахункова схема механічної частини механізму підйому вантажу крана

Тут маса m_1 визначається з таких міркувань:

$$\begin{cases} m_1 = m_{п1} + \frac{(J_1 + J_2 + J_3)}{\rho^2}; \rho = \frac{D}{2i}; \\ m_{п1} = \frac{4 \cdot (J_{32} + J_4)}{D^2}, \end{cases} \quad (1)$$

де: D – діаметр барабана; ρ – радіус приведення.

Маса m_2 визначається так [5]:

$$m_2 = \frac{m_6}{n_2} + 2H \cdot \tilde{m}_0, \quad (2)$$

де: H – довжина рухомих гілок канату від осі блоків 5.2 і 5.3 до осі барабану (рис. 1); \tilde{m}_0 – маса одиниці довжини канату.

Як і в [5], приведену жорсткість канатно-поліспастної системи знаходимо так:

$$C'_{12} = \frac{2E \cdot S'}{n^2} \cdot \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}, \quad (3)$$

де: E – модуль пружності каната; S' – площа його поперечного перерізу; h – відстань між осями рухомих і нерухомих блоків (рис. 1).

При прикладанні моменту $M = M_1 = \text{const}$ й за нульових початкових умов рух двомасової системи, що розглядається) описується системою рівнянь (1.66) й (1.67) [7]. Приводячи параметри і координати до швидкості (лінійної) руху валу двигуна, канату з вантажем, матимемо:

$$\begin{cases} V_1 = \omega_1 \cdot \rho = a_{\text{сеп.}} \cdot t + \frac{m_2}{m_1} \cdot \frac{a_{\text{сеп.}}}{\Omega'_{12}} \cdot \sin(\Omega'_{12} \cdot t), \\ V_2 = \omega_2 \cdot \rho = a_{\text{сеп.}} \cdot t - \frac{a_{\text{сеп.}}}{\Omega'_{12}} \cdot \sin(\Omega'_{12} \cdot t), \end{cases} \quad (4)$$

де: $a_{\text{сеп.}} = \varepsilon_{\text{сеп.}} \cdot \rho$;

$$\varepsilon_{\text{сеп.}} = \frac{M_1}{J_{\Sigma}};$$

$$J_{\Sigma} = (J_1 + J_2 + J_{31}) + (m_{п1} + m_2) \cdot \rho^2.$$

3 Кінематичні характеристики руху

Частота власних коливань системи Ω'_{12} може бути знайдена із співвідношення

$$\Omega'_{12} = \sqrt{\frac{C'_{12} \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}. \quad (5)$$

Слід зазначити, що у розрахунковій моделі всі моменти опору руху системи підйому вантажу нульові (ними нехтуємо). Прискорення руху m_6 змінюється за законом

$$a_2(t) = \frac{dV_2}{dt} = a_{\text{сеп.}} \cdot (1 - \cos(\Omega'_{12} \cdot t)). \quad (6)$$

Максимального значення прискорення

$$a_{2\text{max}} = 2a_{\text{сеп.}} = 2 \cdot \varepsilon_{\text{сеп.}} \cdot \rho = 2 \cdot \frac{M_1}{J_{\Sigma}} \cdot \rho \quad (7)$$

вантаж набуває у моменти часу

$$t_k = \frac{(2k-1) \cdot \pi}{\Omega'_{12}}, \quad k \in N. \quad (8)$$

У таблиці 1 наведені значення t_k , с для різних значень Ω'_{12} , с⁻¹ й k .

Таблиця 1

$\Omega'_{12}, \text{с}^{-1}$	$t_k, \text{с}$		
	$k=1$	$k=2$	$k=3$
1	3,14	9,42	15,70
2	1,57	4,71	7,85
3	1,05	3,15	5,25
4	0,79	2,37	3,95

4 Умови нестійкості вертикальних коливань вантажу на канаті (можливість розгойдування вантажу)

Зрозуміло, що можливі вертикальні коливання вантажу на канаті. За малих початкових відхилень від вертикальних коливань рух вантажу на канаті залишається близьким до вертикальних коливань, тобто переміщення у поперечному напрямку залишаються малими. Виявляється, однак, що це має місце не при всіх значеннях параметрів маятника (модель вантажу на канаті вантажопідйомного механізму крана). При деяких виключних значеннях параметрів вертикальні коливання практично нездійсненні – поперечні переміщення стають великими. У [8] детально розглядається побічне явище в узагальненому вигляді і знайдено співвідношення для виключних значень параметрів, при яких вертикальні коливання є нестійкими. Skorиставшись результатами вказаної роботи можна отримати наступне. Якщо параметри маятника задовольняють умові

$$\gamma = \frac{(2H \cdot \tilde{m}_0 + m_6) \cdot g}{C'_{12} \cdot \left\{ \frac{1}{(n-1) \cdot h} + \frac{1}{H} \right\}^{-1}} \approx \frac{1}{4}, \quad (9)$$

тоді малі вертикальні коливання є нестійкими.

У (9) $g = 9,8 \frac{M}{c^2}$. Більш точно: при виконанні умови

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{1}{4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{l^*} + \dots < \frac{(2H \cdot \tilde{m}_0 + m_6) \cdot g}{C'_{12} \cdot (l^*)^{+1}} < \frac{1}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{l^*} + \dots, \\ l^* = \left\{ \frac{1}{(n-1) \cdot h} + \frac{1}{H} \right\}^{-1}, \end{aligned} \right. \quad (10)$$

нестійкими є вертикальні коливання з амплітудою a , яка не перевищує певної межі.

У таблиці 2 для значень $\frac{a}{l^*} = 0,02$, різних значень $(2H \cdot \tilde{m}_0 + m_6)$, C'_{12} , l^* , наведено такі комбінації цих параметрів, за яких $\gamma \cong \frac{1}{4} \pm \frac{a}{l^*}$, тобто $\gamma \cong 0,24 \dots 0,26$.

Таблиця 2

$C'_{12}, \frac{H}{m}$	$(2H \cdot \tilde{m}_0 + m_6), кг$	$l^*, м$
35000	20000	22,4
	25000	28,0
	30000	33,6
40000	20000	19,6
	25000	24,5
	30000	29,4
45000	20000	17,4
	25000	21,8
	30000	26,1

5. Тримасова модель пружної механічної системи підйому вантажу крана

Використовуючи підхід та моделі, розвинуті у роботах [5, 7], можна отримати тримасову пружну систему (розрахункову схему механічної частини електроприводу), яка моделює механізм підйому вантажу крану (рис. 4).

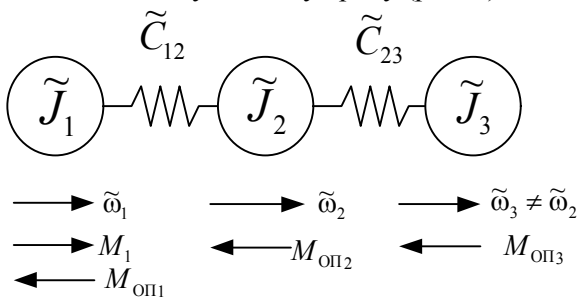


Рисунок 4 — Розрахункова (тримасова пружна) схема механічної частини електропривода вантажопідйомного крана

У даній схемі (рис. 4) наведені такі значення всіх її механічних характеристик:

$$\left\{ \begin{aligned} \tilde{J}_1 &= J_1 + J_2 + J_{31}; \quad \tilde{C}_{12} = \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_{31}} \right)^{-1}; \\ \tilde{J}_2 &= J_{32} + J_4; \\ \tilde{C}_{23} &= \left\{ \frac{1}{C_{32}} + \frac{1}{C_4} + \frac{1}{2E \cdot S \cdot \left(\frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right) \cdot D^2} \right\}^{-1}; \\ \tilde{J}_3 &= \left(\frac{m_6}{n^2} + 2H \cdot \tilde{m}_0 \right) \cdot D^2. \end{aligned} \right. \quad (11)$$

Для отриманої структурної розрахункової схеми (рис. 4) використаємо підхід автора [7]. За допомогою подібної схеми можна провести аналіз властивостей механічної частини електроприводу вантажопідйомного крана й оцінити похибки, які вносить нехтування пружними механічними зв'язками.

Система рівнянь руху розглянутої схеми має вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned} M_1 - M_{12} - M_{оп1} &= \tilde{J}_1 \cdot \frac{d\tilde{\omega}_1}{dt}; \\ M_{12} - M_{23} - M_{оп2} &= \tilde{J}_2 \cdot \frac{d\tilde{\omega}_2}{dt}; \\ M_{23} - M_{оп3} &= \tilde{J}_3 \cdot \frac{d\tilde{\omega}_3}{dt}, \end{aligned} \right. \quad (12)$$

де: $M_{12} = \tilde{C}_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)$, $\varphi_{1,2}$ – кутові переміщення відповідних мас; $\tilde{\omega}_1, \tilde{\omega}_2, \tilde{\omega}_3$ – узагальнені швидкості (кутові); $M_{23} = \tilde{C}_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)$.

У подальшому приймемо $\frac{d}{dt} \equiv p$, а також продиференціюємо M_{12} й M_{23} за часом (t):

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dM_{12}}{dt} &= pM_{12} = \tilde{C}_{12} \cdot (\tilde{\omega}_1 - \tilde{\omega}_2); \\ \frac{dM_{23}}{dt} &= pM_{23} = \tilde{C}_{23} \cdot (\tilde{\omega}_2 - \tilde{\omega}_3). \end{aligned} \right. \quad (13)$$

Враховуючи (13) у (12), можна отримати:

$$\left\{ \begin{aligned} M_1 - M_{12} - M_{оп1} &= \tilde{J}_1 \cdot p \cdot \tilde{\omega}_1; \\ M_{12} - M_{23} - M_{оп2} &= \tilde{J}_2 \cdot p \cdot \tilde{\omega}_2; \\ M_{23} - M_{оп3} &= \tilde{J}_3 \cdot p \cdot \tilde{\omega}_3. \end{aligned} \right. \quad (14)$$

Системі рівнянь (14) з урахуванням (13) відповідає структурна схема, зображена на рис. 4. Вона дає уявлення про механічну частину електропривода механізму підйому вантажу крана у вигляді тримасової системи як об'єкта управління. Керуючим впливом тут є електромагнітний момент двигуна M_1 , а збуренням – моменти навантаження $M_{оп1}, M_{оп2}, M_{оп3}$. Регульованими змінними можуть бути кутові швидкості $\tilde{\omega}_1, \tilde{\omega}_2$ й $\tilde{\omega}_3$, переміщення φ_1, φ_2 й φ_3 , а також навантаження пружних зв'язків M_{12} й M_{23} .

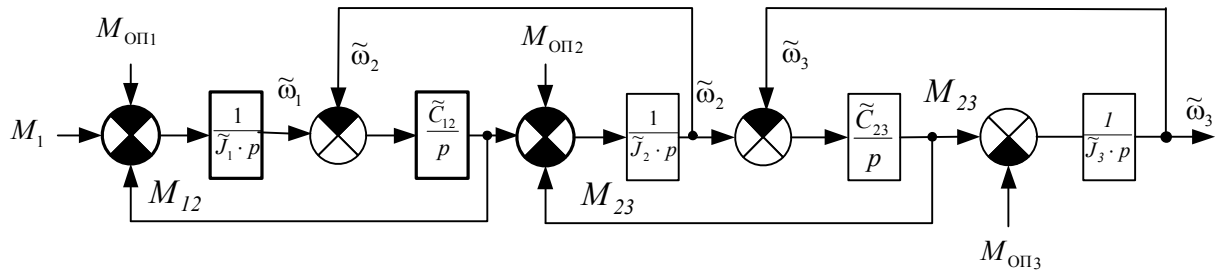


Рисунок 5 — Структурна схема тримасової пружної системи – моделі механізму підйому вантажу крана

Структурно механічна частина електропривода являє собою складний об’єкт, утворений із ланцюга інтегруючих ланок, замкнених перехресними внутрішніми оберненими (зворотними) зв’язками. Користуючись відомими методами перетворення структурних схем й визначення передавальних функцій для замкнених зворотними зв’язками контурів [9, 10], отримуємо передавальну функцію механічної частини за керуючим впливом при вихідній змінній $\tilde{\omega}_1(p)$ (рис. 5):

$$W_{\tilde{\omega}_1(p)} = \frac{\tilde{\omega}_1(p)}{M_1(p)} = \quad (15)$$

$$= (\tilde{J}_2 \cdot \tilde{J}_3 \cdot p^4 + [\tilde{C}_{23} \cdot (\tilde{J}_2 + \tilde{J}_3) + \tilde{C}_{12} \cdot \tilde{J}_3] \cdot p^2 + \tilde{C}_{12} \cdot \tilde{C}_{23}) \cdot \left\{ p \cdot [\tilde{J}_1 \cdot \tilde{J}_2 \cdot \tilde{J}_3 \cdot p^4 + [\tilde{J}_1 \tilde{C}_{23} \cdot (\tilde{J}_2 + \tilde{J}_3) + \tilde{J}_3 \cdot \tilde{C}_{12} \cdot (\tilde{J}_1 + \tilde{J}_2)] \cdot p^2 + \tilde{C}_{12} \cdot \tilde{C}_{23} \cdot (\tilde{J}_1 + \tilde{J}_2 + \tilde{J}_3)] \right\}^{-1}$$

Характеристичне рівняння запишемо у вигляді:

$$p \cdot \left[p^4 + \frac{\tilde{J}_3 \tilde{C}_{12} \cdot (\tilde{J}_1 + \tilde{J}_2) + \tilde{J}_1 \cdot \tilde{C}_{23} \cdot (\tilde{J}_2 + \tilde{J}_3)}{\tilde{J}_1 \cdot \tilde{J}_2 \cdot \tilde{J}_3} \cdot p^2 + \frac{\tilde{C}_{12} \cdot \tilde{C}_{23} \cdot (\tilde{J}_1 \cdot \tilde{J}_2 \cdot \tilde{J}_3)}{\tilde{J}_1 \cdot \tilde{J}_2 \cdot \tilde{J}_3} \right] = 0. \quad (16)$$

Розв’язавши бікватратне рівняння у прямокутних скобках (16), матимемо корені характеристичного рівняння системи:

$$\left\{ \begin{aligned} p_1 = 0; p_{2,3} = \pm j \cdot \sqrt{\frac{\tilde{a}}{2}} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2b}{\tilde{a}^2}} \right); j = \sqrt{-1}; \\ p_{4,5} = \pm j \cdot \sqrt{\frac{\tilde{a}}{2}} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - \frac{2b}{\tilde{a}^2}} \right), \end{aligned} \right. \quad (17)$$

$$\text{де: } \tilde{a} = \frac{\tilde{C}_{12} \cdot \tilde{J}_3 \cdot (\tilde{J}_1 + \tilde{J}_3) + \tilde{C}_{23} \cdot \tilde{J}_1 \cdot (\tilde{J}_2 + \tilde{J}_3)}{(\tilde{J}_1 \cdot \tilde{J}_2 \cdot \tilde{J}_3)},$$

$$b = \frac{\tilde{C}_{12} \cdot \tilde{C}_{23} \cdot (\tilde{J}_1 + \tilde{J}_2 + \tilde{J}_3)}{(\tilde{J}_1 \cdot \tilde{J}_2 \cdot \tilde{J}_3)}.$$

Аналіз коренів характеристичного рівняння (17) свідчить, що при усіх реальних співвідношеннях параметрів підкореневі вирази (17) являють собою дійсні додатні числа. Відповідно

$$p_1 = 0; p_{2,3} = \pm j \cdot \tilde{\Omega}_1; p_{4,5} = \pm j \cdot \tilde{\Omega}_2, \quad (18)$$

$$\text{де: } \tilde{\Omega}_1 = \sqrt{\frac{\tilde{a}}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2b}{\tilde{a}^2}} \right)};$$

$$\tilde{\Omega}_2 = \sqrt{\frac{\tilde{a}}{2} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - \frac{2b}{\tilde{a}^2}} \right)}.$$

Корені характеристичного рівняння свідчать про те, що система може бути представлена у вигляді послідовного з’єднання інтегруючого ланцюга й двох консервативних коливних ланок з резонансними частотами коливань $\tilde{\Omega}_1$ й $\tilde{\Omega}_2$. При зміні моменту $M_1(p)$ стрибком у системі можуть виникати незатухаючі коливання з частотами $\tilde{\Omega}_1$ й $\tilde{\Omega}_2$, а у випадку, коли частота вимушених впливів співпадає з однією з цих частот, у системі розвиваються недемпфовані резонанси, при якому амплітуди коливань теоретично можуть зрости до нескінченності. Реально у системі присутні дисипативні сили, котрі демпфують коливання, обмежуючи резонансні амплітуди великими, але скінченими значеннями.

Особливо значні коливання (поздовжнього типу) у ланці “вантаж-канатно-поліспастова система” виникають за умови:

$$\sqrt{\frac{2E \cdot S' \cdot \left\{ \frac{1}{(n-1) \cdot h} + \frac{1}{H} \right\}}{n^2 \cdot \left\{ \frac{m_6}{n^2} + 2H \cdot \tilde{m}_0 \right\}}} = \left\{ \begin{aligned} \tilde{\Omega}_1 \\ \tilde{\Omega}_2 \end{aligned} \right\}. \quad (19)$$

В цьому випадку співпадають певні резонансні частоти обертального руху системи з відповідною власною частотою поздовжньо-коливального руху вантажу на канаті. Ця обставина теж може призвести до значних поздовжніх коливань вантажу, які можуть сприяти розгойдуванню самого канату й падінню вантажу.

Якщо, крім умови (19), виконується й умова (9), то значні поздовжньо-коливальні рух вантажу на канаті будуть супроводжуватись розгойдуванням вантажу відносно вертикальної осі.

Література

- 1 Горский Б.Е., Ловейкин В.С. Критерии динамического совершенствования механических систем // Теория машин металлургического и горного оборудования. – Свердловск: УПИ, 1989. – Вып. 13. – С. 98-102.
- 2 Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем. – К.: Випол, 1995. – 292 с.
- 3 Ловейкин В.С. Критерії оцінки режимів руху механізмів і машин // Зб. наук. праць НАУ. – К., 1998. – Т.4. – С. 8-12.
- 4 Ловейкин В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів // Машинознавство. – 1999. – № 7(6). – С. 24-31.
- 5 Ловейкин В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем. – Київ-Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 175 с.
- 6 Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. – Луганск: Вид-во СНУ, 2002. – 368 с.
- 7 Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.
- 8 Якубович В.А., Старжинский В.М. Параметрический резонанс в линейных системах. – М.: Наука, 1987. – 328 с.
- 9 Теория автоматического управления / Под ред. А.В. Нетушила. – М.: Высшая школа, 1968. – Ч.І. – 424 с.; 1972. – Ч.ІІ. – 430 с.
- 10 Бесекаерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1972. – 450 с.

УДК 62.592.113

ДЕФОРМАЦІЯ ГАЛЬМІВНОЇ СТРІЧКИ І РОЗПОДІЛ СИЛ У КОНТАКТІ "СТРІЧКА – ФРИКЦІЙНА НАКЛАДКА" СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Є.І.Крижанівський, Б.Д.Сторож, Д.О.Вольченко, Я.Б.Сторож

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102,
e-mail: slastor@ukr.net

Проведены экспериментальные и теоретические исследования деформации тормозной ленты на участке над фрикционной накладкой и между соседними накладками и распределения усилий в контакте "лента – фрикционная накладка" в широком диапазоне нагрузок и параметров конструкции ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок. Установлены закономерности влияния расстояния между соседними фрикционными накладками и толщины тормозной ленты на её деформацию и неравномерность распределения усилий в её контакте с накладкой. Установлена связь между коэффициентом неравномерности распределения контактного усилия и деформацией тормозной ленты.

Theoretical and experimental investigations of the brake band deformations of the brake band parts above the frictional shoes and between the adjacent shoes as well as the force distribution in the "band – friction shoe" contacts for wide range of loads and drawworks band-shoe brake design parameters are carried out. Relations of the influence of the shoe-to-shoe distance and the brake band thickness upon its deformation and force distribution inequality in its contact with the shoe are found. Relation between coefficient of the force distribution inequality in the band-shoe contact and brake band deformation is obtained.

1 Вступ

Найбільш простими, надійними, а тому одними з найбільш розповсюджених різновидів гальм для роботи в умовах великих силових і теплових навантажень є стрічково-колодкові гальма [1, 2]. Однак їм притаманні високий рівень нестабільності силового навантаження та нерівномірне зношування робочих поверхонь накладок, що призводить до неефективного використання фрикційного матеріалу й обмежує довговічність фрикційного вузла [1, 3]. Для усунення цього недоліку пропонуються різні способи зміни кроку розміщення накладок на гальмівній стрічці по дузі охоплення нею гальмівного шківа [4, 5], а також стрічково-колодкові гальма з багатопарними фрикційними вузлами [6]. Проте вони не усувають нерівномірного

зношування накладок по їх довжині, яке, як це показано в статті [7], передовсім пов'язано з деформацією ділянок гальмівної стрічки між фрикційними накладками та над ними і нерівномірним розподілом сил у контакті "гальмівна стрічка – фрикційна накладка". Теоретичне дослідження впливу зусилля натягу гальмівної стрічки на її деформацію та розподіл контактних сил у неробочій парі фрикційного вузла бурової лебідки У2-5-5 виконано в роботі [8]. Дана робота присвячена аналогічним дослідженням, однак для широкої гами стрічково-колодкових гальм лебідок бурових установок для глибокого розвідувального та експлуатаційного буріння нафтогазових свердловин, а також експериментальній перевірці адекватності аналітичної моделі деформації стрічки.