

УДК 621.86.017.4

РОЗРАХУНОК ПЕРЕХІДНИХ І УСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ БУДІВЕЛЬНИХ ПІДІЙМАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Є. Харченко

Професор, д-р техн. наук

Ю. Носов

Аспірант

Національний університет
«Львівська політехніка»,
м. Львів

Розглядається задача визначення динамічних навантажень елементів будівельних підіймальних пристроїв під час перехідних та усталених режимів роботи. Аналіз динамічних процесів виконується на основі сумісного інтегрування диференціальних рівнянь руху елементів приводу, вантажу і противаги, а також нелінійних рівнянь, що описують електромагнітні явища в асинхронному двигуні. Досліджується вплив маси вантажу та противаги і механічних характеристик привідної системи на динамічні зусилля в пружних ланках і на навантаження щоглової металоконструкції. Наводяться розрахункові приклади динамічних процесів, ілюструються виявлені закономірності зміни динамічних навантажень від конструктивних і пружно-інерційних параметрів елементів пристроїв. Даються практичні рекомендації щодо розрахунку і конструювання будівельних підіймальних пристроїв.

підіймальний пристрій, асинхронний двигун, колодкове гальмо, динамічні навантаження

Основою інтенсифікації процесів спорудження висотних будівель є механізація технологічних операцій на основі застосування продуктивної підіймально-транспортної техніки, особливо це стосується сучасних щоглових підіймальних пристроїв, які характеризуються значною висотою підймання вантажів та великою вантажністю. Раціональне конструювання будівельних підіймальних пристроїв може бути здійснене лише на основі детального аналізу навантажень елементів привідних систем, оцінювання міцності і динамічної стійкості висотних споруд [1 – 3].

З відомих досліджень [4 – 6] випливає, що найбільш небезпечними для вантажопідіймальних машин є перехідні процеси, які часто призводять до накопичення втомних пошкоджень у деталях і вузлах, а в деяких випадках – до виникнення напружень, що перевищують

межу міцності матеріалу [7, 8]. Чималу роль у втомному руйнуванні елементів конструкцій відіграють змінні навантаження. Врахування одночасної дії стаціонарних та нестационарних динамічних навантажень є особливо актуальним для підіймально-транспортної техніки, технологічні цикли якої включають режими усталеного руху, пуски і зупинки [1, 2, 9 – 10].

Для забезпечення достатньої точності розрахунків необхідно докладно враховувати інерційні і пружно-дисипативні характеристики механічних ланок та динамічні властивості привідних двигунів [12 – 14]. Механічні коливання доводиться досліджувати у тісному взаємозв'язку з електромагнітними процесами, що істотно ускладнює задачу дослідження. Однак, лише такий підхід дає можливість забезпечити високу ефективність проектування машин та інженерних конструкцій.

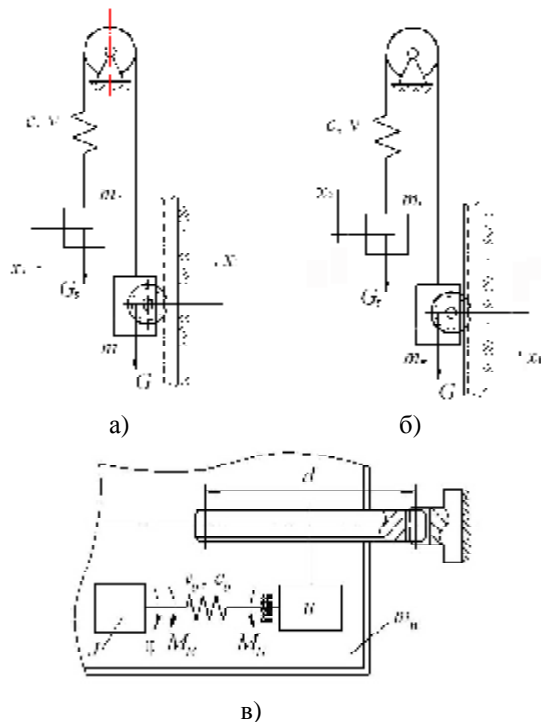


Рис. 1. Розрахункова схема підйомного пристрою для руху каретки вгору (а) та вниз (б) і схема розташування приводу у каретці (в)

Метою праці є побудова математичної моделі пуску, усталеного руху і гальмування підйомної системи, привід якої змонтований на платформі каретки і складається з двигуна, редуктора та шестерні, що входить у зачеплення із закріпленою нерухомою рейкою. Каретка зв'язана з противагою за допомогою каната, перекинутого через кронблок, що розташований на щоглі.

Рівняння руху механічної системи разом з нелінійними диференціальними рівняннями електромагнітних явищ в асинхронному двигуні утворюють єдину систему рівнянь, що підлягають числовому інтегруванню.

Для побудови рівнянь руху механічної системи приймаємо, що в процесі переміщення каретки вгору гальмування відбувається без застосування електродвигуна, а під час її переміщення вниз для сповільнення руху каретки використовуються електродвигун та колодкове гальмо. Гальмування зворотнім підключенням двигуна, що використовується у вантажопідйомних кранах [15], у розглянутому випадку не є доцільним через менше значення маси каретки з вантажем та відсутність явища розгойдування вантажу.

Для зменшення гальмівного моменту та розмірів колодкового гальма його зазвичай розміщують на привідному валу редуктора. Шків гальма повинен знаходитись за веденою півмуфтою, щоб уникнути дії гальмівного моменту на з'єднувальну муфту. Самогальмівні черв'ячні передачі в підйомних механізмах не заміняють гальмо, оскільки в міру зносу черв'ячна пара втрачає властивість самогальмування [16].

Рівняння руху механічної системи. На рис. 1 зображена розрахункова схема підйомної системи, привід якої змонтований на платформі каретки. На схемі прийняті

позначення: J – момент інерції ротора двигуна; m_w – маса каретки з вантажем; m_p – маса противаги; c, n – коефіцієнти жорсткості і дисипації каната; c_b, v_b – коефіцієнти жорсткості і дисипації вала, що з'єднує електричний двигун з редуктором; d – дільний діаметр шестерні, що входить у зачеплення з зубчастою рейкою; u – передавальне відношення редуктора, що з'єднує вал двигуна з валом шестерні; M_E – момент двигуна; M_H – момент колодкового гальма; G_w, G_p – сили ваги каретки з вантажем і противаги; ϕ, x_1, x_2 – координати руху.

Підйом каретки з вантажем. Рух механічної системи (рис. 1, а, б) описуємо з використанням рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \phi_j} = Q_j, \quad (j = 1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

де T, Π – кінетична і потенціальна енергії системи; Φ – функція Релея; q_j – узагальнена координата; t – час; Q_j – узагальнена сила; n – кількість ступенів вільності механічної системи (в цьому випадку $n=3$).

Кінетичну та потенціальну енергії і функцію Релея подаємо відповідно так:

$$T = \frac{J\omega^2}{2} + \frac{m_w v_1^2}{2} + \frac{m_p v_2^2}{2}, \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{c_b (r\phi - ux_1)^2}{2r^2} + \frac{EA(x_2 - x_1)^2}{2l}, \quad (3)$$

$$\Phi = \frac{v_b (r\omega - uv_1)^2}{2r^2} + \frac{v(v_2 - v_1)^2}{2l}, \quad (4)$$

де m_z – зведена маса каретки з вантажем, визначена з урахуванням інерційних властивостей редуктора та шестерні; E, A, l – модуль пружності, площа поперечного перерізу і довжина каната; r – дільний радіус шестерні.

Для побудови математичної моделі гальмування підйомної системи під час руху каретки вгору після певного моменту часу приймаємо електромагнітний момент двигуна рівним нулю, а момент колодкового гальма починає зростати до свого номінального значення протягом часу спрацювання привідного механізму гальма t_z . В літературі [16, 17] наводиться декілька залежностей, що описують перехідний процес вмикання колодкового гальма. У цій задачі ми використовуємо квадратичну залежність. Для заданої математичної моделі приймаємо, що гальмівний момент не змінюється упродовж гальмування, оскільки зростання коефіцієнта тертя внаслідок зменшення швидкості ковзання компенсується його спаданням через зростання температури гальмівних накладок і шківа [1]. Після того, як каретка зупиниться, значення гальмівного моменту забезпечує статичну рівновагу системи. Беручи за узагальнені координати переміщення ϕ, x_1 і x_2 , узагальнені сили знаходимо у вигляді

$$Q_1 = \begin{cases} M_E, & \text{якщо } t < t_h; \\ 0, & \text{якщо } t \geq t_h; \end{cases}$$

$$Q_2 = -G_w - M_H \frac{u}{r}; \quad Q_3 = G_p, \quad (5)$$

де

$$G_w = m_w g; \quad G_p = m_p g;$$

$$M_H = \begin{cases} 0, \text{ якщо } t < t_h; \\ M_{Hnom} \frac{(t-t_h)^2}{t_z^2}, \text{ якщо } t_h \leq t \leq t_h + t_z; \\ \text{якщо } t > t_h + t_z: \\ \quad \left| \begin{array}{l} M_{Hnom}, \text{ якщо } v_1 > 0; \\ -g(m_w - m_p) \frac{r}{u}, \text{ якщо } v_1 \leq 0, \end{array} \right. \end{cases} \quad (6) \quad \text{де}$$

де t_h – час моменту початку гальмування; M_{Hnom} – номінальне значення гальмівного моменту колодкового гальма.

З урахуванням (1) – (6) записуємо рівняння руху механічної системи у вигляді:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{d\varphi}{dt}; \quad \frac{dx_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dx_2}{dt} = v_2; \\ \frac{d\omega}{dt} &= \frac{c_b}{J} \left(\frac{ux_1}{r} - \varphi \right) + \frac{v_b}{J} \left(\frac{uv_1}{r} - \omega \right) + \frac{M_E}{J}; \\ \frac{dv_1}{dt} &= \frac{c_b}{m_z} \left(\varphi - \frac{ux_1}{r} \right) \frac{u}{r} + \frac{v_b}{m_z} \left(\omega - \frac{uv_1}{r} \right) \frac{u}{r} + \\ &+ \frac{EA}{m_z l} (x_2 - x_1) + \frac{v}{m_z l} (v_2 - v_1) - g \frac{m_w}{m_z} - \frac{M_H u}{m_z r}; \\ \frac{dv_2}{dt} &= \frac{EA}{m_p l} (x_1 - x_2) + \frac{v}{m_p l} (v_1 - v_2) + g. \end{aligned} \quad (7)$$

Початкові умови інтегрування рівнянь (7):

$$\begin{aligned} \varphi(0) &= 0; \\ x_1(0) &= \frac{(m_p - m_w) \cdot r^2}{u^2 c_b}; \quad x_2(0) = \frac{m_p g l}{EA}; \\ \omega(0) &= 0; \quad v_1(0) = 0; \quad v_2(0) = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Опускання каретки з вантажем. Рух механічної системи (рис. 1,б,в) опишемо за допомогою рівняння Лагранжа другого роду (1), при цьому формули для кінетичної та потенціальної енергій і функції Релея будуть аналогічними до відповідних виразів (2), (3) і (4).

Гальмування під час руху каретки вниз відбувається з використанням електродвигуна, тому в момент вмикання колодкового гальма двигун продовжує працювати як генератор, поки кутова швидкість обертання ротора не буде меншою за синхронну кутову швидкість обертання двигуна ω_0 .

Узагальнені сили з урахуванням іншого напрямку узагальнених координат x_1 та x_2 записуємо так:

$$Q_1 = \begin{cases} M_E, \text{ якщо } t < t_h; \\ \text{якщо } t \geq t_h: \\ \quad \left| \begin{array}{l} M_E, \text{ якщо } \omega > \omega_0; \\ 0, \text{ якщо } \omega \leq \omega_0; \end{array} \right. \end{cases} \quad (9)$$

$$Q_2 = G_w - M_H \frac{u}{r}; \quad Q_3 = -G_p,$$

$$G_w = m_w g; \quad G_p = m_p g;$$

$$M_H = \begin{cases} 0, \text{ якщо } t < t_h; \\ M_{Hnom} \frac{(t-t_h)^2}{t_z^2}, \text{ якщо } t_h \leq t \leq t_h + t_z; \\ \text{якщо } t > t_h + t_z: \\ \quad \left| \begin{array}{l} M_{Hnom}, \text{ якщо } v_1 > 0; \\ g(m_w - m_p) \frac{r}{u}, \text{ якщо } v_1 \leq 0, \end{array} \right. \end{cases} \quad (10)$$

З урахуванням (1) – (4) та (9), (10) записуємо рівняння руху механічної системи:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{d\varphi}{dt}; \quad \frac{dx_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dx_2}{dt} = v_2; \\ \frac{d\omega}{dt} &= \frac{c_b}{J} \left(\frac{ux_1}{r} - \varphi \right) + \frac{v_b}{J} \left(\frac{uv_1}{r} - \omega \right) + \frac{M_E}{J}; \\ \frac{dv_1}{dt} &= \frac{c_b}{m_z} \left(\varphi - \frac{ux_1}{r} \right) \frac{u}{r} + \frac{v_b}{m_z} \left(\omega - \frac{uv_1}{r} \right) \frac{u}{r} + \\ &+ \frac{EA}{m_z l} (x_2 - x_1) + \frac{v}{m_z l} (v_2 - v_1) + g \frac{m_w}{m_z} - \frac{M_H u}{m_z r}; \\ \frac{dv_2}{dt} &= \frac{EA}{m_p l} (x_1 - x_2) + \frac{v}{m_p l} (v_1 - v_2) - g. \end{aligned} \quad (11)$$

Початкові умови інтегрування рівнянь (11):

$$\begin{aligned} \varphi(0) &= 0; \quad x_1(0) = \frac{(m_w - m_p) \cdot r^2}{u^2 c_b}; \quad x_2(0) = \frac{-m_p g l}{EA}; \\ \omega(0) &= 0; \quad v_1(0) = 0; \quad v_2(0) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні. Диференціальні рівняння електромагнітних перехідних процесів в асинхронному двигуні подаємо у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt} &= A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r), \\ \frac{di_r}{dt} &= A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (13)$$

де i_s, i_r, u_s – матриці-колонки проєкцій струмів статора і ротора на координатні осі x, y і матриця-колонка проєкцій напруги живильної мережі; A_s, B_s, A_r, B_r – матриці зв'язків; Ω_s, Ω_r – матриця швидкостей обертання; Ψ_s, Ψ_r – матриці-колонки потокозчеплень. Індекс s вказує на належність величини до обмотки статора, а r – до обмотки ротора.

Матриці-колонки i_s, i_r і u_s визначаються за допомогою залежностей:

$$i_j (j = s, r) = \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); u_s = \text{col}(U_m, 0),$$

де i_{jx}, i_{jy} – проєкції струмів на осі координат x, y ; U_m – амплітуда напруги живильної мережі.

Квадратні матриці A_s, B_s, A_r, B_r визначаються залежностями:

$$A_s = \alpha_s(1 - \alpha_s G), \quad B_s = -\alpha_s \alpha_r G,$$

$$A_r = \alpha_r(1 - \alpha_r G), \quad B_r = B_s,$$

де

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{bmatrix} Ri_x^2 + Ti_y^2 & (R-T)i_x i_y \\ (R-T)i_x i_y & Ti_x^2 + Ri_y^2 \end{bmatrix},$$

причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}, \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r}.$$

Тут i_m, i_x, i_y – струм намагнічування і його складові вздовж осей x, y ; τ, ρ – величини, що одержуються з кривої намагнічування, яка являє собою залежність робочого потокозчеплення Ψ_m від струму намагнічування; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці кутових швидкостей обертання:

$$\Omega_s = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \Omega_r = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_r \\ \omega_r - \omega_0 & 0 \end{bmatrix},$$

де ω_0 і ω_r – синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора, виражені в електричних радіанах за секунду.

Матриці-колонки повних струмів обмоток статора і ротора мають вигляд:

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i, \quad \Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i,$$

де

$$i = \text{col}(i_x, i_y).$$

Величини

$$i_x = i_{sx} + i_{rx}, \quad i_y = i_{sy} + i_{ry},$$

$$i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}.$$

Значення τ і ρ визначаються залежностями:

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}, \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (14)$$

Електромагнітний момент двигуна знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx}), \quad (15)$$

де p_0 – кількість пар магнітних полюсів.

Криву намагнічування подаємо у вигляді

$$\Psi_m = a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\Psi_m = a_{m0}, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \quad (16)$$

де i_{mk} – критичне значення струму намагнічування, по перевищенню якого залежність $\Psi_m(i_m)$ є нелінійною. Отже, τ і ρ , згідно з залежностями (14), (16), набувають вигляду:

$$\tau = a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\tau = a_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (17)$$

$$\rho = a_1 + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\rho = a_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \quad (18)$$

Під час числового інтегрування рівнянь (13) наявність у пам'яті комп'ютера інформації про криву намагнічування (16) не є обов'язковою, оскільки у розрахунках використовуються безпосередньо залежності (17) і (18).

Проєкції векторів струмів на осі координат у початковий момент часу дорівнюють нулю:

$$i_{sx} = 0, \quad i_{sy} = 0, \quad i_{rx} = 0, \quad i_{ry} = 0. \quad (19)$$

Результати розрахунків. Перехідні процеси у підйомній системі аналізуємо, інтегруючи рівняння (7), (13) з урахуванням залежностей (15), (17), (18) та початкових умов (8), (19) у випадку руху вгору каретки з вантажем. Приймаємо такі вихідні дані. Двигун АО2-71-4 ($R_s=0,0825$ Ом; $R_r=0,107$ Ом; $\alpha_s=819,7$ Г⁻¹; $\alpha_r=819,7$ Г⁻¹; $\alpha_m=23,42$ Г⁻¹; $U_m=310,5$ В; $a_1=4,714 \cdot 10^{-2}$ Вб/А; $a_2=-2,094 \cdot 10^{-5}$ Вб/А³; $a_3=6,003 \cdot 10^{-9}$ Вб/А⁵; $i_{mk}=15,0$ А; $\omega_0=157$ рад/с; $p_0=2$). Параметри механічної системи: $m_w=1600$ кг; $m_p=500$ кг; $u=86$; $d=0,74$ м; $l=102$ м; $E=1,5 \cdot 10^5$ МПа; $A=141,3$ мм²; $v=700$ Н·с; $c_b=320$ Н·м/рад; $v_b=2$ Н·м·с/рад; $g=9,81$ м/с. Час моменту початку гальмування та час запізнення гальмування для обох випадків напрямку руху каретки приймаємо відповідно $t_h=2$ с та $t_z=0,15$ с. Колодкове гальмо ТКТ-100 ($M_{Hnom}=100$ Н·м), коефіцієнт запасу гальма становить $\eta_1=1,47$.

Зусилля в канаті та крутний момент у пружному валу приводу визначаємо за відповідними формулами:

$$F = \frac{EA \cdot (x_2 - x_1)}{l} + \frac{v \cdot (v_2 - v_1)}{l};$$

$$M_B = c_e \left(\varphi - x_1 \cdot \frac{u}{r} \right) + v_e \left(\omega - v_1 \cdot \frac{u}{r} \right).$$

Колову силу у зачепленні шестерні з рейкою та сумарне осьове навантаження на щоглу визначаємо як

$$F_t = (M_B - M_H) \cdot \frac{u}{r}; \quad F_0 = 2 \cdot F + F_t.$$

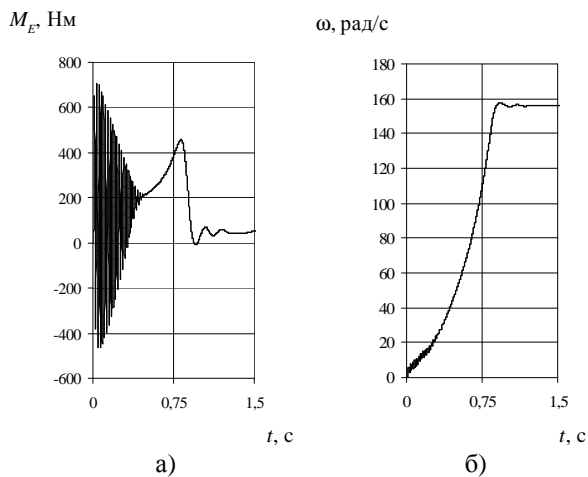


Рис. 2. Часові залежності електромагнітного моменту (а) та кутової швидкості обертання ротора (б) електродвигуна під час руху каретки вгору

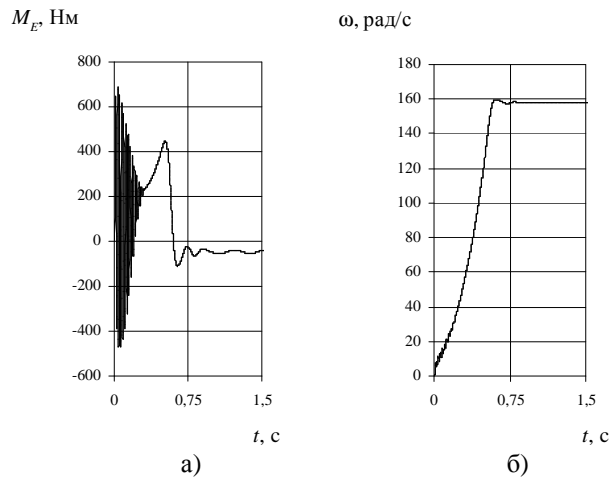


Рис. 4. Часові залежності електромагнітного моменту (а) та кутової швидкості обертання ротора (б) електродвигуна під час руху каретки вниз

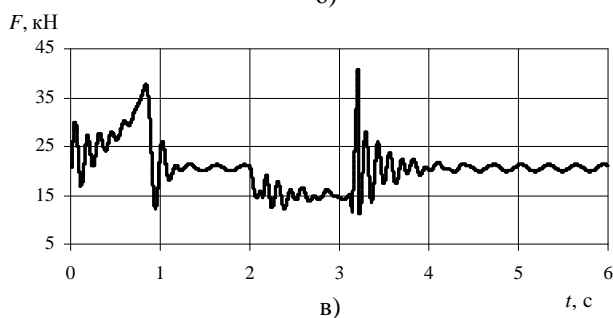
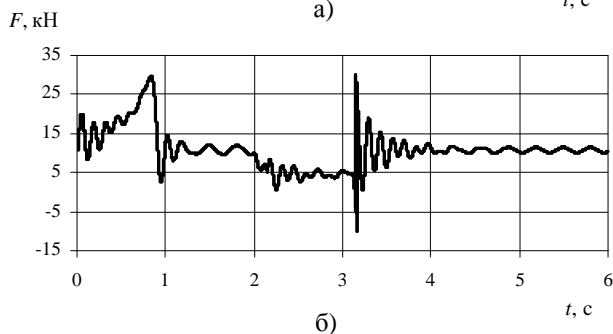
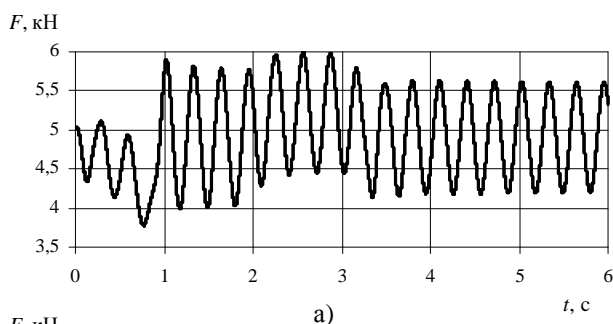


Рис. 3. Часові залежності зусилля у канаті (а), колової сили у зачепленні шестерні з рейкою (б) та осьового навантаження на щоглу (в) під час руху каретки вгору

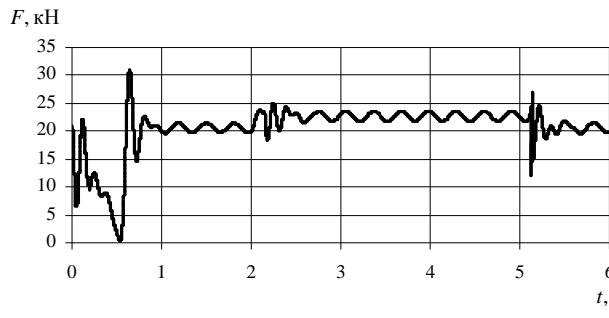
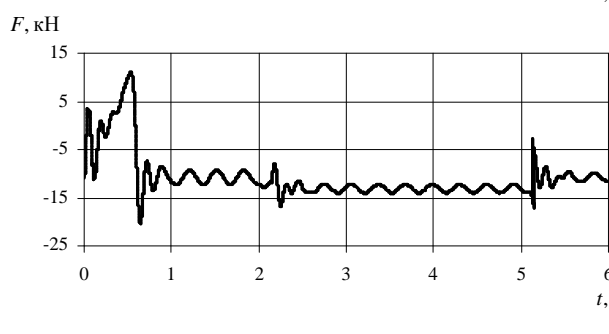
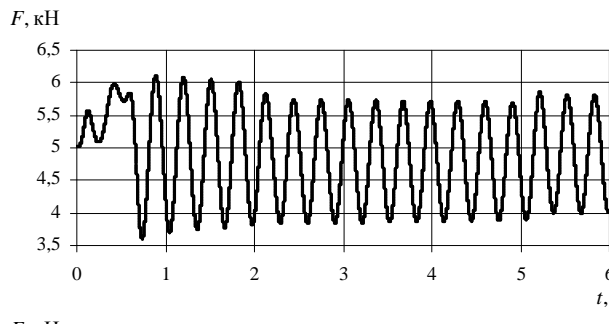


Рис. 5. Часові залежності зусилля у канаті (а), колової сили у зачепленні шестерні з рейкою (б) та осьового навантаження на щоглу (в) під час руху каретки вниз

Коефіцієнти динамічності зусилля в канаті F , колової сили F_p , сили F_0 визначаємо як відношення максимальних значень цих сил до відповідних статичних значень і позначаємо k , k_p , k_0 відповідно.

У результаті інтегрування рівнянь (11), (13) з урахуванням залежностей (15), (17), (18) та початкових умов

(12), (19), отримаємо розв'язок рівнянь руху механічної системи при русі каретки вниз. Вихідні дані залишаємо незмінними.

З рис. 2 та рис. 4 бачимо, що розгін привідної системи супроводжується інтенсивними коливаннями електромагнітного моменту двигуна з частотою, що близька до

Таблиця 1

Залежність максимальних значень сил у канаті, колової сили у зачепленні шестерні з рейкою та осьового навантаження на щоглу від маси каретки з вантажем та маси противаги під час руху каретки вгору

m_{cr} , кг	m_{pr} , кг	Максимальні значення зусиль, кН					
		розгін			гальмування		
		F	F_t	F_0	F	F_t	F_0
1200	300	4,169	26,69	31,05	4,289	29,73	33,72
	500	5,587	26,28	33,33	6,780	23,92	32,28
	700	8,620	24,62	36,52	8,764	21,90	34,57
1600	300	3,542	31,33	35,89	3,489	36,18	41,74
	500	5,899	29,59	37,69	5,991	31,73	43,35
	700	9,039	27,79	38,80	9,305	24,86	42,24
2000	300	4,104	34,84	39,76	4,371	41,20	45,36
	500	6,274	32,71	41,43	6,499	36,05	48,44
	700	8,897	32,91	43,18	9,385	36,00	46,61

Таблиця 2

Залежність максимальних значень сил у канаті, колової сили у зачепленні шестерні з рейкою та осьового навантаження на щоглу від маси каретки з вантажем та маси противаги під час руху каретки вниз

m_{cr} , кг	m_{pr} , кг	Максимальні значення зусиль, кН					
		розгін			гальмування		
		F	F_t	F_0	F	F_t	F_0
1200	300	4,321	18,41	23,79	4,052	15,86	21,48
	500	6,163	15,26	26,42	5,935	15,26	24,73
	700	8,470	12,94	32,68	8,341	15,20	26,83
1600	300	4,388	22,92	28,66	4,193	18,80	24,79
	500	6,116	20,36	31,11	5,854	17,06	27,04
	700	8,707	17,84	32,92	8,554	16,72	27,55
2000	300	4,376	27,59	33,67	4,146	21,05	28,08
	500	6,198	25,24	35,71	5,977	20,66	28,42
	700	8,911	22,43	37,68	8,741	19,33	31,81

частоти напруги живильної мережі. Пуск двигуна призводить до збурення коливальних механічної системи, однак з часом значення моментів і сил пружності стабілізуються. У випадку піднімання каретки з вантажем розгін привідної системи відбувається дещо довше, ніж при її опусканні (1 с проти 0,7 с).

На рис. 4 бачимо, що момент електродвигуна в усталеному режимі має від'ємне значення, а кутова швидкість обертання ротора перевищує синхронну кутову швидкість двигуна (157 рад/с), що свідчить про роботу електродвигуна у режимі генератора.

Аналізуючи графіки зміни динамічних сил механічної системи (рис. 3 та рис. 5), бачимо, що сила в канаті коливається з частотою, яка приблизно дорівнює власній частоті системи «каре́тка – пружний канат – противага». Під час розгону двигуна відбуваються інтенсивні коливання колової сили у зачепленні шестерні з рейкою та осьового навантаження на щоглу, які, при переході системи в усталений режим, стабілізуються. Бачимо, що час сповільнення піднімання каретки з вантажем є меншим

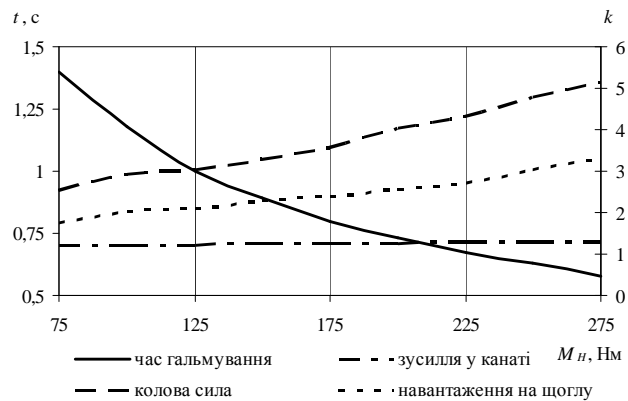


Рис. 6. Залежність часу гальмування та коефіцієнтів динамічності сил від величини гальмівного моменту колодкового гальма у випадку руху каретки вгору

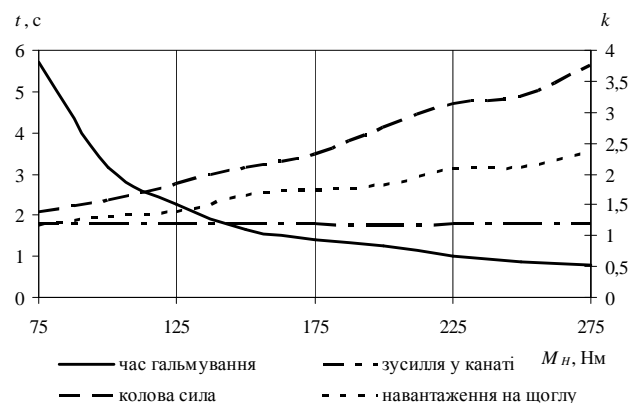


Рис. 7. Залежність часу гальмування та коефіцієнтів динамічності сил від величини гальмівного моменту колодкового гальма у випадку руху каретки вниз

за час сповільнення опускання. Момент повної зупинки каретки є небезпечнішим за момент початку гальмування через більші значення амплітуди коливальних колової сили у зачепленні шестерні з рейкою та осьового навантаження на щоглу.

У результатах, наведених у табл. 1 і табл. 2, простежуються такі закономірності: максимальні значення сил збільшуються зі збільшенням маси вантажу; збільшення маси противаги призводить до зростання сили у канаті та осьового навантаження на щоглу, однак зменшується колова сила у зачепленні шестерні з рейкою; максимальні значення колової сили та осьового навантаження на щоглу у випадку руху каретки вниз є меншим, ніж при її русі вгору.

На рис. 6 та рис. 7 наведені залежності часу гальмування та коефіцієнтів динамічності сил у механічній системі від номінального значення гальмівного моменту колодкового гальма. Бачимо, що зі зростанням гальмівного моменту час гальмування спадає за кривою, що нагадує гіперболічну функцію, а сили у системі зростають лінійно.

Висновки. Побудована математична модель дає можливість проводити докладний аналіз перехідних та

усталених режимів роботи привідних систем будівельних підймальних пристроїв. Коливальні явища, що виникають у механічній системі пристрою під час пуску та гальмування привідної системи, необхідно враховувати у розрахунках елементів конструкцій на міцність, стійкість та довговічність.

За рахунок зростання гальмівного моменту можна значно пришвидшити зупинку підймальної установки, підвищити її продуктивність. Однак у цьому випадку значно зростають максимальні значення колової сили у зачепленні шестерні з рейкою та осьове навантаження на шоглу.

Для гальмування каретки під час її руху вгору та вниз доцільно застосовувати відмінні гальмівні моменти для того, щоб максимальні навантаження на елементи підймального пристрою та час зупинки каретки були приблизно однаковими.

Література

1. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – М.-К.: МАШГИЗ, 1962. – 267 с.
2. Казак С.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
3. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1956. – 600 с.
4. Калинин С.Г., Малащенко В.О. Динамика механизмов подъема высотных систем. – Львов: Вища шк., 1981. – 142 с.
5. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Барилляк В.В. Дослідження перехідних процесів роботи приводів транспортуючих і вантажопідймальних машин із канатною тягою / Підйомно-транспортна техніка. – 2004. – №4. – С. 41-48.
6. Гнаткович С.А. Вплив характеристики привода на динамічні явища підймально-транспортних систем / Підйомно-транспортна техніка. – 2010. – №1. – С. 3-9.
7. Каминский А.А., Бастур В.Н. Деформационное упрочнение и разрушение металлов при переменных процессах нагружения. – К.: Наук. думка, 1985. – 167 с.
8. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – К.: Вища шк., 1978. – 576 с.

9. Broek D. Elementary Engineering Fracture Mechanics. Springer, 1982. – 670 p.

10. Фиделев В.С. Подъемно-транспортные машины. К.: Вища школа, 1976. – 220 с.

11. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.

12. Чабан В.Й. Математичне моделювання електромеханічних процесів. – Львів: НУ"ЛП", 1997, – 344 с.

13. Попович М.Г., Лозинський Ю.О., Креніков В.Б. та ін. Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи. – К.: Либідь, 2005. – 680 с.

14. Jagadish H. Pujar S., Kodad F. Robust Sensorless Speed Control of Induction Motor with DTFC and Fuzzy Speed Regulator / International Journal of Electrical and Electronics Engineering, 5:1, 2011. – p. 17-26.

15. Будиков Л.Я., Канаев С.Ф. Многопараметрический анализ динамики торможения грузоподъемных кранов привоком электродвигателей / Підйомно-транспортна техніка. – 2009. – №3. – С. 115-125.

16. Александров М.П. Тормозные устройства. Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 315 с.

17. Будиков Л.Я., Канаев С.Ф., Тарасенко Е.А. Формирование оптимальной тормозной характеристики механизма передвигания мостового крана, оснащенного двухступенчатыми тормозами // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – №4. – С. 3-11.

Отримана 25.05.11

Ye. Kharchenko, Yu. Nosov

Modelling of transient and stationary mode of the building lifting devices

National University «Lvivska Politechnika», Lviv

Problem of dynamic loads determination of elements of building lifting devices in nonstationary and stationary modes are analyzed. Calculation of dynamic processes was carried out by joint integration of the differential equations of the mechanical system movement and the nonlinear equations of the electromagnetic phenomena in induction motor. There is investigated influence of cargo mass, counterbalance mass and mechanical characteristics of the device on dynamic loads in elastic parts and on loading of metal mast. There are illustrated founded regularities of dynamic loads shifting on structural and elastic-inertial parameters of elements of devices. Practical recommendations concerning with calculation and construction of building lifting devices are given.

Інформація

Техніка і дизайн

Українсько-Польська науково-технічна конференція
Україна, м. Київ, 19 – 21 червня 2012 р.

Тематика конференції

- Модульне проектування технологічних систем і машин.
- Проблеми трибології при експлуатації машин.
- Сервісне обслуговування машин.

Адреса оргкомітету

Київський національний університет технології та дизайну,
01011, Україна, м. Київ, вул. Немировича-Данченка, 2.
Тел. (044) 256-21-68; тел/факс: (044) 280-16-03