

$$f_i = c_0 + c_1 x_i^{(1)} + c_2 x_i^{(2)} + \dots + c_n x_i^{(n)} + \varepsilon_i; i = 1, 2, \dots, m. \quad (5)$$

Для розрахунку оцінок коефіцієнтів багатofакторної лінійної регресійної моделі

$$\hat{f}_i = \hat{c}_0 + \hat{c}_1 x_i^{(1)} + \hat{c}_2 x_i^{(2)} + \dots + \hat{c}_n x_i^{(n)}, i = 1, 2, \dots, m, \quad (6)$$

де

$$\hat{Y} = \begin{pmatrix} \hat{y}_1 \\ \hat{y}_2 \\ \dots \\ \hat{y}_m \end{pmatrix}, \hat{C} = \begin{pmatrix} \hat{c}_0 \\ \hat{c}_1 \\ \hat{c}_2 \\ \dots \\ \hat{c}_n \end{pmatrix},$$

застосуємо метод найменших квадратів, звідки одержимо формулу для розрахунку параметрів $\hat{C}$ у матричному вигляді

$$\hat{C} = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot Y, \quad (7)$$

де: $(X^T \cdot X)^{-1}$ – матриця, обернена до добутку матриць $X^T \cdot X$.

Рівняння (6) використаємо у моделі 1 як цільову функцію і одержимо модель 2 задачі оптимального використання ресурсів.

$$F(X, \hat{C}) = \hat{c}_0 + \hat{c}_1 \cdot x_1 + \hat{c}_2 \cdot x_2 + \dots + \hat{c}_n \cdot x_n \rightarrow \max$$

$$\begin{cases} a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n \leq b_1 \\ a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n \leq b_2 \\ \dots \\ a_{m1}x_1 + a_{m2}x_2 + \dots + a_{mn}x_n \leq b_m \end{cases} \quad (\text{модель 2}).$$

$$x_1 \geq 0, x_2 \geq 0, \dots, x_n \geq 0$$

Розв'язок такої моделі буде обчислювати оптимальний план використання ресурсів підприємства з врахуванням динаміки оптових цін на ринку, яка склалася під час реалізації такої продукції.

Література

1. Вагнер Г. Основы исследования операций. – М.: Мир, 1972.
2. Назаренко О.М. Основы економетрики. – К.: Центр навч. літ-ри, 2005. – 392 с.

УДК 621.86.017.4 **Проф. Є.В. Харченко, д-р техн. наук – НУ "Львівська політехніка"; ст. викл. С. Собковскі, магістр – Вармінсько-Мазурський університет в м. Ольштині, Польща; студ. Ю.Є. Носов – НУ "Львівська політехніка", Україна**

ДИНАМІКА ПІДЙІМАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ З РОЗМІЩЕНИМ У КАРЕТЦІ ПРИВОДОМ І ПРОТИВАГОЮ

Розглянуто результати математичного моделювання процесів пуску будівельного підйімального пристрою з приводом, змонтованим у каретці. Аналіз динаміч-

них процесів виконано на основі сумісного інтегрування рівнянь руху елементів системи і рівнянь електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Досліджено вплив структури і механічних характеристик привідної системи на динамічні зусилля в пружних ланках.

*Prof. Ye.V. Kharchenko – NU "L'vivs'ka Politekhnikha", Ukraine;
senior teacher S. Sobkowski – Warminsko-Mazurski University, Poland;
stud. Yu.Ye. Nosov – NU "L'vivs'ka Politekhnikha"*

Dynamics of lifting device with the drive placed in carriage and counterbalance

Results of mathematical modeling of processes of start-up of building elevating device with located in carriage drive are analyzed. Calculation of dynamic processes is carried out by joint integration of the equations of movement of elements of systems and the equations of the electromagnetic phenomena in asynchronous engines. Influence of structure of the device and its mechanical characteristics on dynamic efforts in elastic parts is investigated.

Вступ

Одним із найважливіших завдань технічної діагностики машинних агрегатів є аналіз нестационарних процесів у їхніх привідних системах [1-4, 10]. Це пояснюється тим, що саме під час розгону, гальмування або зміни режиму роботи приводу виникають інтенсивні коливальні явища в машині, які супроводжуються значним зростанням зусиль в деталях і вузлах. Динамічні навантаження значною мірою визначають міцність елементів конструкцій [4, 12]. Крім того, механічні коливання, що виникають під час перехідних процесів, нерідко призводять до нагромадження втомних пошкоджень у матеріалах і знижують ресурс елементів конструкцій і технічного об'єкта в цілому [5, 9]. Особливо це стосується підйомально-транспортної техніки, де привідні системи працюють в умовах частих пусків і зупинок.

Особливість аналізу процесів пуску привідних систем полягає у тому, що для забезпечення достатньої точності розрахунків необхідно докладно враховувати не лише інерційні та пружно-дисипативні характеристики механічних ланок, а й динамічні властивості привідних двигунів [2, 11]. При побудові математичних моделей динамічних процесів нерідко постає потреба сумісного розгляду коливальних явищ різної фізичної природи. Механічні вібрації доводиться досліджувати у тісному взаємозв'язку з електромагнітними [1, 7], гідродинамічними [8, 13] чи тепловими [2, 6] процесами, що істотно ускладнює задачу дослідження. Однак, лише такий підхід дає змогу забезпечити високу ефективність проектування машин і інженерних конструкцій.

Метою цієї праці є математичне моделювання нестационарних процесів у будівельному підйомальному пристрої з приводом, змонтованим у каретці, і противагою.

Математична модель динамічних процесів містить диференціальні рівняння руху привідної системи та нелінійні диференціальні рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Зазначені рівняння утворюють єдину систему, подану в формі Коші, і підлягають сумісному числовому інтегруванню.

Шляхом математичного моделювання визначаються максимальні зусилля в елементах підйимального пристрою і досліджується вплив маси противаги на динамічні явища у механічній системі.

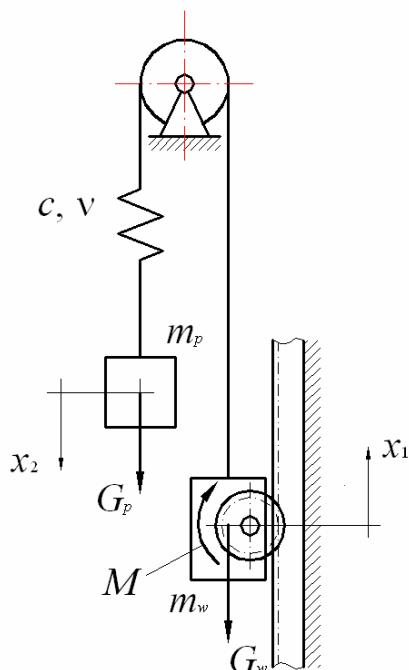


Рис. 1. Розрахункова схема привідної системи підйимального пристрою з приводом, розміщеним у каретці і противагою

1. Рівняння руху привідної системи

На рис. 1 зображено розрахункову схему підйимальної системи з противагою, привід якої змонтований на платформі каретки і складається з двигуна, редуктора і шестірні, що входить у зачеплення із закріпленою нерухомою рейкою. Каретка зв'язана з противагою за допомогою каната, перекинутого через блок, що розташований на щоглі. На схемі прийняті позначення: m_w – маса каретки з вантажем; m_z – зведена маса каретки з вантажем, визначена з урахуванням інерційних властивостей обертових частин приводу; m_p – маса противаги; c, v – жорсткість і коефіцієнт дисипації каната; M – момент двигуна, зведений до шестірні, що входить у зачеплення з рейкою; G_w, G_p – сили ваги каретки з вантажем і противаги; x_1, x_2 – координати руху.

Рух механічної системи опишемо з використанням рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j, \quad j = \overline{1, n}, \quad (1)$$

де: T, Π – кінетична і потенціальна енергії системи; q_j – узагальнена координата; t – час; Q_j – узагальнена сила; n – кількість ступенів вільності механічної системи (в даному випадку $n = 2$).

Кінетичну енергію системи запишемо у такому вигляді

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

де:

$$v_1 = \frac{dx_1}{dt}; \quad v_2 = \frac{dx_2}{dt}. \quad (3)$$

Потенціальна енергія набуває вигляду

$$\Pi = \frac{EA(x_2 - x_1)^2}{2l}, \quad (4)$$

де E, A, l – модуль пружності, площа поперечного перерізу і довжина каната.

Силу дисипації енергії в підйимальному канаті знайдемо як величину, прямопропорційну швидкості відносної деформації каната

$$F_v = v_0 \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (5)$$

де: v_0 – властивий коефіцієнт дисипації каната, що чисельно дорівнює силі дисипації за одиничної швидкості відносної деформації; ε – відносна деформація каната

$$\varepsilon = \frac{x_2 - x_1}{l}. \quad (6)$$

Диференціюючи вираз (6) за часом та підставляючи одержувану похідну до залежності (5), знаходимо

$$F_v = v_0 \frac{v_2 - v_1}{l}. \quad (7)$$

Беручи за узагальнені координати переміщення x_1 і x_2 , узагальнені сили знаходимо у вигляді

$$Q_1 = \frac{2M}{d} - G_w; Q_2 = G_p, \quad (8)$$

де d – дільний діаметр шестерні, що входить у зачеплення з нерухомою рейкою;

$$M = uM_E; G_w = m_w g; G_p = m_p g, \quad (9)$$

причому, u – передавальне відношення механізму, що з'єднує вал двигуна з валом шестерні.

З урахуванням (1)-(9) записуємо рівняння руху механічної системи у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= v_1; \quad \frac{dx_2}{dt} = v_2; \\ \begin{cases} \frac{dv_1}{dt} = \frac{EA}{m_z l} (x_2 - x_1) + \frac{v_0}{m_z l} (v_2 - v_1) + \frac{2M_E u}{m_z d} - g \frac{m_w}{m_z}; \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{EA}{m_p l} (x_1 - x_2) + \frac{v_0}{m_p l} (v_1 - v_2) + g. \end{cases} \end{aligned} \quad (10)$$

Початкові умови інтегрування рівнянь (10):

$$x_1(0) = 0; \quad x_2(0) = \frac{m_p g l}{EA}; \quad v_1(0) = 0; \quad v_2(0) = 0. \quad (11)$$

2. Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні

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

$$\begin{cases} \frac{di_s}{dt} = A_s(u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\ \frac{di_r}{dt} = A_r(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r(u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{cases} \quad (12)$$

де: i_s, i_r, u_s – матриці-колони проекцій струмів статора і ротора на координатні осі x, y і матриця-колонка проекцій 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 приналежність величини до обмотки статора, а r – до обмотки ротора.

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

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

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

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

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

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 уздовж 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 розсіювання 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 такий 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

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

Струм намагнічування і його складові уздовж осей x, y можна визначити так:

$$i_x = i_{sx} + i_{rx}, \quad i_y = i_{sy} + i_{ry}, \quad i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}.$$

Значення τ і ρ визначаються залежностями

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}, \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (13)$$

Електромагнітний момент двигуна знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx}), \quad (14)$$

де p_0 – кількість пар магнітних полюсів.

Криву намагнічування подаємо у такому вигляді

$$\Psi_m = \begin{cases} a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, & \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ a_{m0}, & \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \end{cases} \quad (15)$$

де i_{mk} – критичне значення струму намагнічування, по перевищенню якого залежність $\Psi_m(i_m)$ є нелінійною. Отже, τ і ρ , згідно з залежностями (13), (15), набувають вигляду

$$\tau = \begin{cases} a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4, & \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ a_m, & \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \end{cases} \quad (16)$$

$$\rho = \begin{cases} a_1 + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4, & \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ a_m, & \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \end{cases} \quad (17)$$

Під час числового інтегрування рівнянь (12) наявність в пам'яті комп'ютера інформації про криву намагнічування (15) не є обов'язковою, оскільки у розрахунках використовуються безпосередньо залежності (16) і (17).

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

$$i_{sx} = 0, \quad i_{sy} = 0, \quad i_{rx} = 0, \quad i_{ry} = 0. \quad (18)$$

3. Результати розрахунків процесів пуску привідної системи будівельного підйимального пристрою

Аналіз пускових режимів роботи привідної системи зводиться до інтегрування системи диференціальних рівнянь (10), (12) з урахуванням залежностей (14), (16), (17) та початкових умов (11), (18). На рис. 2 і 3 подано приклад розрахунку процесу пуску підйимального пристрою з противагою, виконаного за таких вихідних даних. 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; $w_0=1057$ рад/с; $p_0=2$). Параметри механічної системи: $m_w=2000$ 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; $v_l=700$ Н·с; $g=9,81$ м/с.

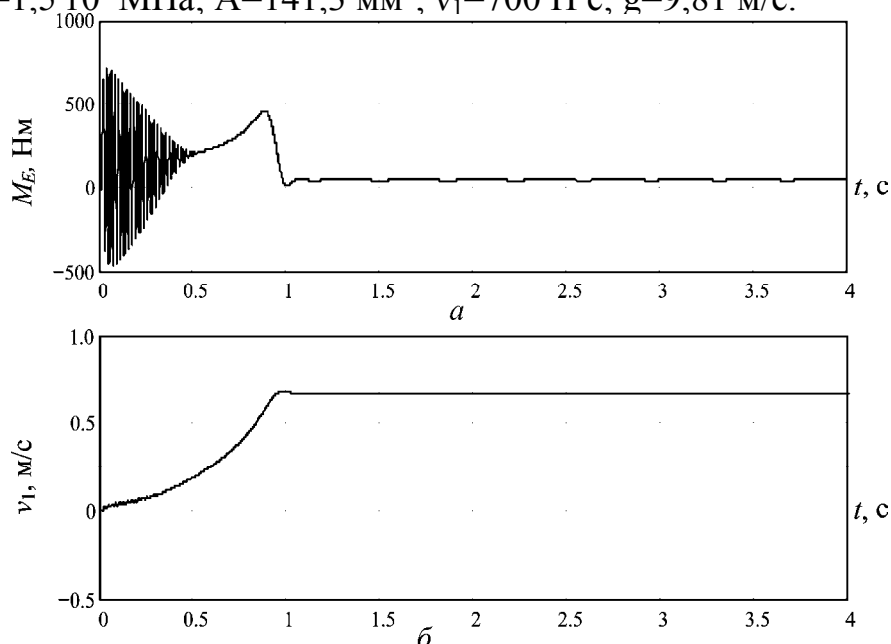


Рис. 2. Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а) і швидкості руху каретки з вантажем (б)

Зусилля в канаті та колову силу в зачепленні шестірні з рейкою визначали за формулами:

$$F = \frac{EA \cdot (x_2 - x_1)}{l} + \frac{v_0 \cdot (v_2 - v_1)}{l}; F_t = \frac{2 \cdot M_E \cdot u}{d}.$$

У поперечних перерізах щогли, розташованих вище від зони зачеплення шестірні з рейкою, та у перерізах, розташованих нижче від вказаного місця, виникають поздовжні сили $F_{01} = 2 \cdot F$, $F_{02} = 2 \cdot F + F_t$.

Коефіцієнти динамічності зусилля в канаті F , колової сили F_t , зусиль F_{01} і F_{02} визначаємо як відношення максимальних значень цих зусиль до відповідних статичних значень і позначаємо k , k_t , k_{01} , k_{02} відповідно.

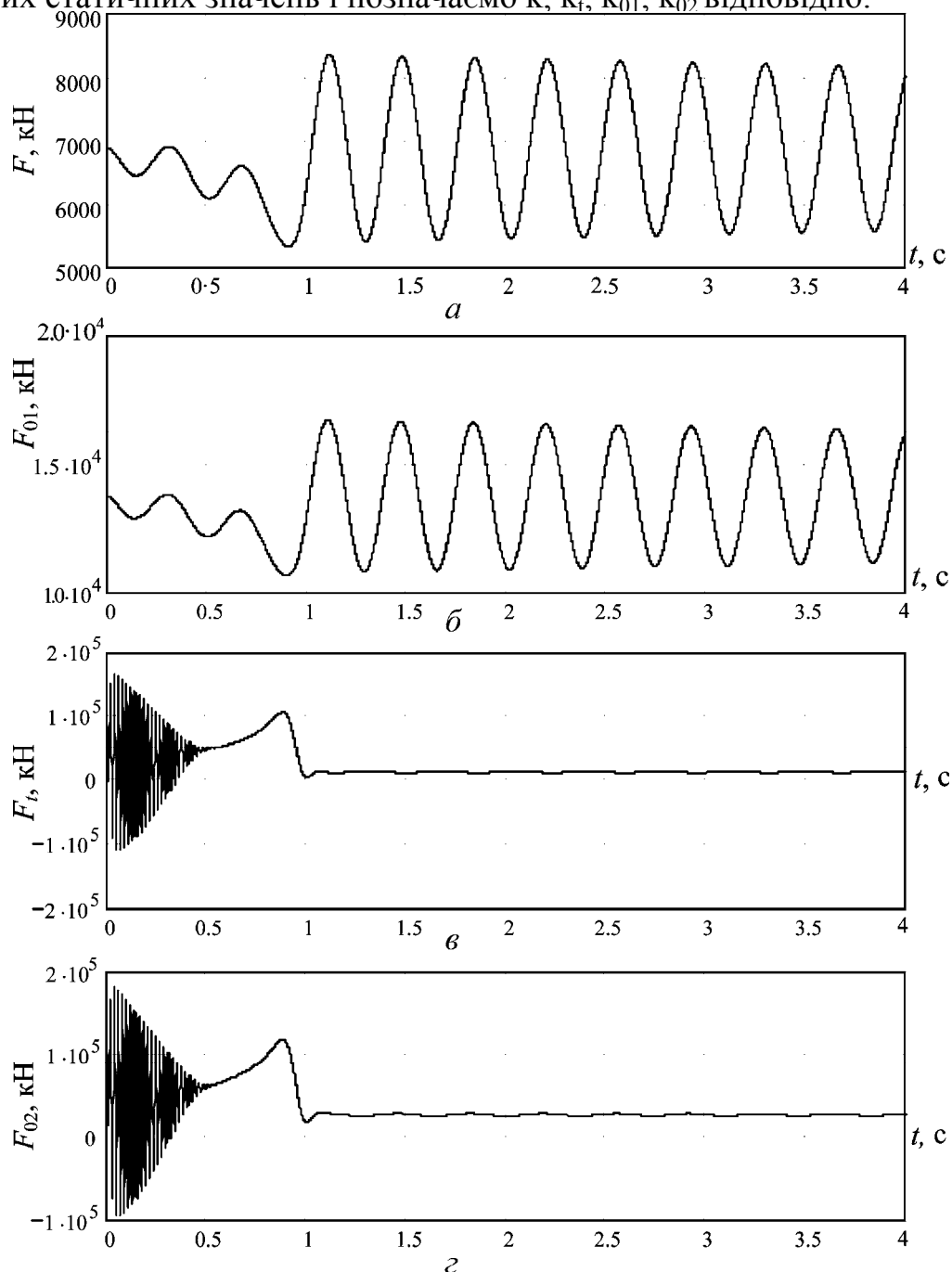


Рис. 3. Часові залежності зусилля у канаті (а), зусилля у верхній частині щогли (б), колової сили в зачепленні шестірні з рейкою (в) та зусилля у нижній частині щогли (г)

Розгін привідного механізму, що складається з двигуна, коробки передач і шестірни, відбувається приблизно протягом 0,9 с. Початковий етап розгону тривалістю близько 0,5 с супроводжується інтенсивними коливаннями електромагнітного моменту з частотою, близькою до частоти напруги живильної мережі (50 Гц) (рис. 2, а).

Зусилля в канаті і в поперечних перерізах щогли, розташованих над зоною зачеплення, коливаються з частотою, що приблизно дорівнює власній частоті механічної системи "каретка – пружний канат – противага" (рис. 3, а, б). Якщо маса противаги є незначною, то ці коливання мало впливають на колову силу в зачепленні шестірни з рейкою і на поздовжню силу в перерізах щогли, розташованих нижче від зони зачеплення (рис. 3, в, г). Останні коливаються з частотою коливань електромагнітного моменту двигуна, оскільки привід даної системи жорстко зв'язаний з зубчастою рейкою.

Як видно з отриманих результатів, в період пуску передається значне динамічне навантаження на щоглу з боку привідного механізму. Великі значення коефіцієнтів динамічності зусилля в зачепленні і поздовжньої сили у нижній частині щогли свідчать про негативний вплив жорсткості приводу на умови роботи підйимального пристрою (див. табл.). Із збільшенням маси вантажу спостерігається загальна тенденція до зниження коефіцієнтів динамічності зусиль. Збільшення маси противаги, що застосовується для полегшення роботи двигуна, майже не впливає на максимальне значення зусилля в зачепленні і сили в нижній частині щогли. Із збільшенням маси противаги зростає зусилля в канаті, коефіцієнт динамічності якого знаходиться в межах 1,1-1,3.

Табл. Максимальні значення і коефіцієнти динамічності зусиль у канаті, в зачепленні шестірни з рейкою та в поперечних перерізах щогли

m _w , кг	m _p , кг	Значення зусиль і коефіцієнтів динамічності							
		F, кН	k	F ₀₁ , кН	k ₀₁	F _t , кН	k _t	F ₀₂ , кН	k ₀₂
800	100	1,123	1,145	2,246	1,145	166,156	24,196	167,977	19,026
	300	3,597	1,222	7,195	1,222	165,737	33,789	171,453	15,889
	500	6,362	1,297	12,724	1,297	165,312	56,171	174,939	13,718
	700	8,127	1,183	16,254	1,183	164,875	68,075	178,422	12,125
1200	100	1,166	1,189	2,333	1,189	167,032	15,479	168,868	13,241
	300	3,698	1,257	7,396	1,257	166,629	18,873	172,363	11,713
	500	6,099	1,243	12,197	1,243	166,220	24,206	175,865	10,545
	700	8,447	1,230	16,893	1,230	165,805	33,803	179,364	9,623
1600	100	1,091	1,113	2,183	1,113	167,871	11,408	169,721	10,177
	300	3,349	1,138	6,698	1,138	167,483	13,133	173,234	9,294
	500	5,651	1,152	11,302	1,152	167,087	15,484	176,752	8,580
	700	8,678	1,267	17,357	1,267	166,687	18,880	180,266	7,989
2000	100	1,090	1,111	2,180	1,111	168,672	9,049	170,537	8,278
	300	3,608	1,226	7,215	1,226	168,230	10,092	174,066	7,715
	500	5,982	1,220	11,963	1,220	167,920	11,411	177,600	7,242
	700	8,360	1,217	16,720	1,217	167,534	13,137	181,129	6,838

Результати проведених розрахунків свідчать, що важливим напрямом вдосконалення будівельних підйимальних пристроїв є віброізоляція привідного механізму щодо несної конструкції. Це, на нашу думку, дасть змогу істот-

но знизити зусилля у механічних передачах і навантаження щогли. Дослідження у зазначеному напрямі будуть розглянуті у наступних працях авторів.

Висновок

Побудована математична модель дає змогу проводити докладний аналіз пускових режимів роботи привідних систем будівельних підіймальних пристроїв з урахуванням нерозривної взаємодії електричної машини (асинхронного двигуна) і механічної частини приводу. Коливальні явища, що виникають у механічній системі пристрою під час пуску привідної системи, необхідно враховувати у розрахунках елементів конструкцій на міцність.

Література

1. Вейц В.Л., Вербовой П.Ф., Кочура А.Е. и др. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – К.: Наук. думка, 1988. – 272 с.
2. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976. – 383 с.
3. Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1971. – 384 с.
4. Иванченко Ф.К. Механика приводов технологических машин. – К.: Вища шк., 1986. – 152 с.
5. Каминский А.А., Бастун В.Н. Деформационное упрочнение и разрушение металлов при переменных процессах нагружения. – К.: Наук. думка, 1985. – 167 с.
6. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
7. Чабан В.И. Основы теории переходных процессов электромашинных систем. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с.
8. Bobyr N. The Destroying and Damage Model of Metals Materials under Technological Loading// MECHANICS'98. Proceedings of the International Scientific Conference. Vol. 1. – Rzeszów: Rzeszów University of Technology, 1998. – P. 151-158.
9. Borkowski W., Konopka S., Prochowski L. Dynamika maszyn roboczych. – Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1996. – 363 s.
10. Kharchenko Ye. Analiza procesow dynamicznych w ukladach napedowych na bazie modeli nieliniowych ciaglo-dyskretnych//Zeszyty naukowe politechniki Rzeszowskiej. – Nr. 59. Mechanika, z. 18. – Rzeszow, 1989. – S. 267-270.
11. Kharchenko Ye., Dendyuk T. Analysis of Vibroacoustics Activity of Electro-Mechanical Drive Systems//Ogolnopolska konferencja naukowo-dydaktyczna "Teoria maszyn i mechanizmow". – Bialystok-Bialowieza. – 1996. – S. 133-138.
12. Morel J. Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego. – Warszawa: Polskie Towarzystwo diagnostyki technicznej, 1992. – 373 s.
13. Tomczyk J. Modele dynamiczne elementow i ukadow napedow hydrostatycznych. – Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999. – 229 s.

УДК 658.0

Доц. В.І. Блонська, канд. екон. наук;
магістрант Ю.Ю. Радецький – Львівська КА

ВДОСКОНАЛЕННЯ ОБҐРУНТУВАННЯ СТРАТЕГІЇ ФОРМУВАННЯ ПОТЕНЦІАЛУ ПІДПРИЄМСТВА

Досліджено суть потенціалу підприємства та основні фактори, що впливають на стратегію його формування в ринкових умовах. Визначено необхідні умови вдосконалення обґрунтування стратегії формування потенціалу підприємства.