

Визначені за формулою (9) кути  $\beta_1$  для  $r = 81 \text{ мм}$  і для частот обертання 19, 20 і 21,5 тис. об/хв становлять  $72^\circ$ ,  $65^\circ$  і  $54^\circ$  відповідно, а максимальне відхилення вектора довантаження  $d\vec{S}$ , яке спостерігається під час збільшення обертів з 19 до 20 тис. об./хв., не перевищує  $5^\circ$ . Отже, пропорційність девіаторів зберігає свою чинність, що дає змогу використовувати формулу (8) для визначення пластичної деформації.

**Висновки.** У роботі у межах синтезної теорії пластичності показано, що, розраховуючи напруження під час пружно-пластичного деформування диска, що обертається, можливо застосовувати формули пропорційності девіаторів, незважаючи на певне відхилення траєкторії навантаження від прямої лінії. Це можливо тому, що за синтезною теорією на поверхні навантаження під час пластичного деформування виникає кутова точка.

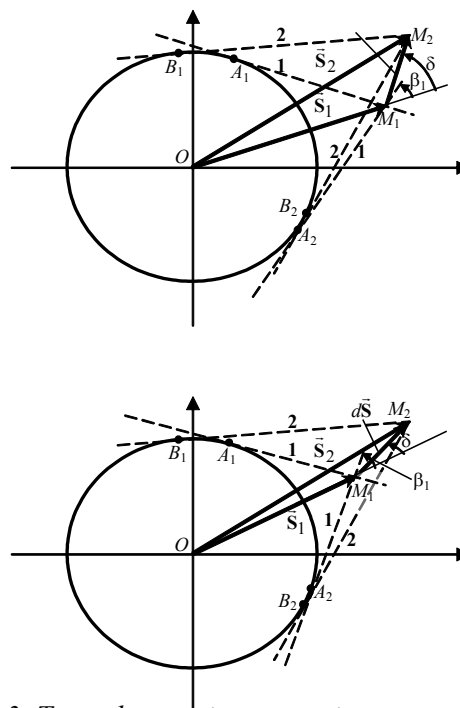


Рис. 3. Трансформація поверхні навантаження під час довантаження вектором  $d\vec{S}$ : а –  $\delta > \beta_1$ , б –  $\delta < \beta_1$

1. Демьянушко И.В., Бюргер И.С. Расчёт на прочность вращающихся дисков. – М.: – Наука, 1978.
2. Андрусик Я.Ф., Русинко К.Н. Пластическая деформация упрочняющихся материалов при нагружении в трехмерном подпространстве пятимерного пространства девiatorов // Механика твердого тела. – 1993. – № 2. – С. 78–83.
3. Русинко А.К. Повзучість із температурним зміцненням // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1997. – № 6. – С. 71–74.

УДК 621.656-83: 001.2

С. В. Харченко, Р. А. Ковальчук  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра опору матеріалів

## РОЗРАХУНОК НЕСТАЦІОНАРНИХ ПРОЦЕСІВ У НАСОСНОМУ АГРЕГАТІ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

© Харченко С. В., Ковальчук Р. А., 2005

Запропоновано нелінійну математичну модель нестационарних процесів, що відбуваються у насосному агрегаті бурової установки. Модель містить рівняння руху елементів системи, записані з урахуванням несталості зведеного моменту інерції рухомих частин поршневого насоса, а також рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Сумісне інтегрування одержаної системи диференціальних рівнянь виконується числовим методом. Наведено результати числової реалізації побудованої моделі.

Mathematical model of unit, which includes asynchronous motor, clutch and piston pump with pneumatic compensator is proposed. The model includes non-linear differential equations of electromagnetic effects in motor and motion equations of mechanical units, which generates uniform system. Calculation of transition process is developed by numerical integration of this system.

**Вступ.** Розв’язання широкомасштабних народногосподарських завдань забезпечення України сировинними і паливно-енергетичними ресурсами пов’язане із збільшенням обсягів бурових робіт,

що зумовлює необхідність подальшого вдосконалення технології буріння, підвищення технічного рівня бурових установок. Сучасна бурова установка – це складний комплекс нафтопромислового обладнання і споруд. Робота машинних агрегатів бурових установок супроводжується інтенсивними механічними коливаннями, викликаними частими пусками і зупинками привідних систем, зміною сил корисного опору, пульсаціями промивальної рідини в циркуляційній системі та іншими чинниками. Отже, всебічне вивчення динаміки бурових установок є необхідною умовою їх раціонального проектування та ефективної експлуатації [5, 10, 12].

Продуктивність, а також надійність бурової установки значною мірою залежить від ефективності роботи насосного агрегату, який забезпечує винесення на поверхню розбуреної породи шляхом нагнітання у свердловину промивальної рідини. Конструкції та принципи роботи насосних агрегатів бурових установок широко висвітлено в літературі [4, 8]. Оскільки ці агрегати обладнані поршневыми насосами, їх функціонування має циклічний характер. Коливання тиску рідини на виході поршневого насоса призводить, з одного боку, до виникнення значних динамічних навантажень на елементи насоса та на деталі приводу, і, з іншого боку, до періодичної зміни швидкості руху промивальної рідини, внаслідок чого можуть виникати резонансні коливання колони бурильних труб. Отже, зменшення шкідливого впливу пульсацій рідини в насосних агрегатах на навантаження елементів бурових установок становить важливу науково-технічну проблему, основним напрямом практичного вирішення якої є встановлення на виході поршневого насоса пневмокомпенсатора [1, 6]. Інженерну методику визначення основних параметрів пневмокомпенсатора, побудовану на основі статичних залежностей, висвітлено у працях [4, 6]. Однак, раціональний добір параметрів насосних агрегатів потребує підходів до аналізу експлуатаційних режимів циркуляційної системи, які б ґрунтувалися на розв'язанні задач динаміки у достатньо суворій постановці. Так, у праці [13] розглянуто динаміку пневмокомпенсатора, встановленого на виході одно-, дво- або трипоршневого насоса. У книзі [12] розв'язано низку теоретичних задач динаміки рідинного потоку з урахуванням роботи пневмокомпенсаторів. Засади математичного моделювання електропровідних систем викладено у працях [2, 3, 9, 11]. Загальну методологію аналізу динамічних явищ у циркуляційній системі бурових установок, яка ґрунтується на сумісному розгляді електромагнітних явищ у двигуні, механічних коливань у привідній системі, а також гідродинамічних процесів у потоці промивальної рідини, сполученому з пневмокомпенсатором, запропоновано у праці [10]. У межах цього підходу запропоновано математичну модель динамічних процесів у насосному агрегаті. Модель містить рівняння руху пружної механічної системи агрегату зі змінним зведеним моментом інерції поршневого насоса, а також рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Загальний вигляд математичної моделі дає можливість урахувати довільне число поршнів насоса як односторонньої, так і двосторонньої дії.

**1. Диференціальні рівняння руху насосного агрегату.** Механічну систему насосного агрегату, що складається з асинхронного двигуна, шино-пневматичної муфти, пасової передачі, редуктора та поршневого насоса, схематично зображено на рис. 1. На схемі прийнято такі позначення:  $J_1$  – зведений до корінного вала насоса момент інерції ротора двигуна;  $J_2$  – зведений до корінного вала момент інерції механізму насоса;  $c$  – зведена до корінного вала насоса жорсткість послідовно з'єднаних пружних ланок (шинопневматичної муфти і пасової передачі);  $\nu$  – зведений коефіцієнт лінійного опору пружних ланок;  $M_{E3}$  – зведений електромагнітний момент двигуна;  $M_0$  – момент сил опору рухові, що діє на корінний вал насоса;  $\varphi_1, \varphi_2$  – кутові координати.

Рівняння руху елементів агрегату складаємо за схемою рівняння Лагранжа II роду

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

де  $T$  і  $\Pi$  – кінетична і потенціальна енергії механічної системи;  $\Phi$  – дисипативна функція Релея;  $Q_j$  – узагальнена сила;  $q_j$  – узагальнена координата;  $t$  – час.

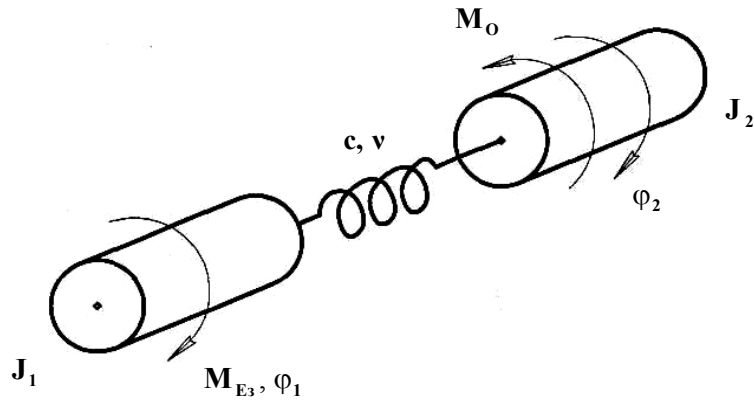


Рис. 1. Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату

Приймаючи за узагальнені координати величини

$$q_1 = \varphi_1; \quad q_2 = \varphi_2, \quad (2)$$

кінетичну енергію системи подаємо у вигляді

$$T = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2}, \quad (3)$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – кутова швидкість ротора електричного двигуна та кутова швидкість корінного вала насоса

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1, \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2. \quad (4)$$

Потенціальну енергію та дисипативну функцію Релея з урахуванням залежностей (2), (4) подаємо у вигляді

$$\Pi = \frac{c(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2}, \quad \Phi = \frac{\nu(\omega_1 - \omega_2)^2}{2}. \quad (5)$$

Визначаючи похідні виразів (3) і (5) та підставляючи їх в рівняння Лагранжа II роду (1), одержуємо диференціальні рівняння руху системи

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - \varphi_2) + \nu(\omega_1 - \omega_2) &= M_{E3}; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \omega_2^2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) - \nu(\omega_1 - \omega_2) &= -M_O, \end{aligned} \quad (6)$$

причому зведений електромагнітний момент двигуна визначаємо як  $M_{E3} = M_E \cdot u$ , де  $M_E$  – електромагнітний момент на валу двигуна;  $u$  – передавальне відношення приводу.

Для інтегрування диференціальних рівнянь (4), (6) необхідно визначити електромагнітний момент двигуна  $M_E$  і похідну функції  $J_2$  за координатою  $\varphi_2$ .

Початкові умови інтегрування рівнянь (4), (6) мають вигляд

$$\varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = 0; \quad \omega_1(0) = 0; \quad \omega_2(0) = 0. \quad (7)$$

**2. Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні.** Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями [5, 11]:

$$\begin{aligned} \frac{di_S}{dt} &= A_S(u + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S) + B_S(\Omega_R \Psi_R - R_R i_R); \\ \frac{di_R}{dt} &= A_R(\Omega_R \Psi_R - R_R i_R) + B_R(u_S + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S), \end{aligned} \quad (8)$$

де  $i_S, i_R$  і  $u_S$  – матриці-колонки струмів і напруг;  $A_S, B_S, A_R, B_R$  – матриці зв'язків;  $\Omega_S, \Omega_R$  – матриці частот обертання;  $\Psi_S, \Psi_R$  – матриці-колонки потокозчеплень.

Індекс  $S$  вказує на приналежність величини до обмотки статора, а  $R$  – ротора.

Матриці-колонки  $i_S, i_R, u_S$  визначаються рівняннями

$$i_j (j = S, R) = \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); \quad u_S = \text{col}(U_m, 0),$$

де  $i_{jx}, i_{jy}$  – проекції струмів на координатні осі  $x, y$ ;  $U_m$  – амплітуда напруги мережі живлення.

Квадратні матриці  $A_S, B_S, A_R, B_R$  визначаються залежностями

$$A_S = \alpha_S(1 - \alpha_S G); \quad B_S = -\alpha_S \alpha_R G; \quad A_R = \alpha_R(1 - \alpha_R G); \quad B_R = B_S,$$

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  $i_m, i_x, i_y$  – намагнічувальний струм та його складові за осями  $x, y$ ;  $\tau, \rho$  – величини, визначені за кривою намагнічення, яка є функціональною залежністю робочого потокозчеплення  $\Psi_m$  від намагнічувального струму;  $\alpha_S, \alpha_R$  – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот 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  $\omega_0$  і  $\omega_R$  – синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора, наведені в електрорадіанах за секунду. Величини  $\omega_0$  і  $\omega_R$  мають значення

$$\omega_0 = 314; \quad \omega_R = \omega_1 \cdot u \cdot p_0,$$

де  $u$  – передавальне відношення приводу;  $p_0$  – число пар магнітних полюсів.

Матриці-колонки повних потокозчеплень 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  $i_x = i_{Sx} + i_{Rx}$ ;  $i_y = i_{Sy} + i_{Ry}$ ;  $i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}$ .

Значення  $\tau$  і  $\rho$  визначаються виразами

$$\tau = \frac{i_m}{\psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\psi_m}. \quad (9)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} i_{Sy} - i_{Ry} i_{Sx}). \quad (10)$$

Криву намагнічування подаємо у вигляді

$$\begin{aligned} \psi_m &= a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \psi_m &= \alpha_m^{-1} i_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \end{aligned} \quad (11)$$

де  $i_{mk}$  – критичне значення намагнічувального струму, за межею якого залежність  $\psi_m(i_m)$  є нелінійною. Тоді  $\tau$  і  $\rho$ , згідно з виразами (9), визначають залежностями

$$\begin{aligned} \tau &= (a_1 i_m + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \tau &= \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \rho &= (a_1 i_m + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \rho &= \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \end{aligned} \quad (13)$$

Для числового інтегрування диференціальних рівнянь (8) наявність в пам'яті комп'ютера інформації про криву намагнічування (11) необов'язкова, оскільки в процесі розрахунку використовують безпосередньо вирази (12) і (13).

Проекції струмів на координатні осі в момент початку пуску двигуна дорівнюють нулеві, тобто

$$i_{Sx}(0) = 0; i_{Sy}(0) = 0; i_{Rx}(0) = 0; i_{Ry}(0) = 0. \quad (14)$$

**3. Урахування змінного зведеного моменту інерції механізму насоса і змінного моменту сил корисного опору.** Поршневий буровий насос містить один або декілька простих кривошипно-повзунних механізмів, що мають спільний корінний вал. Площини, що проходять через вісь обертання корінного вала і осі шийок для під'єднання шатунів, розгорнуті одна відносно однієї на певний кут. Схему окремого кривошипно-повзунного механізму зображено на рис. 2. Центри мас відповідних ланок розміщені в точках  $S_1$ ,  $S_2$  і  $B$ . Позначаємо кутову координату ланки  $OA$  окремо взятого механізму як  $\varphi_i$ , маси ланок  $OA$ ,  $AB$  і поршня – як  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ ; центральні моменти інерції кривошипа і шатуна механізму насоса – як  $J_{S1}$  і  $J_{S2}$ ; лінійні розміри – як  $OS_1=a_1$ ,  $AS_2=a_2$ ,  $OA=l_1$ ,  $AB=l_2$ .

Зведений момент інерції механізму насоса, який містить  $n$  кривошипно-повзунних механізмів, знайдений згідно з загальновідомою методикою [7], визначають залежністю

$$J_{3B}(\varphi) = \sum_{i=1}^n \left[ J_{S1} + m_1 a_1^2 + m_2 u_i \frac{l_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h_i} + J_{S2} \frac{l_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h_i} + m_3 \left( -l_1 \left( \sin \varphi_i + \frac{l_1 \sin 2\varphi_i}{2\sqrt{h_i}} \right) \right)^2 \right], \quad (15)$$

де

$$h_i = l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi_i)^2, \quad u_i = \frac{h_i}{(\cos \varphi_i)^2} + a_2^2 - 2a_1 \frac{h_i}{l_2} + 2a_2 \frac{l_1 (\sin \varphi_i)^2 \cdot \sqrt{h_i}}{\cos \varphi_i \cdot l_2}. \quad (16)$$

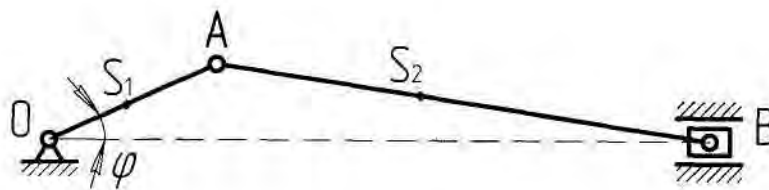


Рис. 2. Схема кривошипно-повзунного механізму насоса

Кути повороту ведучих ланок кривошипно-повзунних механізмів насоса  $\varphi_i$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ) зв'язані з кутом повороту корінного вала насоса  $\varphi$  так. Для одноциліндрового насоса

$$\varphi_1 = \varphi;$$

для двоциліндрового насоса односторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \quad \varphi_2 = \varphi + \pi;$$

для двоциліндрового насоса двосторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \quad \varphi_2 = \varphi + \frac{\pi}{2};$$

для трициліндрового насоса односторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \quad \varphi_2 = \varphi + \frac{2}{3}\pi, \quad \varphi_3 = \varphi + \frac{4}{3}\pi.$$

Момент опору рухові знаходимо за формулою

$$M_O = \sum_{i=1}^n M_{O_i}, \quad (17)$$

де  $M_{O_i}$  – момент опору, який створює тиск рідини на  $i$ -й поршень, запишемо у вигляді

$$M_{O_i} = P_i l_i \Theta_i, \quad (18)$$

Причому  $P_i$  – сила тиску на поршень,  $\Theta_i$  – тригонометрична функція кута повороту кривошипа. Для насоса двосторонньої дії  $P_i$  визначають такою залежністю

$$P_i = -pF_n, \text{ якщо } v_i > 0; \quad P_i = 0, \text{ якщо } v_i = 0; \\ P_i = p(F_n - F_u), \text{ якщо } v_i < 0, \quad (19)$$

де  $F_n$  і  $F_u$  – площі поперечного перерізу поршня та штока,  $p$  – тиск рідини на поршень;  $v_i$  – швидкість поршня

$$v_i = -\omega_2 l_1 \Theta_i. \quad (20)$$

Тригонометрична функція кута повороту кривошипа  $\Theta_i$ , що фігурує в залежностях (18), (20), має вигляд

$$\Theta_i = \sin \varphi_i - \frac{\sin \varphi_i \cos \varphi_i}{\sqrt{\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 - (\sin \varphi_i)^2}}. \quad (21)$$

Похідну  $dI_{3B}/d\varphi$  подаємо у вигляді

$$\frac{dI_{3B}}{d\varphi} = \sum_{j=1}^6 p_j, \quad (22)$$

де

$$p_1 = -2l_1^2 \frac{\cos \varphi}{h} (a_2)^2 \sin \varphi + 2l_1^4 \frac{(\cos \varphi)^3}{h^2} (a_2)^2 \sin \varphi + 4a_2 l_1^2 \frac{\cos \varphi}{l_2} \sin \varphi + \\ + 4a_2 l_1^3 \sin \varphi \frac{(\cos \varphi)^2}{l_2 \sqrt{h}} - 2a_2 l_1^3 \frac{(\sin \varphi)^3}{l_2 \sqrt{h}} + 2a_2 l_1^5 (\sin \varphi)^3 \frac{(\cos \varphi)^2}{l_2 \sqrt{h^3}}; \\ p_2 = 2m_3 l_1^2 \left( \sin \varphi + \frac{1}{2} l_1 \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{h}} \right) \cdot \left( \cos \varphi + \frac{l_1 \cos 2\varphi}{\sqrt{h}} + \frac{1}{2} l_1^3 \frac{(\sin 2\varphi)^2}{\sqrt{h^3}} \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \right); \\ p_3 = \left( -2(l_1)^2 \frac{\cos \varphi}{h} \sin \varphi + 2(l_1)^4 \frac{(\cos \varphi)^3}{h^2} \sin \varphi \right) J_{S2} \\ p_4 = 2l_1^2 \frac{\sin \varphi}{h_1} (a_2)^2 \cos \varphi - 2l_1^4 \frac{(\sin \varphi)^3}{h_1^2} (a_2)^2 \cos \varphi - 4a_2 l_1^2 \frac{\sin \varphi}{l_2} \cos \varphi + \\ + 4a_2 l_1^3 \cos \varphi \frac{(\sin \varphi)^2}{l_2 \sqrt{h_1}} - 2a_2 l_1^3 \frac{(\cos \varphi)^3}{l_2 \sqrt{h_1}} + 2a_2 l_1^5 (\cos \varphi)^3 \frac{(\sin \varphi)^2}{l_2 \sqrt{h_1^3}}; \\ p_5 = 2m_3 l_1^2 \left( \cos \varphi - \frac{1}{2} l_1 \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{h_1}} \right) \cdot \left( -\sin \varphi - \frac{l_1 \cos 2\varphi}{\sqrt{h_1}} + \frac{1}{2} l_1^3 \frac{(\sin 2\varphi)^2}{\sqrt{h_1^3}} \cos \varphi \sin \varphi \right); \\ p_6 = \left( 2(l_1)^2 \frac{\sin \varphi}{h_1} \cos \varphi - 2(l_1)^4 \frac{(\sin \varphi)^3}{h_1^2} \cos \varphi \right) J_{S2}. \quad (23)$$

Отже, праві частини диференціальних рівнянь руху (6) в процесі їх інтегрування обчислюємо за залежностями (17)–(21), а другий член другого рівняння (6) з урахуванням співвідношення (22), (23).

**4. Приклад розрахунку.** Розглянемо агрегат, що містить буровий насос типу У8-6М з електричним асинхронним двигуном АКЗ-15-41-8Б. Параметри двигуна: амплітуда напруги мережі живлення  $u_m=4,9$  кВ; активні опори фаз  $r_s=0,38$  Ом,  $r_r=0,318$  Ом; індуктивності розсіяння  $L_s=1,048 \cdot 10^{-2}$  Г,  $L_r=1,112 \cdot 10^{-2}$  Г; робоча індуктивність  $L_m=0,505$  Г; число пар магнітних полюсів  $p_0=4$ ; момент інерції ротора  $J_1=55$  кг·м<sup>2</sup>. Буровий насос У8-6М є поршневим, двоциліндровим

насосом подвійної дії і складається з привідної і гідравлічної частин, що змонтовані на одній рамі. Кут між привідними ланками кривошипно-повзунних механізмів насоса становить  $90^\circ$  ( $\varphi_1 = \varphi$ ,  $\varphi_2 = \varphi + \pi/2$ ). Маса ланок:  $m_1 = 1400$  кг,  $m_2 = 1150$  кг,  $m_3 = 420$  кг; геометричні розміри ланок:  $l_1 = 0,15$  м,  $a_1 = 0,13$  м,  $l_2 = 0,85$  м,  $a_2 = 0,25$  м; центральні моменти інерції кривошипа та шатуна, відповідно,  $J_{S1} = 42$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_{S2} = 137$  кг·м<sup>2</sup>.

У результаті сумісного інтегрування диференціальних рівнянь руху механічної системи (4), (6) і рівнянь, що описують електромагнітні явища в асинхронному двигуні (8), отримуємо часові залежності величин  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $M_E$ , а також крутний момент у шинопневматичній муфті

$$M_E = c(\varphi_1 - \varphi_2) + \nu(\omega_1 - \omega_2). \quad (24)$$

Залежність, наведена на рис. 3, а, ілюструє інтенсивні коливання електромагнітного моменту в початковий період пуску двигуна АКЗ–15–41–8Б з частотою, близькою до частоти коливання напруги в мережі живлення. Відношення максимального значення електромагнітного моменту до номінального із зростанням потужності двигуна зменшується, а час розгону та час коливання моменту – суттєво збільшуються у зв'язку із зростанням інерційності машини; залежність, наведена на рис. 3, б, засвідчує періодичну зміну крутного моменту у шинопневматичній муфті. Висока амплітуда коливань крутного моменту зумовлена циклічною зміною навантаження на поршні насоса, а також великою інерційністю його ланок.

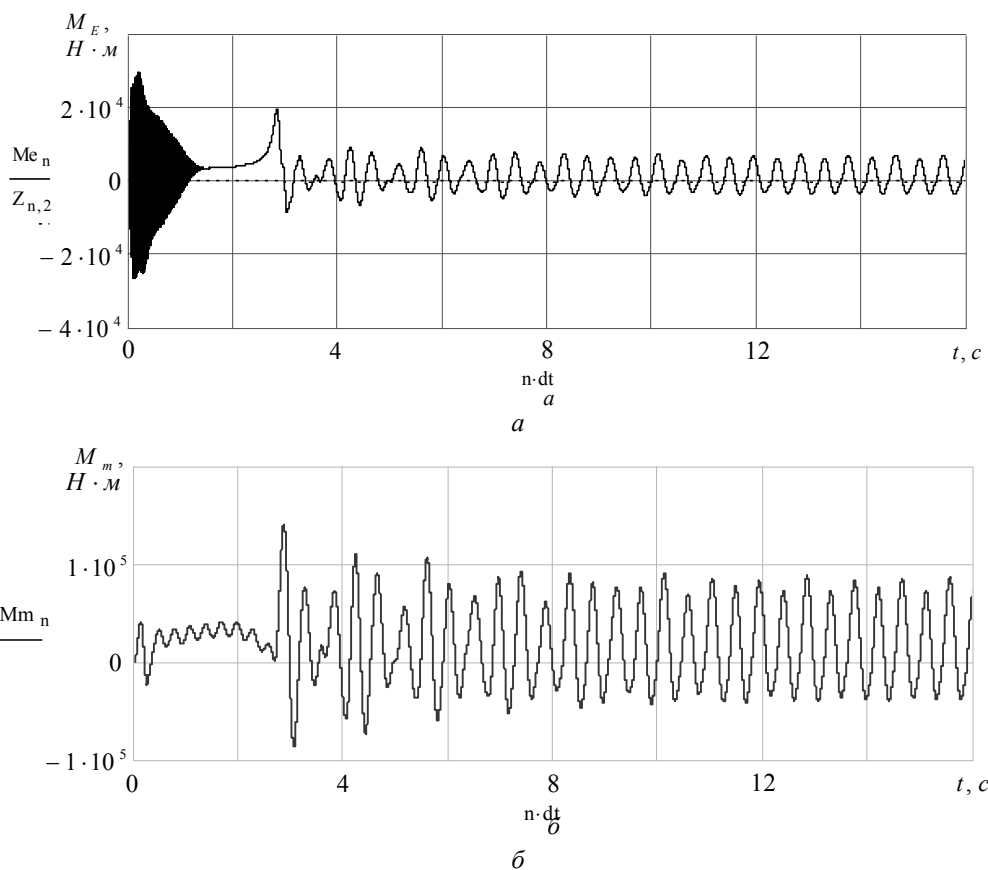


Рис. 3. Графіки зміни електромагнітного моменту (а) та моменту в муфті (б) під час безреостатного пуску двигуна АКЗ–15–41–8Б

Графіки, зображені на рис. 4, ілюструють зміну в часі кутової швидкості ротора асинхронного двигуна (а) та корінного вала насоса (б). Як бачимо, ротор двигуна досягає усталеного режиму руху протягом неповних трьох секунд. Коливання кутової швидкості корінного вала насоса зумовлені циклічним характером роботи насосного агрегату. Із збільшенням навантаження на поршні амплітуда коливань кутової швидкості істотно зростає.

Розроблена математична модель може бути застосована в системах автоматизованого проектування насосних агрегатів для забезпечення належної точності розрахунку на міцність і

прогнозування ресурсу елементів конструкцій, а також з метою підвищення ефективності експлуатації насосів шляхом раціонального добору їх продуктивностей і робочих швидкостей.

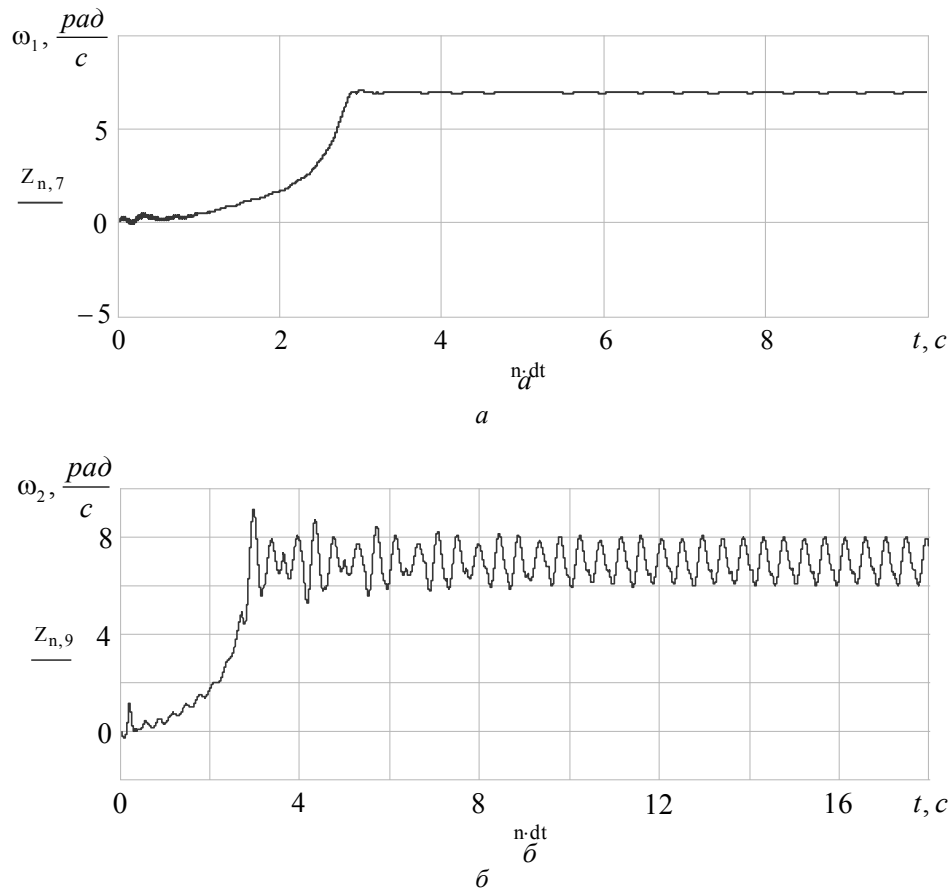


Рис. 4. Розрахункові залежності кутової швидкості ротора двигуна (а) та кутової швидкості корінного вала насоса (б)

1. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с. 2. Азимов Б.А. Вопросы нефтебурового электропривода. – Баку: Азнефтеиздат, 1962. – 316 с. 3. Вейц В.Л., Вербовой А.Ф., Кочура А.Е. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – К.: Вища школа, 1988. – 295 с. 4. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1971. – 225 с. 5. Калинин С.Г., Харченко Е.В. Динамика несущих конструкций буровых установок. – Львов: Вища школа, 1988 – 144 с. 6. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1975. – 184 с. 7. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 297 с. 8. Николитч А.С. Поршневые буровые насосы. – М.: Недра, 1973. – 276 с. 9. Тематические научно-технические обзоры “Электропривод новых буровых установок с применением тиристорных преобразователей”. – М.: ВНИИОЭНГ, 1972. – 193 с. 10. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Свит, 1991. – 176 с. 11. Чабан В.Й. Методы анализа электромеханических систем. – Львов: Вища школа, 1985. – 189 с. 12. Чарный И.А. Неуставившееся движение реальной жидкости в трубах. – М.: Недра, 1975. – 296 с. 13. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.