

краще застосовувати лише дві розрахункові залежності. Окрім того, значення  $T_{u \max}$  і  $T_{u \min}$  використовуються для обчислення екстремальних значень обертових моментів, що навантажують хитневі шийки.

1. Гацук П.М., Миськів Т.Г., Нікіпчук С.В. *Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок: Навч. посібник.* – Львів: Українські технології, 2006. – 144 с. 2. Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие.* – 3-е изд. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с. 3. *Автомобильные двигатели / Под. ред. М.С. Ховаха.* – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с. 4. Абрамчук С.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. *Автомобільні двигуни: Підручник.* – К.: Арістей, 2005. – 476 с.

УДК 622.242:534-16

Є.В. Харченко, А.В. Гутий

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра опору матеріалів

## **ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ ЗА ДОПОМОГОЮ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ**

© Харченко Є. В., Гутий А. В., 2007

**Обгрунтовані раціональні параметри процесу вивільнення прихопленої колони бурильних труб за допомогою підйимальної системи та гідравлічного ударного механізму. Побудовані часові залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, а також залежності максимальної сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару та на першому періоді коливань цієї сили від ходу бойка.**

**In article are motivated rational parameters of process of freeing of the grabbed column of boring pipes by the cargo handling system and hydraulic shock mechanism. Built sentinel dependences of force in the transversal cut of column in the place of connection of column with the firing-pin of hydraulic shock mechanism, dependences of force of co-operation of firing-pin with the corps of hydraulic shock mechanism on the initial stage of blow and on the first period of vibrations of this force from motion of firing-pin for a boring column with the different transversal cuts of pipes.**

**Аналіз відомих досліджень і постановка задачі.** Прихоплення колони бурильних труб є найпоширенішими і найскладнішими аваріями, що виникають під час буріння нафтогазових свердловин. Для вивільнення прихопленої колони труб широко застосовують гідравлічні ударні механізми [1, 5]. Їх встановлюють над зоною прихоплення, після чого, використовуючи енергію приводу або потоку промивальної рідини, наносять удари по нижній частині колони з прихопленою ділянкою.

Ефективність роботи гідравлічного ударного механізму істотно залежить від таких чинників, як маса і хід бойка, сила і умови спрацювання механізму, довжина і площа поперечного перерізу колони, режим роботи приводу або циркуляційної системи бурової установки тощо. Раціональний добір конструктивних і експлуатаційних параметрів гідравлічних ударних механізмів можна здійснювати лише на основі детального аналізу динамічних процесів, що виникають під час їхньої роботи.

У літературі широко висвітлюються конструкції та принципи роботи пристроїв для вивільнення прихоплених колон труб [3, 4, 7, 9]. За допомогою математичного моделювання і проведення експериментальних досліджень вивчають динамічні явища, що виникають в колонах труб та в бурових установках під час ліквідації аварій у бурінні [6, 8, 10, 11, 13]. При цьому використовують розрахункові моделі як зі скінченним [13], так і з безмежним [10, 11] числом ступенів вільності. Закон руху привідного механізму бурової установки здебільшого вважають заданим. У працях [2, 6, 10] показано, що істотне значення в динаміці прихоплених бурових колон мають хвильові явища, які необхідно враховувати у дослідженнях ефективності роботи пристроїв для ліквідації прихоплень.

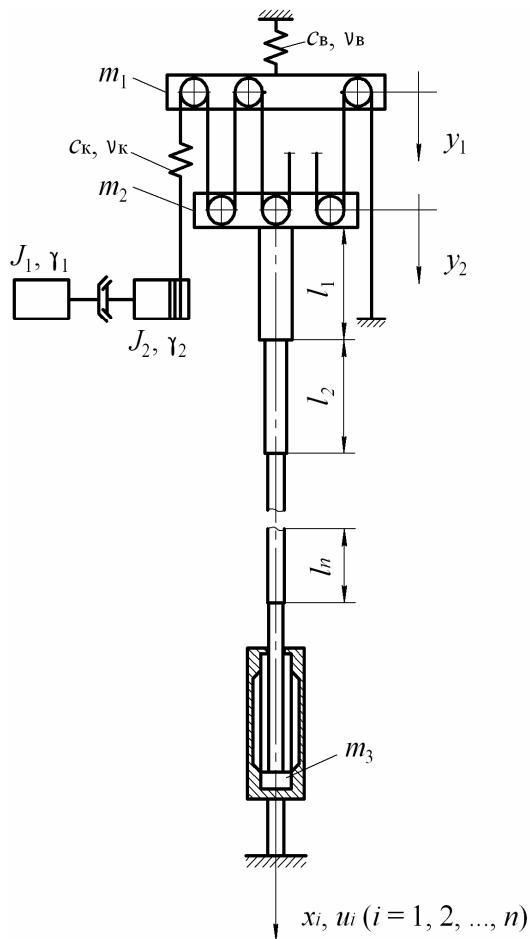


Рис. 1. Розрахункова схема бурової установки з прихопленою колоною бурових труб

межах яких пружно-інерційні характеристики стрижня сталі, позначаємо як  $l_i, A_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ). Поступальні переміщення перерізів визначаються функціями  $u_i$ , що залежать від часу і поздовжніх координат  $x_i$  з початками у верхніх крайніх перерізах ділянок.

Беручи до уваги, що кратність поліспасти установки мінімальна ( $k = 2$ ), інерційністю шківів нехтуємо.

Рівняння руху елементів приводу з моментами інерції  $J_1$  та  $J_2$  для випадку, коли існує буксування у фрикційному пристрої, записуємо у вигляді

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = u [M_E - M_R \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)];$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_2}{d\gamma_2} \omega_2^2 + c_k r_i (\delta_k + v_k \eta_k) = u M_R \text{sign}(\omega_1 - \omega_2); \quad \frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_1; \quad \frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_2, \quad (1)$$

де  $M_E$  – електромагнітний момент двигуна;  $M_R$  – момент тертя, що розвивається фрикційним пристроєм;  $\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості ланок;  $c_k, v_k$  – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору каната;  $u$  – передавальне відношення від ротора двигуна до барабана лебідки;  $r_t$  – радіус навивки каната на барабан;  $\delta_k$  і  $\eta_k$  – абсолютна деформація і швидкість абсолютної деформації каната,

$$\delta_k = \gamma_2 r_t - (k+2)y_1 + ky_2; \quad \eta_k = \omega_2 r_t - (k+2)v_1 + kv_2,$$

причому  $v_1, v_2$  – швидкості руху ланок масами  $m_1, m_2$ .

Початкові умови інтегрування рівнянь (1) визначаються співвідношеннями

$$\gamma_1(0) = \gamma_2(0) = \omega_2(0) = 0; \quad \omega_1(0) = \omega_0 / u, \quad (2)$$

де  $\omega_0$  – синхронна швидкість обертання ротора двигуна.

Якщо після вирівнювання кутових швидкостей ведучої і веденої частин привідного механізму значення моменту  $M_R$  достатнє для зчеплення елементів фрикційного пристрою, тобто, якщо виконуються умови

$$\omega_1 = \omega_2; \quad \text{abs}\left(\frac{J_1}{u} \frac{d\omega_1}{dt} - M_E\right) \leq M_R, \quad (3)$$

то ланки з моментами інерції  $J_1$  та  $J_2$  здійснюють сумісний рух, який описується рівняннями

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_\Sigma}{d\gamma} \omega^2 + r_t (c_k \delta_k + v_k \eta_k) = u M_E; \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega, \quad (4)$$

де  $J_\Sigma$  – сумарний момент інерції обертальних частин приводу;  $\gamma$  і  $\omega$  – координата і швидкість обертання ланки, що має момент інерції  $J_\Sigma$ .

Коливання навантажень на елементи підіймальної системи можуть призвести до того, що нерівність, яка входить до умов (3), порушиться. Внаслідок цього пробуксовування у фрикційному пристрої повторюється. Для моменту часу, коли припиняється або повторно виникає буксування, початкові умови інтегрування рівнянь (1), (4) визначаємо як відповідні кінематичні характеристики ланок системи наприкінці попереднього етапу руху.

Значення моменту, що розвивається фрикційним пристроєм, знаходимо за формулами

$$M_K = M_R, \text{ якщо } \omega_1 \neq \omega_2; \quad M_K = M_E - J_1 \frac{d\omega_1}{dt}, \text{ якщо } \omega_1 = \omega_2. \quad (5)$$

Рівняння руху кронблока і крюкоблока записуємо у вигляді

$$\begin{aligned} m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k+2)(c_k \delta_k + v_k \eta_k) + c_\epsilon y_1 + v_\epsilon v_1 &= m_1 g; \\ m_2 \frac{dv_2}{dt} + k(c_k \delta_k + v_k \eta_k) - N_1(0, t) &= m_2 g; \\ \frac{dy_1}{dt} &= v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2, \end{aligned} \quad (6)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $N_i(x_i, t)$  – поздовжня сила у поперечному перерізі  $i$ -ї ділянки колони.

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (6), записуємо як

$$\begin{aligned} y_1(0) &= \frac{1}{c_k c_\epsilon k^2} \left\{ m_2 g c_k (k+2) + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_k k^2 \right\}; \\ y_2(0) &= \frac{1}{c_k c_\epsilon k^2} \left\{ m_2 g [c_\epsilon + c_k (k+2)^2] + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_k k (k+2) \right\}; \\ v_1(0) &= v_2(0) = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Розглядаючи піднімання підвішеної за допомогою поліспасти колони бурильних труб, значення моменту  $M_R$  задаємо у вигляді

$$M_R = M_{R0} + M_U, \quad (8)$$

де  $M_{R0}$  – момент, що зрівноважує сили ваги підвішених елементів системи;  $M_U$  – надлишковий момент.

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі запишемо у вигляді

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (9)$$

де  $a_i$  – швидкість поширення хвилі пружних деформацій;  $b_i$  – коефіцієнт лінійного опору рухові колони у свердловині;  $g_i$  – функція, за допомогою якої враховується розподілене навантаження.

Значення  $a_i^2$ ,  $2b_i$ ,  $g_i$  визначаються співвідношеннями

$$a_i^2 = \frac{E_i}{\rho_i}; \quad 2b_i = \frac{\kappa_i}{A_i \rho_i}; \quad g_i = g \left( 1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i^2 f}{\rho_0} \operatorname{abs} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \quad (10)$$

причому  $E_i$ ,  $\rho_i$  – модуль пружності першого роду і густина матеріалу бурильних труб;  $\rho$  – густина промивальної рідини;  $\kappa_i$  – коефіцієнт, який числово дорівнює силі, що діє на ділянку одиничної довжини під час її руху з одиничною швидкістю;  $\alpha_0$  – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі;  $f$  – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини;  $\rho_0$  – усереднений радіус кривизни свердловини.

Крайові умови інтегрування рівняння (9) такі. Для верхнього кінця колони (якщо  $x_1 = 0$ ) повинні задовільнятися друге та четверте співвідношення (6), причому

$$y_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \quad (11)$$

На межах сусідніх ділянок колони бурильних труб крайові умови мають вигляд

$$E_i A_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x_{i+1}} = F_i, \quad u_i = u_{i+1} \quad (i = 1, 2, \dots, n-1), \quad \text{якщо } x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0; \quad (12)$$

де  $F_i$  – зосереджені сили взаємодії колони з промивальною рідиною,

$$F_i = \pi \left[ p_{1i}(l_i) r_{1i}^2 + p_{2i}(l_i) (r_{3i}^2 - r_{2i}^2) - p_{1, i+1}(0) r_{1, i+1}^2 - p_{2, i+1}(0) (r_{3, i+1}^2 - r_{2, i+1}^2) \right] \quad (i = 1, 2, \dots, n-1);$$

$$F_n = \pi \left[ p_{1n}(l_n) r_{1n}^2 - p_{2n}(l_n) r_{2n}^2 \right]. \quad (13)$$

Тут  $r_{1i}$ ,  $r_{2i}$  – внутрішній і зовнішній радіуси поперечного перерізу бурильної колони;  $r_{3i}$  – радіус поперечного перерізу свердловини;  $p_{1i}(x_i)$ ,  $p_{2i}(x_i)$  – значення тиску всередині колони та у затрубному просторі.

Для нижнього кінця колони крайова умова змінюється під час перебігу динамічного процесу. На початковій стадії, допоки сила в нижньому крайньому перерізі колони не досягне сили тиску рідини на поршень гідравлічного механізму  $F_0$ , переміщення нижнього кінця дорівнюють нулю, тобто,

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0), \quad \text{якщо } N_n(l_n, t) < F_0. \quad (14)$$

За умови, коли

$$N_n(l_n, t) = F_0, \quad (15)$$

настає рівновага поршня у нижній частині гідроциліндра, а подальше зростання поздовжньої сили приводить його в рух. Практично відразу після цього поршень виходить з нижньої частини гідроциліндра і крайова умова набуває вигляду

$$m_3 \frac{\partial^2 u_n(l_n, t)}{\partial t^2} + N_n(l_n, t) = 0, \quad \text{якщо } h < u_n(l_n, t) < 0 \quad (16)$$

Досягнувши верхнього крайнього положення, поршень фіксується у верхній частині гідроциліндра, надалі виконується умова

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0) - h \quad (17)$$

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (9), отримуємо, розглядаючи ступінчастий стрижень у рівновазі,

$$u_i(x_i, 0) = \frac{N_i(0, 0)}{E_i A_i} x_i - \frac{g_i}{2a_i^2} x_i^2 + u_i(0, 0); \quad \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (18)$$

де

$$N_i(0,0) = \sum_{j=i}^n (A_j l_j \rho_j g_j + F_j) + m_3 g - P \quad (i = 1, 2, \dots, n); \quad u_1(0,0) = y_2(0);$$

$$u_i(0,0) = y_2(0) + \sum_{j=1}^{i-1} \left[ \frac{N_j(0,0) l_j}{E_j A_j} - \frac{l_j^2 g_j}{2 a_j^2} \right] \quad (i = 2, 3, \dots, n), \quad (19)$$

причому  $P$  – сила взаємодії колони з гідравлічним ударним механізмом.

Поздовжня сила у поперечному перерізі колони визначається залежністю

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (20)$$

**Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні.** Для забезпечення достатньої точності аналізу динамічних процесів детально враховуємо не лише пружно-інерційні властивості механічної системи за допомогою континуально-дискретної математичної моделі, а й характер зміни в часі рушійних сил.

Розглянемо, зокрема, особливості урахування динамічної характеристики електропривода. Диференціальні рівняння електромагнітного стану асинхронного двигуна мають вигляд [12]

$$\frac{di_s}{dt} = A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r);$$

$$\frac{di_r}{dt} = A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \quad (21)$$

де  $i_s, i_r, u_s$  – матриці-колонки струмів і напруг;  $A_s, B_s, A_r, B_r$  – матриці зв'язку;  $\Omega_s, \Omega_r$  – матриці частот обертання;  $\Psi_s, \Psi_r$  – матриці-колонки потокозчеплень;  $R_s, R_r$  – активні опори. Індекси  $s$  та  $r$  вказують на приналежність параметрів обмоткам статора і ротора відповідно.

Матриці-колонки  $i_s, i_r, u_s$  визначаються рівностями

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

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

Квадратні матриці  $A_s, B_s, A_r, B_r$  обчислюються за формулами

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

де

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

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 за осями  $x, y$ ;  $\tau, \rho$  – величини, що визначаються за кривою намагнічування, якою є залежність робочого потокозчеплення  $\Psi_m$  від струму намагнічування  $i_m$ ;  $\alpha_s, \alpha_r$  – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання записуємо у вигляді

$$\Omega_s = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{pmatrix}; \quad \Omega_r = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_1 u \\ \omega_{rs} - \omega_1 u & 0 \end{pmatrix}. \quad (22)$$

Матриці-стовпці повних потокозчеплень обмоток статора і ротора визначаються залежностями

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

де

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

Величини  $i_x, i_y, i_m$  становлять

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

Значення  $\tau$  і  $\rho$  визначаємо за допомогою співвідношень

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (23)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}) \quad (24)$$

Криву намагнічування подаємо залежностями

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

$$\Psi_m = \alpha_m^{-1} i_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \quad (25)$$

де  $i_{mk}$  критичне значення струму намагнічування, за межами якого функція  $\Psi_m(i_m)$  нелінійна. Вирази для визначення  $\tau$  і  $\rho$ , згідно зі співвідношеннями (20), (22), набувають вигляду

$$\tau = (a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\tau = \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (26)$$

$$\rho = (a_1 + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\rho = \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \quad (27)$$

Під час числового інтегрування диференціальних рівнянь (21) безпосередньо використовуємо вирази (26), (27). Характерною особливістю рівнянь (21) є їх записування безпосередньо у нормальній формі Коші, що істотно спрощує числове інтегрування.

Початкові умови розв'язування рівнянь електромагнітного стану записуємо у вигляді

$$i_s(0) = \text{col}(i_{sx0}, i_{sy0}), \quad i_r(0) = \text{col}(i_{rx0}, i_{ry0}) \quad (28)$$

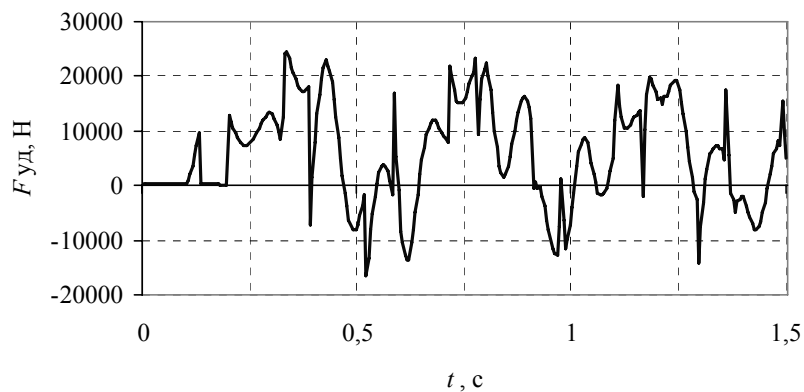
Отже, розрахунок перехідного процесу полягає в інтегруванні рівнянь (1), (4), (6), (9), (21) з урахуванням крайових умов (12), (14)–(17), співвідношень (3), (5), (8), (10), (13), (19), (20), (22), (24), (26), (27) та початкових умов (2), (7), (18), (28).

**Аналіз результатів розрахунків.** Розглянемо динамічні процеси, що відбуваються під час вивільнення прихопленої колони за допомогою підйимальної системи бурової установки УКБ-4П і гідравлічного ударного механізму. Оскільки вивільнення прихоплених колон здебільшого проводиться на низьких швидкостях, вважатимемо, що підйимальна система бурової установки працює на другій передачі. Параметри підйимальної системи установки:  $u=13,07$ ;  $J_1=0,99$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_2=1,55$  кг·м<sup>2</sup>;  $k=2$ ;  $n=1$ ;  $m_1=206,5$  кг;  $m_2=39,6$  кг;  $m_3=20$  кг  $r_f=0,13$  м;  $c_b=120,0$  МН/м;  $c_k=1,9$  МН/м;  $v_b=482,0$  Н·с/м;  $v_k=2,0$  Н·с/м;  $l_1=300$  м;  $E_1=2,1 \cdot 10^5$  Мпа;  $A_1=590$  мм<sup>2</sup>;  $A_2=1172$  мм<sup>2</sup>;  $A_3=1450$  мм<sup>2</sup>;  $\rho_1=9066,0$  кг/м<sup>3</sup>;  $b_1=0,4$  с<sup>-1</sup>;  $\rho=1200$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_0=500$  м;  $\alpha_0=0,1$  рад;  $f=0$ ;  $\alpha_s=8,20$  Г<sup>-1</sup>;  $\alpha_r=8,20$  Г<sup>-1</sup>;  $\alpha_m=0,22$  Г<sup>-1</sup>;  $r_s=8,25 \cdot 10^{-2}$  Ом;  $r_r=0,107$  Ом;  $U_m=310,5$  В;  $p_0=2$ ;  $a_1=4,714 \cdot 10^{-2}$  Вб/А;  $a_2=-2,094 \cdot 10^{-5}$  Вб/А;  $a_3=6,003 \cdot 10^{-9}$  Вб/А;  $i_{mk}=15,0$  А,  $F_0=10$  кН;  $h=1 \dots 30$  см.

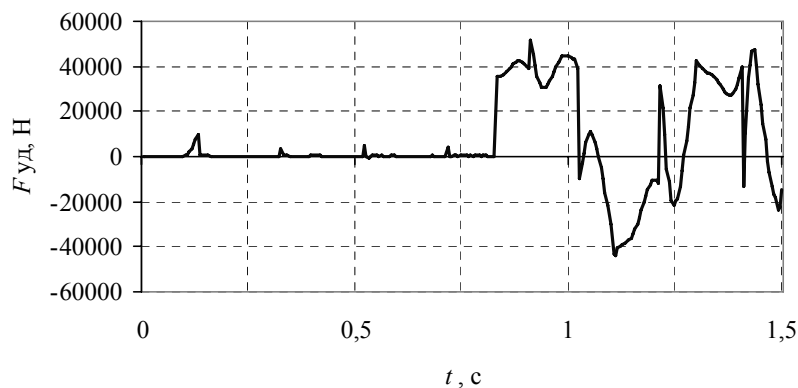
На рис. 2 показані часові залежності сили у поперечному перерізі колони в місці з'єднання колони з бойком гідравлічного ударного механізму. Як видно з графіка, зображеного на рис. 2, а, протягом приблизно 0,1 с ця сила дорівнює нулю, оскільки саме такий проміжок часу потрібний для проходження хвилі деформацій від верхнього кінця колони до місця встановлення механізму. Після цього згадана поздовжня сила різко зростає, а в момент, коли її значення досягає сили тиску рідини на поршень гідравлічного ударного механізму, цей поршень вивільняється з нижньої частини гідроциліндра і переміщується вгору. Внутрішня сила на нижньому кінці колони під час вільного переміщення поршня має значення, близьке до нуля. У момент дотику бойка до корпусу гідравлічного ударного механізму сила в колоні починає стрімко зростати. Але максимальне

значення цієї сили досягається не в початковий момент удару, а дещо пізніше, що зв'язано з поступовим зростанням натягу колони за допомогою приводу підйомної системи.

Більше значення сили удару бойка по корпусу гідравлічного ударного механізму можна забезпечити за рахунок збільшення ходу бойка (рис. 2, б). У цьому разі введення колони в рух спричиняє вивільнення поршня з нижньої частини гідроциліндра і поширення в колоні поздовжніх хвиль пружних деформацій. Відбита від нижнього кінця хвиля проходить до верхнього кінця і навпаки. Протягом близько 0,7 с, коли бойок з поршнем рухаються від нижньої частини гідроциліндра до верхньої, на графіку тричі проглядається доходження хвилі до нижнього кінця рухомої частини колони. Причиною збільшення сили удару в цьому разі є те, що до моменту дотику бойка з корпусом колони встигає набути більшої швидкості, ніж у попередньому випадку.



а



б

Рис. 2. Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень ходу бойка  $h=2 см$  (а) і  $h=30 см$  (б)

Як свідчать залежності, показані на рис. 3 і 4, із зростанням ходу бойка  $h$  в межах від 0,01 до 0,3 м, початкова сила удару, а також максимальна сила взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму зростає. Це зростання не є монотонним, що свідчить про значний вплив коливальних явищ у механічній системі на взаємодію рухомої і защемленої частин колони. У зв'язку з повільним зростанням швидкості руху елементів підйомної системи сила взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару є меншою порівняно з максимальним значенням цієї сили на першому періоді коливань. Збільшення площі поперечного перерізу колони здебільшого зумовлює зростання сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму (рис. 3, 4).

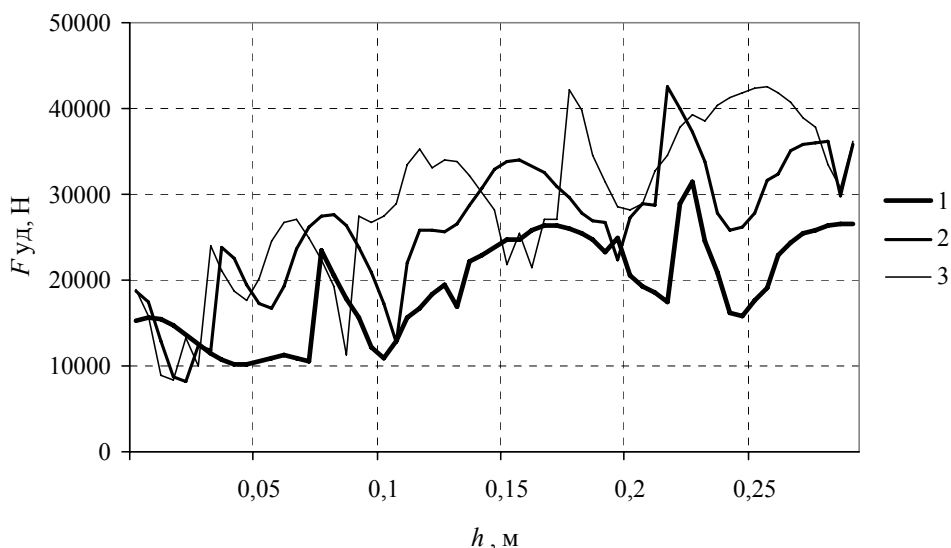


Рис. 3. Залежності сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару від ходу бойка:  $A = 0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  (крива 1);  $A = 1,172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  (крива 2);  $A = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  (крива 3)

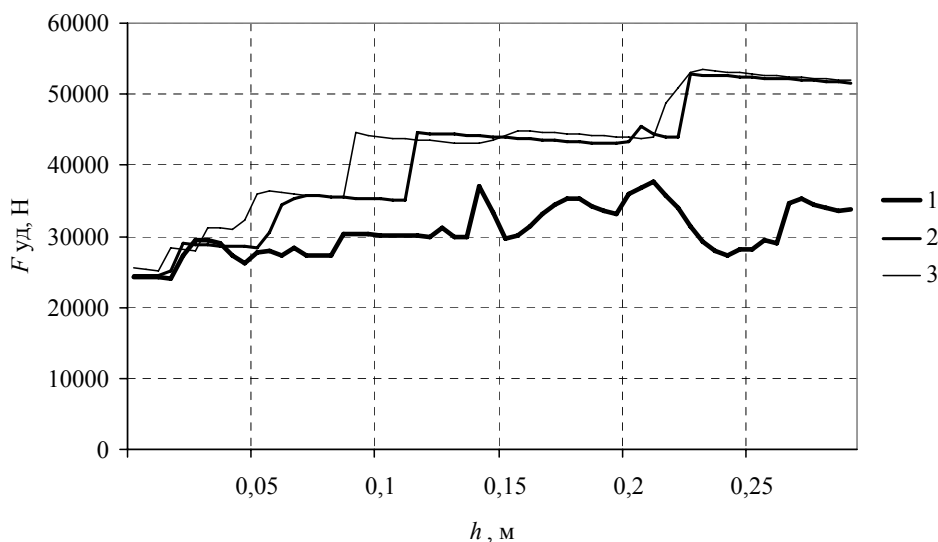


Рис. 4. Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на першому періоді коливань цієї сили від ходу бойка:  $A = 0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  (крива 1);  $A = 1,172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  (крива 2);  $A = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  (крива 3)

**Висновки.** 1. Побудована математична модель динамічних процесів, що виникають в буровій установці під час сумісної роботи приводу і гідравлічного ударного механізму, дає можливість детально аналізувати і обґрунтовувати раціональні параметри процесів вивільнення прихопленої колони труб.

2. Сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму істотно залежить від ходу бойка та від площі поперечного перерізу бурових труб. Для забезпечення ефективної роботи гідравлічного ударного механізму можна рекомендувати значення ходу бойка  $h = 0,20 \dots 0,40 \text{ м}$ .

1. Дудля Н.А. и др. Аварии при бурении скважин: Учебник / Н.А. Дудля, Тайнин Янь, А.Я. Третьяк. – Днепропетровск: Нац. горный ун-т, 2005. – 287 с. 2. Калинин С. Г. Динамика подъемной системы буровых установок. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1975. – 160 с. 3. Колomoец А.В.



*Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 220 с.*  
4. Кулиев Р.И., Алиев Р.Т., Алескеров В.Ф. и др. Анализ причин и условий возникновения прихватов бурильного инструмента и обсадных колонн // *Изв. вузов. Нефть и газ. – 1991. – № 7. – С. 15–19.*  
5. Мислюк М.А. та ін. Буріння свердловин: Довідник: У 5 т. Т. 5: Ускладнення. Аварії. Екологія / М.А. Мислюк, І.Й. Рибич, Р.С. Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2004. – 373 с.  
6. Огородніков П.І., Світлицький В.М., Малярчук Б.М., Мельник М.П. Теоретичні передумови вивчення коливальних процесів під час ліквідації прихоплень у бурильній колоні // *Нафтова і газова промисловість. – 2005. – № 4. – С. 9–11.*  
7. Пустовойтенко И.П. Предупреждение и методы ликвидации аварий и осложнений в бурении. – М.: Недра, 1987. – 237 с.  
8. Раджабов С.А., Мамедов Ф.К. Исследование установившихся упруго-продольных колебаний буровой колонны при выполнении некоторых технологических мер в скважине // *Изв. вузов. Нефть и газ. – 1992. – № 9–10. – С. 27–30.*  
9. Самотой А.К. Прихваты при бурении скважин. – М.: Недра, 1984. – 205 с.  
10. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с.  
11. Харченко Е.В. Расчет динамических процессов при ликвидации прихватов в бурении // *Изв. вузов. Нефть и газ. – 1987. – № 5. – С. 19–24.*  
12. Чабан В. И. Основы теории переходных процессов электромашиных систем. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с.  
13. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

УДК 621. 242:

Є.В. Харченко, Л.В. Семчук

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра опору матеріалів

## ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

© Харченко Є.В., Семчук Л.В., 2007

На основі математичного моделювання перехідних процесів обґрунтовуються раціональні режими гальмування шахтної підйімальної установки. Математична модель побудована з урахуванням пружно-інерційних властивостей каната. Рівняння руху системи записані на основі застосування дискретної розрахункової моделі зі змінними пружно-інерційними параметрами. Інтегрування одержаної системи диференціальних рівнянь виконується числовим методом. Наводяться результати числової реалізації побудованої моделі.

On the basic of mathematical designing of transitional processes the mining elevating plant braking rates rational parameters is proposed. The mathematical model is made in consideration of elastic-inert qualities of the rope. The equation of the movement system on the base of usage of discredited calculating models with changeable elastic-inert parameters. The integration of the received system of differential equations is carried out by numerical method. The results of numerical realization of a build model are given.

**Постановка проблеми.** У шахтних підйімальних установках, що споруджуються для підймання корисних копалин, опускання і підймання людей, технологічного обладнання, під час гальмівних режимів роботи виникають механічні коливання, що істотно впливають на навантаження елементів конструкцій.

Під час підходу підйімальних посудин до приймальних площадок, а також в аварійних ситуаціях вводиться в дію гальмівна система. Розрізняють робоче і запобіжне гальмування. Робоче