

# Дослідження та методи аналізу

УДК 622.248

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПАРАМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МЕХАНІЧНОГО ЯСА ПІД ЧАС ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

*В.М. Мойсишин, К.Г. Левчук, Л.М. Шегда, А.Р. Клімковський*

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153,  
e-mail: kgl.itp.na@gmail.com*

*На основі розробленої авторами математичної моделі роботи аварійного комплектування бурильної колони досліджено основні динамічні характеристики удару механічного яса, що застосовується для ліквідації прихоплень бурильної колони. У процесі моделювання враховано хвильові явища в бурильних трубах.*

*У пакеті символічної математики проведено чисельний розрахунок динамічних характеристик механічної системи (час розгону, тривалість удару, коефіцієнт поновлення, набута і втрачена енергія) залежно від маси секції обважнених бурильних труб в аварійному комплектуванні. Дано рекомендації з вибору довжини секції обважнених бурильних труб для ефективної ліквідації прихоплень бурильної колони.*

*Ключові слова: математична модель, механічний яс, аварійне комплектування, прихоплення бурильної колони, час розгону, тривалість удару, кінетична енергія, довжина секції обважнених бурильних труб.*

*На основании разработанной авторами математической модели работы аварийной компоновки бурильной колонны исследованы основные динамические характеристики удара механического яса, применяющегося для ликвидации прихватов бурильной колонны. В процессе моделирования учтены волновые явления в бурильных трубах.*

*В пакете символьной математики проведен численный расчёт динамических характеристик механической системы (время разгона, длительность удара, коэффициент восстановления, приобретенная и потерянная энергии) в зависимости от массы секции утяжелённых бурильных труб в аварийной компоновке. Даны рекомендации по выбору длины секции утяжелённых бурильных труб эффективной ликвидации прихватов бурильной колонны.*

*Ключевые слова: математическая модель, механический яс, аварийная компоновка, прихват бурильной колонны, время разгона, длительность удара, кинетическая энергия, длина секции утяжелённых бурильных труб.*

*Basic dynamic characteristics of the mechanical jar blow that is used for releasing stuck pipes were studied on the basis of the mathematical model of emergency drill string assembly operation developed by the authors. The wave propagation effects are taken into account in drilling pipes during the modelling process.*

*The numeric calculation of dynamic characteristics of the mechanical system (acceleration time, blow duration, coefficient of renewal, acquired and lost energy) was conducted in the package of character mathematics depending on mass of the drill collar section in the emergency assembly. Recommendations for choosing the length of the drill collar section for effective releasing of stuck drilling pipes were developed.*

*Key words: mathematical model, mechanical jar, emergency assembly, drill string sticking, acceleration time, blow duration, kinetic energy, length of the drill collar section.*

### Актуальність теми

При складанні плану буріння необхідно враховувати можливість прихоплення бурильної колони (БК). Зменшити ефект від таких непередбачених ускладнень можна шляхом встановлення у нижній частині аварійного комплектування бурильної колони (АКБК) механічного

яса [1]. Бурильні яси використовують для створення імпульсу ударного навантаження для вільнення прихопленого комплектування бурильної колони (ПКБК). Цього досягають завдяки перетворенню енергії пружної деформації обох комплектувань в кінетичну енергію, яка змушує бойок – АКБК з величезною силою вдаряти по ковадлу – ПКБК.

Ударні механізми у вигляді механічних ясів широко застосовують при бурінні нафтових свердловин [2-3]. На практиці такі пристрої використовують для ліквідації прихоплені БК.

Основну увагу в запропонованій статті відведено вивченню параметричних залежностей основних динамічних характеристик удару (час зустрічі аварійного й прихопленого компонентів БК, тривалість удару, коефіцієнт поновлення, кінетична енергія до та після удару, енергія втрачених швидкостей) від маси обважнених бурильних труб (ОБТ) [4].

Метою цієї роботи є надання рекомендацій щодо вибору параметрів БК на основі розробленої авторами математичної моделі механічної системи “талева блок – колона бурильних труб – колона обважнених труб – механічний яс – прихоплена ділянка бурильних труб” для ефективної ліквідації ускладнення [3, 5-7].

### Постановка задачі

Для аналізу робочого циклу механічного яса було запропоновано розрахункову схему, зображену на рис. 1. Талева систему подано у вигляді пружного елемента із зосередженою масою  $m_0$  і жорсткістю талевих канатів  $c_0$ . Аварійне компонування БК складається з колони бурильних труб довжиною  $l_1$ , яку будемо вважати однорідними прямолінійним стрижнем з площею поперечного перерізу  $F_1$ , та колони обважнених бурильних труб (ОБТ) довжиною  $l_2$ , коротшу за колону обсадних труб на один-два порядки, що складається зі стрижня площею поперечного перерізу  $F_2$ . До низу АКБК приєднано бойок механічного яса. Прихоплена компоновка БК складається з вільної ділянки колони бурильних труб довжиною  $l_3$  – ковадла, прихопленої ділянки колони бурильних труб довжиною  $l_4$  та долота. Усі бурильні труби будемо вважати однорідними прямолінійними стрижнями з площею поперечного перерізу  $F_2 = F_3 = F_4 = F$ .

Робочий цикл має три етапи. На початку руху обидва компонування БК натягнуті й з'єднані засувом – замковою парою.

**Перший етап** – розгін бойка. Цей етап розпочинається зі стану статичної рівноваги в момент розмикання замкової пари ( $t = 0$ ) і закінчується в момент зустрічі  $t_y$  бойка з ковадлом – вільною секцією бурильних труб ПКБК. Коли сила натягу аварійної компоновки БК перевищує попередню встановлену величину зусилля розкриття механічного замка, засув відкривається і АКБК рухається вгору, а прихоплене компонування БК донизу, долаючи при цьому вільний хід бурильного яса. Тобто накопичена в БК енергія пружної деформації обох компоновань переходить в кінетичну енергію бойка.

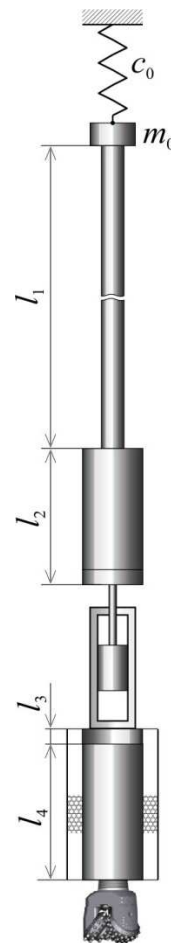


Рисунок 1 – Розрахункова схема

**Другий етап** – ударна взаємодія обох компоновань БК. Цей етап розпочинається з моменту зустрічі бойка з ковадлом  $t_y$  до моменту найбільшого зближення контактуючих тіл  $t_y + t_1$ . При цьому їхня відносна швидкість зменшується до нуля, а контактна деформація зростає до максимальної. Ударна сила досягає найбільшого значення.

**Третій етап** – відновлення після удару. Цей етап розпочинається з моменту віддалення бойка від ковадла  $t_y + t_1$  до початку  $t_y + \tau$  сумісного руху аварійного і прихопленого компоновань БК.

Після роз'єднання аварійного і прихопленого компоновань БК засув повертається у вихідне положення.

### Математична модель роботи бурильного яса

Робота бурильного яса описується хвильовим рівнянням повздовжніх коливань пружного стрижня. Бурильну колону розглядатимемо як континуально-дискретну механічну систему з чотирьох секцій [5]. Кожну із секцій труб будемо вважати однорідними прямолінійними стрижнями довжинами  $l_j$  ( $j = 1, 4$ ) і площами поперечного перерізу  $F_1, F_2 = F_3 = F_4 = F$  відповідно.

Вертикальні переміщення перерізів труб визначатимемо функціями  $u_j(x_j, t)$ , які залежать від поточних поздовжніх координат  $x_j$  з відліком у верхніх торцях  $j$ -ої секції БК у напрямку від гирла свердловини і часу  $t$ . Рух секцій бурильних труб описуємо відомими з теорії пружності диференціальними рівняннями [5, 7]

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - a_j^2 u_j''(x_j, t) = g_j, \quad j = \overline{1, 4}; \quad (1)$$

де  $a_1 = \sqrt{E/\rho_1}$ ,

$a_2 = a_3 = a_4 = \sqrt{E/\rho}$  ( $E$  – модуль пружності Юнга,

$\rho_1, \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho$  – густина одного метра довжини труби) – швидкість поширення пружних хвиль в матеріалі бурильної труби,

$g_1 = g_2 = g_3 = g$  – прискорення вільного падіння,

$$g_4 = g - f_0 \operatorname{sign} \dot{u}_4(x_4, t),$$

$f_0$  – коефіцієнт тертя бурильної труби об кірку свердловини;

$$h_1 = \frac{\alpha_1}{2\rho_1 F_1 l_1}, \quad h_j = \frac{\alpha}{2\rho F l_j} \quad (j = \overline{2, 4})$$
 – зведені

коєфіцієнти в'язкого опору ( $\alpha_1, \alpha$  – коефіцієнт в'язкого тертя взаємодії промивальної рідини з першою й іншими секціями БК).

До динамічних рівнянь руху бурильної колони додамо крайові умови на кінцях і стику секцій труб та у місці встановлення ударного механізму на проміжку часу  $t \in [0, t_y]$ , який передуватиме удару:

на верхньому торці першої секції аварійно-го компонування бурильної колони

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) - c_0 u_1(0, t) = m_0 [a_1^2 u_1''(0, t) - g]; \quad (2)$$

у місці контакту секцій першої з другою і третьою з четвертою секцій бурильних труб

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t); \quad u_3(l_3, t) = u_4(0, t). \quad (3)$$

Баланс сил на нижніх кінцях секцій БК з урахуванням, що  $F_2 = F_3 = F_4 = F$

$$F_1 u_1'(l_1, t) = F u_2'(0, t) + \frac{q}{E} (F - F_1) g l_1;$$

$$u_2'(l_2, t) = u_3'(0, t) = -\frac{q}{E} g (l_1 + l_2); \quad (4)$$

$$u_3'(l_3, t) = u_4'(0, t);$$

$$u_4'(l_4, t) = -\frac{q}{E} g (l_1 + l_2 + l_3 + l_4);$$

де  $q$  – густина промивальної рідини.

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (1), визначають зі статичних рівнянь рівноваги балансу сил кожної секції БК, прикладених у поточних перерізах секцій бурильних труб шляхом їх інтегрування. Сталі інтегрування при цьому знаходять з кра-

йових умов (2)-(4). Запишемо початкові умови руху БК у перерізах усіх секцій труб з урахуванням того, що  $\rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho$ :

у перерізі  $0 \leq x_1 \leq l_1$

$$u_1(x_1, 0) = \left[ -\frac{\rho_1}{2E} x_1^2 + (F_1 l_1 (\rho_1 - q) + F l_2 (\rho - q) + \frac{F_p}{g}) \left( \frac{x_1}{E F_1} + \frac{1}{c_0} \right) + \frac{2m_0}{c_0} \right] g; \quad (5)$$

у перерізі  $0 \leq x_2 \leq l_2$

$$u_2(x_2, 0) = \left[ -\frac{\rho}{2E} x_2^2 - \frac{\rho_1}{2E} l_1^2 + \left( F ((\rho - q) l_2 - q l_1) + \frac{F_p}{g} \right) \frac{x_2}{E F} + \left( F_1 l_1 (\rho_1 - q) + F l_2 (\rho - q) + \frac{F_p}{g} \right) \times \left( \frac{l_1}{E F_1} + \frac{1}{c_0} \right) + \frac{2m_0}{c_0} \right] g; \quad (6)$$

у перерізі  $0 \leq x_3 \leq l_3$

$$u_3(x_3, 0) = \left[ \left( \frac{1}{2} \rho F (x_3 + l_3) + q F (l_1 + l_2) - \frac{F_p}{g} \right) (l_3 - x_3) - \frac{1}{2F (F_0/g + \rho F)} \times \left( F (\rho l_3 + q (l_1 + l_2)) - \frac{F_p}{g} \right)^2 \right] \frac{g}{E}; \quad (7)$$

у перерізі  $0 \leq x_4 \leq l_4$

$$u_4(x_4, 0) = \frac{1}{E} \times \begin{cases} -\frac{g_4}{2} \rho x_4^2 - g x_4 (\rho l_3 + q (l_1 + l_2)) - \frac{g^2}{2g_4 \rho} (\rho l_3 + q (l_1 + l_2))^2, & 0 \leq x_4 \leq l_1; \\ 0, & l_1 < x_4 < l_2; \\ -\frac{g_4}{2} \rho x_4^2 + x_4 (\rho g_4 l_4 - q g (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)) - \frac{1}{2g_4 \rho} \times (\rho g_4 l_4 - q g (l_1 + l_2 + l_3 + l_4))^2, & l_2 \leq x_4 \leq l_4, \end{cases} \quad (8)$$

де  $F_p$  – сила розчеплення замкової пари;

$F_0$  – інтенсивність рівномірно розподіленої по довжині прихоплювальної сили;

$$l_1 = \frac{F_p/g - F (\rho l_3 + q (l_1 + l_2))}{F_0/g + \rho F};$$

$$l_2 = l_4 - \frac{q F (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{F_0/g + \rho F}.$$

Довжина прихопленої ділянки визначається з виразу

$$l = l_4 - \frac{F_p/g - F(\rho l_3 - q(l_3 + l_4))}{F_0/g + \rho F}. \quad (9)$$

До моменту розчеплення замкової пари БК перебувала у стані спокою

$$\dot{u}_j(x_j, 0) = 0, \quad j = \overline{1, 4}. \quad (10)$$

Таким чином, розрахунок залежностей основних динамічних характеристик механічного яса на першому циклі удару від параметрів БК полягає в інтегруванні системи гіперболічних диференціальних рівнянь (1) з частинними похідними з урахуванням крайових умов (2)-(4) та початкових умов руху (5)-(10).

### Частотні спектри аварійного та прихопленого компонувань бурильної колони

Оскільки рівняння частот АКБК трансцендентне

$$F\sqrt{\rho} \left[ (c_0 - m_0 p_1^2) \operatorname{tg} \left( \frac{p_1 l_1}{a_1} \right) + 1 \right] \operatorname{tg} \left( \frac{p_1 l_2}{a} \right) = F_1 \sqrt{\rho_1} \left[ c_0 - m_0 p_1^2 - F_1 p_1 a_1 \rho_1 \operatorname{tg} \left( \frac{p_1 l_1}{a_1} \right) \right], \quad (11)$$

то воно не має розв'язків в елементарних функціях, тому спектр частот несинхронний. Частотний спектр аварійного компонування БК  $p_{1k}$  ( $k = 1, 2, \dots, \infty$ ) можна отримати лише чисельними методами.

Рівняння власних частот коливань ПКБК звелось до виразу  $\sin \frac{p_2}{a}(l_3 + l_4) = 0$ , а гармоніки частотного спектру прихопленого компонування визначаються з рівності  $p_{2k} = \frac{a\pi k}{l_3 + l_4}$  ( $k = 1, 2, \dots, \infty$ ) і не залежать від поперечного перерізу бурильних труб, а тільки від загальної довжини ПКБК.

### Деформація контакту та сила удару механічного яса

Якщо відносно переміщення нижнього кінця аварійного (бойок) і верхнього кінця прихопленого (ковадло) компонування БК у будь-який момент часу перевищує переміщення, викликане відносною швидкістю

$$u_2(l_2, t_y) - u_3(0, t_y) > [\dot{u}_3(0, t_y) - \dot{u}_2(l_2, t_y)](t + t_y), \quad (12)$$

то удару не відбудеться. У протилежному випадку відбудеться взаємодія обох компонувань БК, момент зустрічі яких (бойка і ковадла)  $t_y$  визначаємо з виразу

$$u_2(l_2, t_y) - u_2(l_2, 0) = s + [u_3(0, t_y) - u_3(0, 0)], \quad (13)$$

де  $s$  – вільний хід ударного механізму.

Зближення кінців обох компонувань БК відбувається за рахунок контактної деформації  $w$ , яку можна визначити з рівності

$$w(t + t_y) = [\dot{u}_3(0, t_y) - \dot{u}_2(l_2, t_y)](t + t_y) - [u_2(l_2, t_y) + u_3(0, t_y)]. \quad (14)$$

Закон зміни зближення тіл  $w(t + t_y)$  визначаємо при початковій швидкості зближення  $\dot{w}(t_y) = \dot{u}_2(l_2, t_y) - \dot{u}_3(0, t_y)$  і деформації  $w(t_y) = 0$  із системи диференціальних рівнянь руху нижнього торця аварійного і верхнього торця прихопленого компонувань БК

$$\begin{cases} \ddot{u}_2(l_2, t + t_y)(\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2) = -F_{y\partial}(t + t_y); \\ \ddot{u}_3(0, t + t_y) F \rho (l_3 + l_1) = F_{y\partial}(t + t_y), \end{cases} \quad (15)$$

де  $F_{y\partial}(t + t_y)$  – сила удару за законом Герца пов'язана із зближенням залежністю  $F_{y\partial}(t + t_y) = k w^{1.5}(t + t_y)$ ,

$k = \frac{2E\sqrt{2R}}{3(1-\mu^2)}$  – коефіцієнт Герца ( $\mu$  – коефіцієнт Пуассона), а прискорення зближення контактних поверхонь згідно з (14)  $\ddot{w}(t + t_y) = \ddot{u}_2(l_2, t + t_y) - \ddot{u}_3(0, t + t_y)$ .

Тривалість удару  $\tau$  визначаємо у кінці третього циклу удару з умови  $w(t_y + \tau) = 0$ . Із системи рівнянь (15) з урахуванням закону Герца, коли швидкість зближення тіл  $\dot{w}(t_y + t_1) = 0$ , визначаємо максимальне значення контактної деформації бойка і ковадла

$$w_{\max} = w(t_y + t_1) = \quad (16)$$

$$= \left( \frac{5}{4k} \frac{\rho F (l_3 + l_1)(\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2)}{\rho_1 F_1 l_1 + \rho F (l_2 + l_3 + l_1)} \dot{w}^2(t_y) \right)^{0.4}.$$

Відповідно ударна сила в цей момент досягає свого максимального значення

$$F_{\max} = F_{y\partial}(t_y + t_1) = \quad (17)$$

$$= \left( 1,25 \sqrt[3]{k^2} \frac{\rho F (l_3 + l_1)(\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2)}{\rho_1 F_1 l_1 + \rho F (l_2 + l_3 + l_1)} \dot{w}^2(t_y) \right)^{0.6}.$$

### Динамічні характеристики механічного яса

На основі розробленої математичної моделі визначимо динамічні характеристики процесу ліквідації прихоплення ударним способом на етапі розгону аварійного компонування та удару бойка об ковадло [6]. Згідно гіпотези Ньютона швидкості низу АКБК і верху ПКБК до  $t_y$  й відразу  $t_y + \tau$  після удару пов'язані залежністю

$$k = \frac{\dot{u}_3(0, t_y + \tau) - \dot{u}_2(l_2, t_y + \tau)}{\dot{w}(t_y)}. \quad (18)$$

Таблиця 1 – Основні параметри обважнених бурильних труб

Зовнішній $D$	Внутрішній $d$	Площа перерізу $F_2, \text{см}^2$	Маса однієї труби, кг	Маса 1 м труби $m_2, \text{кг/м}$	Густина $\rho_2, \text{кг/м}^3$
139,7	57,2	127,6	905	98,907	7752,4
146,1	57,2	141,95	1009	110,27	7768,6
152,4	57,2	156,7	1114	121,75	7768,7
158,8	57,2	172,4	1224	133,77	7761,1
165,1	57,2	188,4	1340	146,45	7773,8
171,5	57,2	205,3	1460	159,56	7771,9
177,8	71,4	208,2	1481	161,86	7772,4
184,2	71,4	226,45	1607	175,63	7755,9
190,5	71,4	245,0	1741	190,27	7766,8
196,9	71,4	264,5	1877	205,14	7756,9
203,2	71,4	284,25	2018	220,55	7758,8
209,6	71,4	305,0	2168	236,94	7768,4
215,9	71,4	326,1	2315	253,01	7759,6

Швидкості  $\dot{u}_2(l_2, t_y + \tau)$  й  $\dot{u}_3(0, t_y + \tau)$  знаходять з рівності (18) та закону збереження кількості руху

$$\begin{aligned} \dot{u}_2(l_2, t_y + \tau) = \dot{u}_3(0, t_y + \tau) = \\ = \left\{ \int_0^{l_1} \dot{u}_1(x_1, t_y) \rho_1 F_1 dx_1 + F \rho \left( \int_0^{l_2} \dot{u}_2(x_2, t_y) dx_2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \int_0^{l_3} \dot{u}_3(x_3, t_y) dx_3 + \int_0^{l_4} \dot{u}_4(x_4, t_y) dx_4 \right) \right\} \times \\ \times \left\{ \rho_1 F_1 l_1 + F \rho (l_2 + l_3 + l_4) \right\}^{-1}. \end{aligned} \quad (19)$$

Тривалість удару  $\tau$  знаходять із системи рівнянь

$$\begin{cases} w(t_y + \tau) = \frac{4}{5} k \frac{\rho_1 F_1 l_1 + \rho F (l_2 + l_3 + l_4)}{\rho F (l_3 + l_4) (\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2)} \times \\ \times \left[ \sqrt{w^5(t_y + \tau)} - \sqrt{w^5(t_y + t_1)} \right]; \\ w(t_y + \tau) = \left[ \dot{u}_3(0, t_y) - \dot{u}_2(l_2, t_y) \right] (t_y + \tau) - \\ - \left[ u_2(l_2, t_y) + u_3(0, t_y) \right]. \end{cases} \quad (20)$$

Відповідно кінетична енергія БК до удару внаслідок пружних деформацій

$$T_1 = \frac{1}{2} \left[ \int_0^{l_1} \dot{u}_1^2(x_1, t_y) \rho_1 F_1 dx_1 + \rho F \left( \int_0^{l_2} \dot{u}_2^2(x_2, t_y) dx_2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \int_0^{l_3} \dot{u}_3^2(x_3, t_y) dx_3 + \int_0^{l_4} \dot{u}_4^2(x_4, t_y) dx_4 \right) \right]; \quad (21)$$

після удару

$$T_2 = \frac{1}{2} \left[ (\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2) \dot{u}_2^2(l_2, t_y + \tau) + \right. \\ \left. + \rho F (l_3 + l_4) \dot{u}_3^2(0, t_y + \tau) \right]; \quad (22)$$

передана прихопленому компоненту

$$T_{np} = \frac{1}{2} \rho F (l_3 + l_4) \dot{u}_2^2(l_2, t_y + \tau). \quad (23)$$

Щоб оцінити вплив основних параметрів аварійного компонентування також визначимо коефіцієнт поновлення  $k = \sqrt{T_2/T_1}$ , енергію втрачених швидкостей  $\Delta T = \frac{1-k}{1+k} (T_1 - T_2)$ , коефіцієнт передачі енергії  $\eta = T_{np}/T_1$  [7].

### Результати досліджень

Дослідження динамічних характеристик, що мають місце в процесі вивільнення прихопленої БК за допомогою механічного яса проводились на прикладі компонентування з параметрами:  $D_1 = 139,7$  мм,  $D_2 = D_3 = D_4 = D$ ,  $d_1 = 117,7$  мм,  $d_2 = d_3 = d_4 = d$  – зовнішні й внутрішні діаметри,  $F_1 = 4448$  мм<sup>2</sup>,  $F_2 = F_3 = F_4 = F$  – площі поперечних перерізів;  $\rho_1 = 7869,5$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho$  – густини матеріалів, з яких виготовлено бурильні труби;  $l_1 = 1400$  м,  $l_3 = 1$  м,  $l_4 = 20$  м – довжини,  $\alpha_1 = 48,4$  кг/с,  $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 380,4$  кг/с – коефіцієнт в'язкого тертя секцій БК;  $R = 0,4$  м – радіус,  $\mu = 0,3$  – коефіцієнт Пуассона нижнього торця аварійної і верхнього торця прихопленого компонентування;  $m_0 = 9855$  кг – зведена маса талевої системи;  $c_0 = 53$  МН/м – коефіцієнт жорсткості талевих канатів;  $q = 1200$  кг/м<sup>3</sup> – густина промивальної рідини;  $F_0 = 0,6$  МН/м – інтенсивність розподіленої прихоплювальної сили;  $f_0 = 0,3$  – коефіцієнт сухого тертя БК об кірку свердловини;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності Юнга. Параметри ОБТ вибирались згідно [8-10], їх наведено у таблиці 1.

Усі параметричні дослідження роботи механічного яса були одержані чисельним інтегруванням за допомогою комп'ютерної програми символічної математики [11, 12].

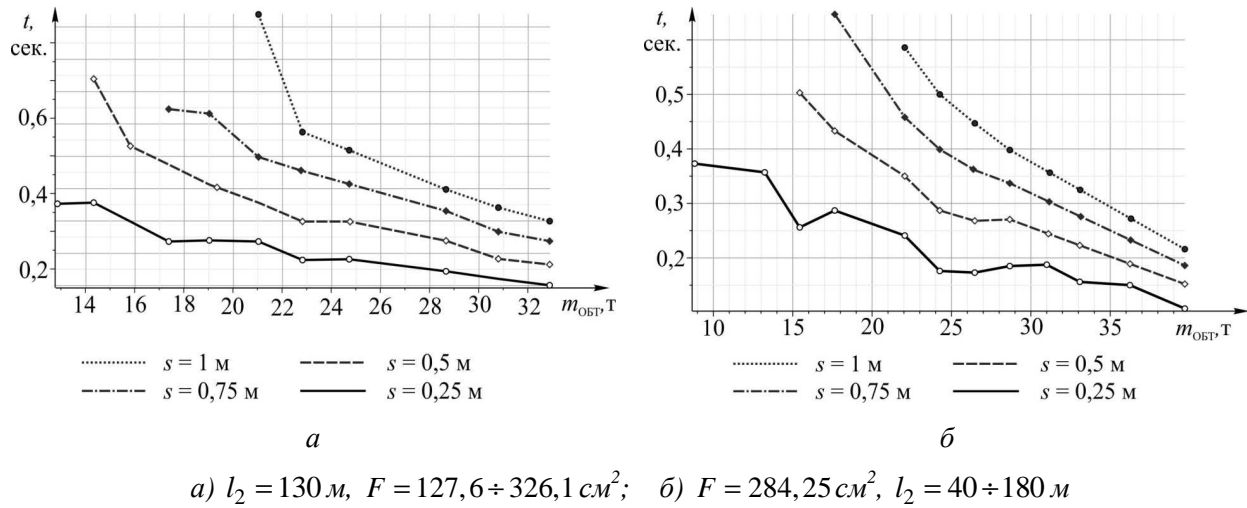


Рисунок 2 – Залежність часу розгону до зустрічі бойка і ковадла від маси ОБТ для різного ходу бойка  $s$

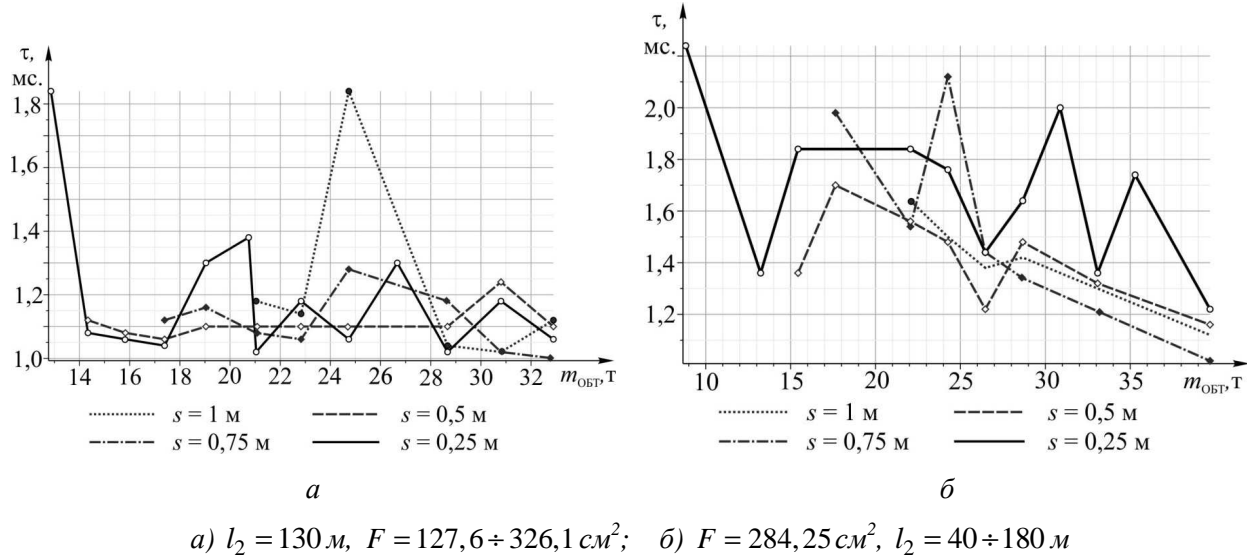


Рисунок 3 – Залежність тривалості удару від маси ОБТ для різного ходу бойка  $s$

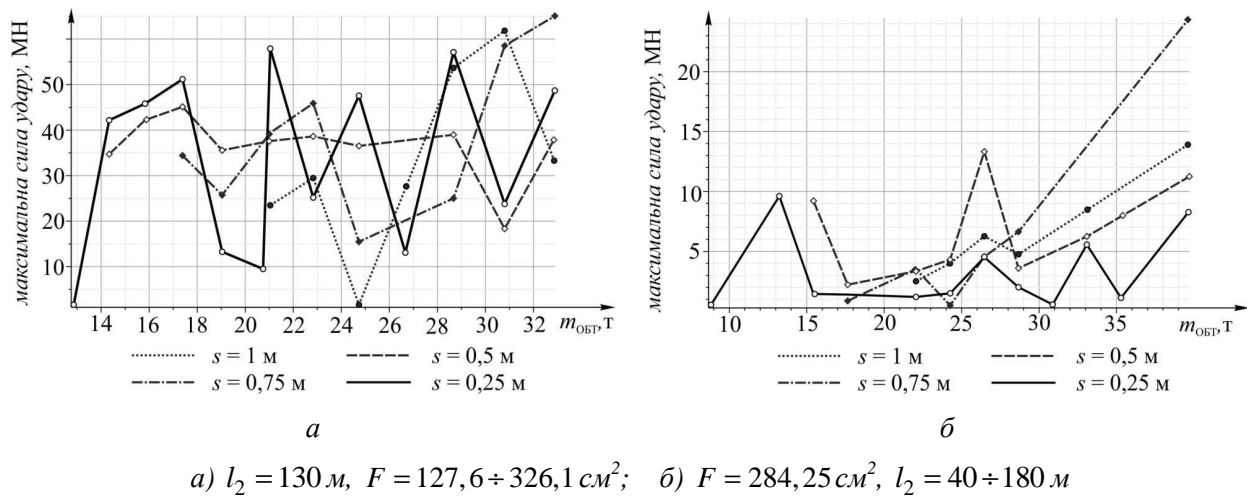
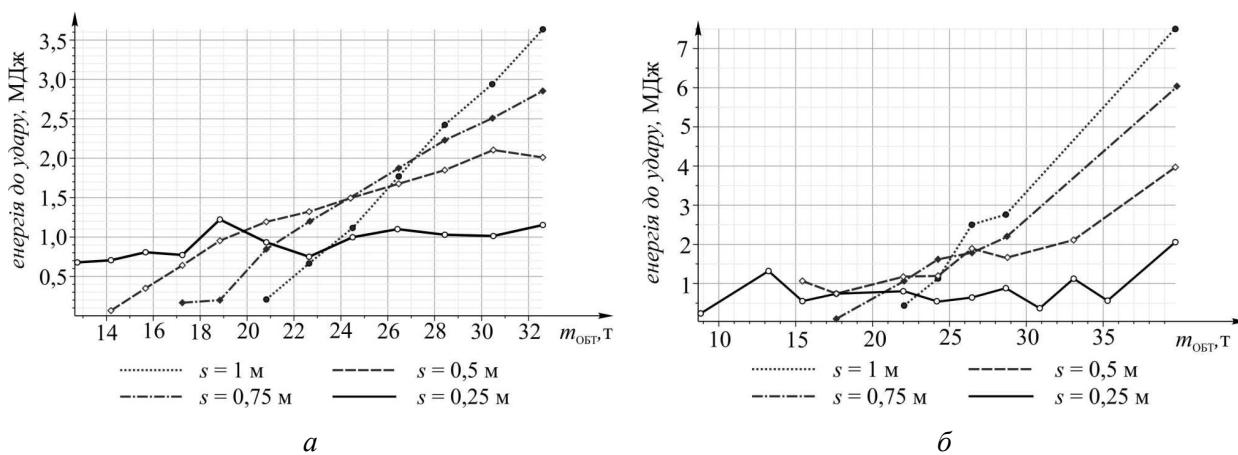
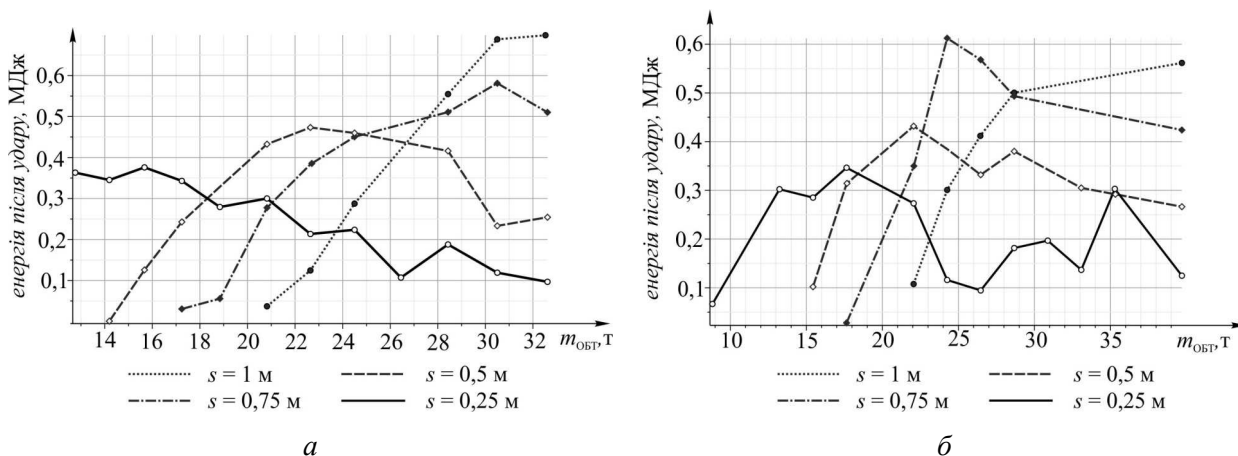


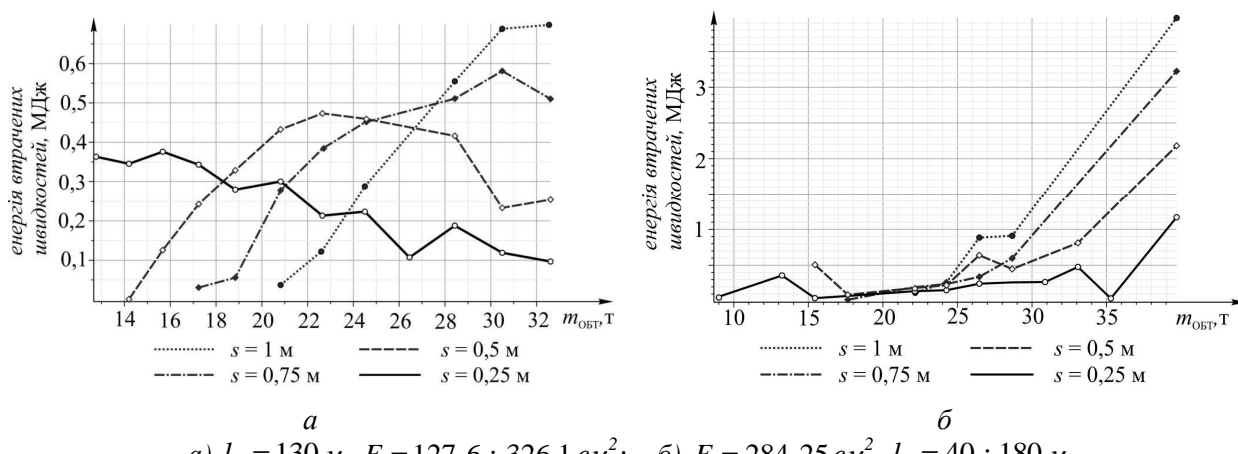
Рисунок 4 – Залежність максимальної сили удару від маси ОБТ для різного ходу бойка  $s$



а)  $l_2 = 130 \text{ м}$ ,  $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$ ; б)  $F = 284,25 \text{ см}^2$ ,  $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$   
**Рисунок 5 – Залежність енергії БК до удару від маси ОБТ для різного ходу бойка**



а)  $l_2 = 130 \text{ м}$ ,  $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$ ; б)  $F = 284,25 \text{ см}^2$ ,  $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$   
**Рисунок 6 – Залежність енергії БК після удару від маси ОБТ, отримані для різного ходу бойка  $s$**



а)  $l_2 = 130 \text{ м}$ ,  $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$ ; б)  $F = 284,25 \text{ см}^2$ ,  $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$   
**Рисунок 7 – Залежність втрати енергії при ударі від маси ОБТ, отримані для різного ходу бойка  $s$**

На рис. 2-6 показано зміну динамічних характеристик механічного яса залежно від маси ОБТ та ходу ударного пристрою. Перша серія досліджень проводилась при довжині обважненої бурильної труби  $l_2 = 130 \text{ м}$  та змінній площі поперечного перерізу  $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$ . Результати цих досліджень представлено на рис. 2, а – 7, а. Друга серія досліджень проводилась при площі поперечного перерізу

$F = 284,25 \text{ см}^2$  та змінній довжині ОБТ  $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$ . Результати цих досліджень представлено на рис. 2, б – 7, б.

З графіків, зображених на рис. 2, видно, що час розгону практично пропорційно залежить від ходу ударного механізму. Таким чином, хвиля деформацій проходить від верхнього кінця бурильної колони до місця встановлення механічного яса за час від 0,1 до однієї секунди.



Тривалість удару (рис. 3) вимірюється мілісекундами і знаходиться в межах від однієї до 2,5 мс. Із збільшенням маси ОБТ та ходу механічного яса тривалість удару незначно зменшується.

Максимальна сила удару (рис. 4) вимірюється меганьютонами і при однаковій масі ОБТ майже на порядок менша при змінній довжині порівняно зі змінною площею поперечного перерізу. Однак, максимальна величина ударної сили майже не залежить від збільшення площі поперечного перерізу ОБТ і різко зростає із збільшенням довжини ОБТ [13].

З графіків, зображених на рис. 5 і 6, видно, що внаслідок пружних деформацій БК механічна система отримує кінетичну енергію, що досягає мегаджоулів (рис. 5). При цьому вона збільшується із збільшенням маси ОБТ і досягає однакових величин при змінній масі та довжині ОБТ. Більша частина набутої енергії (>75%) передається на прихоплену ділянку труб, що призводить до руйнування накладених в'язей та зміну реологічних властивостей прихоплюючого середовища (рис. 6). Варто зазначити, що збільшення маси ОБТ досить ефективно, оскільки призводить до різкого збільшення накопиченої енергії, разом з тим енергія після удару майже незмінна. Тобто, основна енергія витрачається на ліквідацію прихоплення БК.

З графіків, зображених на рис. 7, видно, що залежність енергії втрачених швидкостей при змінній площі поперечного перерізу незначна порівняно із залежністю від зміни довжини.

### **Висновки**

У пакеті символічної математики проведено розрахунки основних динамічних характеристик роботи аварійних компонентів при ліквідації прихоплення бурової колони ударним способом, які дозволяють аналізувати і обґрунтувати ефективність роботи механічного яса.

Встановлено, що тривалість часу розгону бойка прямопропорційно залежить від довжини  $s$  і складає від 0,5 до 1,5 с. Для ефективної роботи аварійного компоненту хід бойка варто вибирати в межах  $s = 50..150$  см. Тривалість удару  $\tau$  знаходиться в межах від однієї до 2,5 мсек. Зі збільшеннями маси ОБТ та ходу  $s$  механічного яса тривалість удару незначно зменшується. Більша частина набутої енергії (понад 75%) передається на прихоплену ділянку труб, що веде до руйнування накладених в'язей та зміну реологічних властивостей прихоплюючого середовища.

Втрати кінетичної енергії аварійного компоненту бурової колони під час удару порівняно незначні і складають від 2,5% до 10% від кінетичної енергії аварійного компоненту до удару. Отже, збільшення маси ОБТ досить ефективно, оскільки веде до різкого збільшення накопиченої енергії, більша частина якої витрачається на ліквідацію прихоплення бурового інструменту.

1 Басарьгин Ю. М. Технология капитального и подземного ремонта нефтяных и газовых скважин / Ю. М. Басарьгин, А. И. Булатов – Краснодар: Сов. Кубань, 2002. – 584 с.

2 Зарубежная техника и технология ликвидации прихватов колонн труб в глубоких скважинах / И. А. Серенко, Н. А. Сидоров, Ю. А. Пешалов и др. // РНТС: Бурение. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – 115 с.

3 Александров М. М. Взаимодействие колонны труб со стенками скважины / М. М. Александров. – М.: Недра, 1982. – 144 с.

4 Злотников Г. П. Возможности прогнозирования кризисной ситуации в отношении прихвата буровой колонны / Г. П. Злотников // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2007. – №6. – С. 6-8.

5 Мойсисин В. М. Динамика буровой колонны при ликвидации прихвата ударным способом / В. М. Мойсисин, З. В. Кулинин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: всеукр. шокварт. наук.-техн. журнал. – 2003. – Вип. 4 (9). – С. 10-18.

6 A Task Force Approach to Reducing Stuck Pipe Costs / W. B. Bradley, D. Jarman, R. S. Plott, R. D. Wood, T. R. Schofield, R. A. Auflick, D. Cocking // SPE/IADC Drilling Conference, 11-14 March, 1991, Amsterdam, Netherlands.

7 Кильчевский Н. А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар / Н. А. Кильчевский. – К.: Наукова думка, 1976. – 318 с.

8 Marcus R. Skeem. Drillstring Dynamics During Jar Operation / Skeem Marcus R., Friedman Morton B., Walker Bruce H. // SPE Journal of Petroleum Technology. Vol. 31 (November 1979), No 11.

9 Справочник нефтяника / В. Н. Нюнякин, Ф. Ф. Галеев, Ю. В. Зейгман, Г. А. Шамаев. – Уфа: Башкортостан, 2001. – 260 с.

10 Ферштер А. В. Выбор оптимальных условий работы яса / А. В. Ферштер, Б. А. Блейх, С. А. Шейнбаум // Нефтяное хозяйство. – 1977. – №2. – С. 17-19.

11 William P. Fox. Mathematical Modeling with Maple / P. Fox. William. – 2012. – 592 p.

12 Аладьев В. З. Программирование в пакетах Maple и Mathematica: Сравнительный аспект / В. З. Аладьев, В. К. Бойко, Е. А. Ровба. – Гродно: Гродненский госуниверситет, 2011. – 517 с.

13 Харченко Є. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб / Є. В. Харченко, А. В. Гутий // Технічні вісті. – 2007. – №1(25), 2(26). – С. 28-32.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 12.02.15*

*Рекомендована до друку професором Векериком В.І. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) д-ром техн. наук Куцьком Я.В. (Інститут «Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту», м. Київ)*