

ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ БЕЗ ПРОМІЖНИХ ТА З ПРОМІЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ У КОМПОНОВЦІ

В.М.Мойсишин

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, Україна, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +380 (3422) 4 21 23; e-mail: math@nung.edu.ua*

Сформульовано та розв'язано задачі про динамічну стійкість компоновки низу бурильної колони з проміжними елементами (опорно-центрувальними пристроями, амортизаторами) та без них.

***Ключові слова:** компоновка низу бурильної колони, динамічна стійкість, опорно-центрувальні пристрої, амортизатор.*

1. Постановка та розв'язок задачі про динамічну стійкість низу бурильної колони без проміжних елементів у компоновці

Вибір оптимальних параметрів режиму буріння ускладнюється обмеженнями на осьове навантаження та швидкість обертання долота. Метою цих обмежень є запобігання викривленню свердловини та інтенсивним вібраціям бурильного інструменту.

Створення високих осьових навантажень для забезпечення інтенсивної відробки доліт тісно пов'язане із застосуванням компоновок низу бурильної колони (КНБК) з проміжними елементами (центраторами, калібраторами, амортизаторами, контактними елементами і т.п.). Опорно-центрувальні пристрої застосовують для стабілізації та керування траєкторією стовбура свердловини, а віброзахисні елементи (амортизатори) для послаблення впливу згенерованих роботою долота вібрацій на елементи надамортизаторної частини бурильної колони.

Серед широкого спектру коливних процесів поперечні коливання найістотніше впливають на міцність та експлуатаційну якість компоновки. Внаслідок зміни у часі параметрів системи “порода – бурильна колона – бурова установка” за деяких умов низ компоновок стає динамічно нестійким, тобто виникає параметричний резонанс. Це призводить до появи поперечних коливань значної амплітуди, що погіршує умови роботи шарошкових доліт і є причиною передчасного спрацювання їх опор та оснащення. Тому вивчення динамічної стійкості компоновок з проміжними елементами має актуальне значення.

Розглядаючи бурильну колону як механічну систему зі змінним у часі параметром (статичною складовою осьової сили на долоті), на яку діють зовнішні збуджуючі навантаження, треба говорити про вимушені коливання у параметричній системі. Звезимо цю відносно складну задачу, детально зупинившись на з'ясуванні механізму та умов виникнення параметричного резонансу, для чого скористаємось лінійною постановкою задачі.

Під час динамічної взаємодії долота з вибоєм свердловини спостерігається збудження поздовжніх коливань компоновки. Якщо амплітуда цих коливань менша від деякого критичного значення, то стан бурильної колони цілком визначається поздовжніми переміщеннями. За певних співвідношень між збуджуючою силою і частотою власних коливань обважененого низу рівноважна форма стає динамічно нестійкою. Співвід-

ношення частот, при якому відбувається це явище, називається параметричним резонансом і відрізняється від співвідношення при звичайному резонансі вимушених коливань.

Відомі методики вивчення динамічної стійкості бурильної колони полягають у зведенні диференціального рівняння поперечних коливань до рівняння Е.Л.Мат'є і побудові діаграми Айнса-Стретта. Це дає можливість вказати на ті сукупності значень параметрів коливальної системи, що призводять до нестійких режимів буріння.

Недоліками зазначених методик є нехтування відносним і переносним крутими моментами, втратами тиску на долоті, а також інерційними складовими, що виникають внаслідок руху промивальної рідини та обертання бурильної колони навколо осі свердловини.

Прагнучи уникнути цих недоліків, диференціальне рівняння малих поперечних коливань низу компоновки подамо у вигляді

$$EJ \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + i(M_0 + M_\partial \cos pt) \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^3} + (P_0 + p_0 S_0 + \lambda^p + P_\partial \cos pt) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} + m_0 \left(\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - \omega_0 w(x,t) \right) = 0, \quad (1)$$

де: $w(x, t)$ – прогин пружної лінії; EJ – жорсткість на згин; P_0 і $P_\partial \cos pt$ – статична і динамічна складові осьового навантаження на долоті; p_0 – перепад тиску на долоті; S_0 – площа вихідних отворів породоруйнівного інструменту; λ^p – стала, яка враховує вплив інерційної складової руху промивальної рідини; m_0 – маса одиниці довжини труб; ω_0 – кутова швидкість обертання ротора; μ – коефіцієнт в'язкого тертя; p – частота збудуючої сили; i – уявна одиниця.

Загальний інтеграл рівняння (1) не можна виразити через елементарні функції, тому скористаємось наближеним методом Бубнова-Гальоркіна. Оскільки другий доданок в (1) є комплексним, то динамічний прогин низу бурильної колони подамо у комплексному вигляді рядом за фундаментальними функціями

$$w(x, t) = \sum_n \left(i \eta_n(t) e^{i \frac{\pi n x}{\ell}} \right), \quad (2)$$

де: n – числа натурального ряду; $\eta_n(t)$ – поки що невідомі функції часу; ℓ – довжина динамічно активної ділянки бурильної колони.

Для гладкої компоновки ℓ — це довжина першої, рахуючи від долота, півхвилі, що обчислюється за формулою

$$\ell = \frac{3,65}{\omega_0} \sqrt{-\frac{P_{3\partial}}{2m_0} + \sqrt{0,25 \left(\frac{P_{3\partial}}{m_0} \right)^2 + 2,68 \frac{EJg}{q} \omega_0^2}}, \quad (3)$$

де: $P_{3\partial} = P_0 + p_0 S_0 + \lambda^p$ – зведена сила на долоті; q – вага одиниці довжини труби; g – прискорення земного тяжіння.

Формула (3) є узагальненням формули Є.Ф.Епштейна [2]. В ній замість осьової сили P_0 взято зведену силу $P_{3\partial}$.

Для компоновки з опорно-центрувальними елементами ℓ – це місце встановлення першого, рахуючи від долота, центратора. Щоправда, якщо перший центратор встановлено дуже низько (над самим долотом чи на відстані короткого перехідника від нього), то за ℓ слід взяти відстань між першим та другим центраторами.

У випадках включення в КНБК амортизатора, за довжину ℓ динамічно активної ділянки слід прийняти відстань від долота до амортизатора. Якщо ж згаданий віброзахисний пристрій є наддолодтним, то ℓ обчислюємо за формулою (3).

Як бачимо, розглядаючи динамічну стійкість низу бурильної колони, маємо можливість, на відміну від гладких компоновок, регулювати довжину ℓ динамічно активної ділянки шляхом зміни місця установки проміжного елемента.

Підкладаючи (2) в (1), після виділення уявних частин одержимо

$$\ddot{\eta}_n(t) + 2\varepsilon \dot{\eta}_n(t) + \frac{1}{m_0} \left[E J \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^4 - (M_0 + M_\delta \cos pt) \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^3 - \right. \\ \left. - (P_0 + p_0 S_0 + \lambda^p + P_\delta \cos pt) \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 - \omega_0 \right] \eta_n(t) = 0, \quad \varepsilon = \frac{\mu}{2m_0}. \quad (4)$$

Замінами

$$f_n(t) = e^{-\varepsilon t} \eta_n(t), \quad pt = 2\tau \quad (5)$$

зводимо (4) до системи незалежних рівнянь Е.Л.Матъє:

$$\frac{d^2 f_n}{d\tau^2} + (a_n - 2h_n \cos 2\tau) f_n = 0, \quad (6)$$

де a_n, h_n визначаються за формулами

$$\left. \begin{aligned} a_n &= \frac{4}{p^2} \left[E J \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^4 - \frac{M_0}{m_0} \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^3 - \frac{P_0 + p_0 S_0 + \lambda^p}{m_0} \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 - \omega_0^2 - \varepsilon^2 \right], \\ h_n &= \frac{2}{p^2} \left[\frac{M_\delta}{m_0} \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^3 + \frac{P_\delta}{m_0} \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Області значень параметрів a_n, h_n для n -го рівняння Е.Л.Матъє, при яких виникає параметричний резонанс n -ої головної координати, дає діаграма Айнса-Стретта (рис. 1, 2). Вона повністю звільняє від виконання будь-яких операцій, пов'язаних з розв'язанням рівнянь (6). В кожному конкретному випадку достатньо лише знайти за формулами (7) зображальну точку з координатами a_n, h_n . Якщо зображальна точка знаходиться на заштрихованому полі діаграми, що відповідає n -ій головній координаті, то система нестійка; стійким положенням системи відповідають білі поля діаграми для n -ої головної координати η_n .

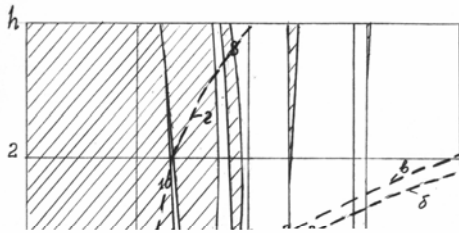


Рис. 1. Вплив статичної P_0 та динамічної P_d складових осьової сили на долоті на динамічну стійкість низу бурильної колони:

$$\omega_0 = 2\pi \text{ с}^{-1};$$

$$\text{а} - P_0 = 200 \text{ кН}, P_d = 30 \text{ кН};$$

$$\text{б} - P_0 = 50 \text{ кН}, P_d = 60 \text{ кН};$$

$$\text{в} - P_0 = 100 \text{ кН}, P_d = 60 \text{ кН};$$

$$\text{г} - P_0 = 200 \text{ кН}, P_d = 120 \text{ кН}$$

--- - комп. 1; ——— - комп. 2

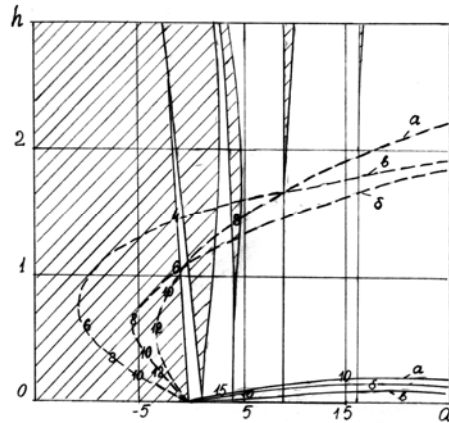


Рис. 2. Вплив кутової швидкості обертання ротора ω_0 на динамічну стійкість низу бурильної колони:

$$P_0 = 200 \text{ кН}, P_d = 60 \text{ кН};$$

$$\text{а} - \omega_0 = 2\pi \text{ с}^{-1}; \text{б} - \omega_0 = 3\pi \text{ с}^{-1};$$

$$\text{в} - \omega_0 = 4\pi \text{ с}^{-1}$$

--- - комп. 1; ——— - комп. 2

З діаграми Айнса-Стретта видно, що у разі відсутності тертя і малого значення h параметричний резонанс (нестійкість) настає при значеннях a , рівних квадратам чисел натурального ряду (квадратам порядкових номерів головних координат). Із зростанням збурення h область нестійкості розширюється, тому параметричний резонанс виникає не тільки при значенні a , яке дорівнює квадрату порядкового номера головної координати, але і в околі цього числа, чим відрізняється від звичайного резонансу.

2. Динамічна стійкість КНБК з опорно-центрувальними елементами

Оскільки найбільше зацікавлення викликає резонанс на найнижчій частоті, то обмежимося випадком $n=1$, тобто в подальших міркуваннях заштриховані зони на рис. 1, 2 з вершинами в точках (a, h) : $(4, 0)$; $(9, 0)$; $(16, 0)$ не прийматимемо до уваги. Крім цього, знехтуємо відносним моментом та інерційною складовою сили, породженої рухом промивальної рідини, оскільки їх внесок в числові значення координат зображених точок несуттєвий, та й самі викладки при цьому значно спрощуються.

У статті [3] запропоновано розв'язати друге рівняння системи (7) відносно $\frac{\pi}{\ell}$, підкласти одержаний вираз в перше рівняння і одержати залежність $a = a(h)$, яка дає змогу оцінити вплив основних параметрів роботи компоновки (кутової швидкості обертання ротора ω_0 , статичної

P_0 та динамічної P_δ складових осьового навантаження на долото) на динамічну стійкість КНБК з опорно-центрувальними елементами.

Суцільні параболи на рис. 1, 2 відповідають компоновці низу бурильної колони з ОБТ 203×90 (компоновка 1), а штриховані параболи КНБК з БТ 140×10 (компоновка 2). Цифри на параболах визначають довжину ℓ динамічно активної ділянки компоновки для тієї зображальної точки, в якій знаходяться.

Вихідні дані для розрахунків були прийняті такими: діаметр долота $D_\delta = 0,2953$ м; площа вихідних отворів породоруйнівного інструменту $S_0 = 2,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, що відповідає трьом гідромоніторним насадкам діаметром 11 мм; перепад тиску на долоті $p_0 = 10,68$ МПа; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $J = \frac{\pi(D_1^4 - d_1^4)}{32}$ (для компоновки 1 $D_1 = 0,203$ м, $d_1 = 0,09$ м, $m_0 = 204$ кг; для компоновки 2 $D_1 = 0,14$ м, $d_1 = 0,12$ м, $m_0 = 36,8$ кг); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; амплітуда “грунтових” коливань $a_0 = 0,006$ м; їх частота $p = 3\omega_0$. Зв’язок між величиною a_0 та амплітудами динамічної складової осьової сили на долоті P_δ і відносного крутного моменту M_δ наведено в роботі [1].

Крутний момент на долоті M_0 під час обертання компоновки ротора подамо сумою

$$M_0 = M_n + M_{num}(P_0 + p_0 S_0),$$

де: M_n – складова моменту, що не залежить від осьової сили P_0 і знаходиться за формулою Н.М.Філімонова [4] $M_n = 0,55D_\delta$; M_{num} – питомий момент шарошкового долота. Останній має розмірність Н·м/кН і визначається сумою $M_{num} = \tilde{Q} + 120D_\delta$, де \tilde{Q} – дослідний коефіцієнт (змінюється в діапазоні 1...2 Н·м/кН, прийняли $\tilde{Q} = 1,5$ Н·м/кН).

Аналіз отриманих результатів (табл. 1, рис. 1, 2) свідчить, що із збільшенням статичної P_0 і динамічної P_δ складових осьової сили вітки парабол розходяться, а критична довжина ℓ , за якої компоновка стає динамічно нестійкою, зменшується. Зменшується вона і у разі збільшення кутової швидкості обертання ротора. Так, зокрема для компоновки 1 при $\omega_0 = 2\pi \text{ с}^{-1}$ критична довжина ℓ становить 8,24 м, при $\omega_0 = 3\pi \text{ с}^{-1}$ – $\ell = 5,76$ м, а при $\omega_0 = 4\pi \text{ с}^{-1}$ – $\ell = 3,83$ м. Вище за ці довжини перший з центраторів розміщувати не можна, оскільки потрапимо в зону параметричного резонансу.

Для компоновки 2 критична довжина ℓ становить 18...20 м, але оскільки поріг збурюваності h є порівняно малим, то для компоновок з обважненим низом параметричний резонанс спостерігається рідко. Це пояснюється тим, що в реальних механічних системах завжди існує демпфування. Області динамічної нестійкості таких систем лежать всередині відповідних областей нестійкості, зображених на рис. 1 і 2, і не торкаються горизонталі Oa . Отже, за достатньо малих h параметричне збурення стає неможливим.

Табл. 1. Залежність координат a, h зображальної точки від довжини ℓ динамічно активної ділянки компоновки

$\ell, \text{м}$	$P_0 = 20 \cdot 10^4 \text{ Н}, P_0 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н}$						$\omega_0 = 2\pi \text{ с}^{-1}, P_0 = 20 \cdot 10^4 \text{ Н}$						$\omega_0 = 2\pi \text{ с}^{-1}, P_0 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н}$					
	$\omega_0 = 3\pi \text{ с}^{-1}$			$\omega_0 = 4\pi \text{ с}^{-1}$			$P_0 = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$		$P_0 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н}$		$P_0 = 12 \cdot 10^4 \text{ Н}$		$P_0 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н}$		$P_0 = 10 \cdot 10^4 \text{ Н}$		$P_0 = 20 \cdot 10^4 \text{ Н}$	
	a	h	a	h	a	h	a	h	a	h	a	h	a	h	a	h	a	h
2	5732,89	22,645	2117,06	10,064	851,52	5,661	5732,89	11,322	5732,89	22,645	5732,89	45,290	5816,11	22,645	3808,37	22,645	5732,89	22,645
4	281,14	5,661	70,87	4,473	-2,72	1,415	281,14	2,831	281,14	5,661	281,14	11,322	309,44	5,661	300,01	5,661	281,14	5,661
6	36,29	2,516	-0,07	1,118	-12,79	0,629	36,29	1,258	36,29	2,516	36,29	5,032	48,87	2,516	44,67	2,516	36,29	2,516
8	4,02	1,415	-5,18	0,629	-8,41	0,354	4,02	0,708	4,02	1,415	4,02	2,831	11,10	1,415	8,74	1,415	4,02	1,415
10	-2,03	0,905	-4,59	0,403	-5,49	0,226	-2,03	0,453	-2,03	0,905	-2,03	1,812	2,50	0,906	0,99	0,906	-2,03	0,905
12	-3,09	0,629	-3,61	0,280	-3,80	0,157	-3,09	0,315	-3,09	0,629	-3,09	1,258	0,06	0,629	-0,99	0,629	-3,09	0,629

КОМПОНОВКА 1

КОМПОНОВКА 2



3. Динамічна стійкість КНБК з амортизатором

Вперше розв'язок задачі про динамічну стійкість багаторозмірної компоновки з амортизатором запропоновано в роботі [1]. Він враховує жорсткість k_a та демпфування α_a пружного елемента амортизатора, жорсткість k_n та демпфування α_n розбурюваної породи.

Для проведення числових експериментів виберемо дво-, три- та чотирирозмірну компоновку. Вхідні параметри візьмемо такі:

Компоновка 3 – жорсткість та демпфування розбурюваної породи $k_n = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $\alpha_n = 5000 \text{ Нс/м}$; діаметр долота $D_D = 0,2953 \text{ м}$; довжина динамічно активної ділянки ОБТ ℓ м, довжина першої надамортизаторної секції ОБТ $(L_1 - \ell)$ м, де $L_1 = 36 \text{ м}$; довжина інших секцій труб $L_2 = 108 \text{ м}$, $L_3 = 1800 \text{ м}$; внутрішні та зовнішні діаметри труб $D_1 = 0,203 \text{ м}$, $d_1 = 0,080 \text{ м}$; $D_2 = 0,203 \text{ м}$, $d_2 = 0,080 \text{ м}$; $D_3 = 0,127 \text{ м}$, $d_3 = 0,107 \text{ м}$; маса погонного метра труб кожної із секцій $m_{01} = 215 \text{ кг}$, $m_{02} = 215 \text{ кг}$, $m_{03} = 33 \text{ кг}$, густина та модуль пружності матеріалу труб $\gamma_T = 7800 \text{ кг/м}^3$, $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; витрата промивальної рідини та її густина $Q = 0,030 \text{ м}^3/\text{с}$, $\gamma_P = 1200 \text{ кг/м}^3$; площа вихідних отворів долота $S_0 = 2,84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; перепад тиску на долоті $p_0 = 6,5 \times 1,2 \text{ МПа}$; статична складова осьового навантаження на долото $P_0 = 160 \text{ кН}$; кутова швидкість обертання ротора $\omega_0 = 2\pi \text{ с}^{-1}$; амплітуда “грунтового” збурення $a_0 = 0,002 \text{ м}$; характеристики амортизатора $k_a = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $\alpha_a = 200 \text{ Нс/м}$;

Компоновка 4 – $k_n = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $\alpha_n = 5000 \text{ Нс/м}$; $D_D = 0,2953 \text{ м}$; $L_1 = 36 \text{ м}$; $L_2 = 108 \text{ м}$; $L_3 = 1800 \text{ м}$; $D_1 = 0,229 \text{ м}$; $d_1 = 0,090 \text{ м}$; $D_2 = 0,203 \text{ м}$; $d_2 = 0,080 \text{ м}$; $D_3 = 0,127 \text{ м}$; $d_3 = 0,107 \text{ м}$; $m_{01} = 273 \text{ кг}$; $m_{02} = 215 \text{ кг}$; $m_{03} = 33 \text{ кг}$; $\gamma_T = 7800 \text{ кг/м}^3$; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $Q = 0,030 \text{ м}^3/\text{с}$, $\gamma_P = 1200 \text{ кг/м}^3$; $S_0 = 2,84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $p_0 = 6,5 \times 1,2 \text{ МПа}$; $P_0 = 160 \text{ кН}$; $\omega_0 = 2\pi \text{ с}^{-1}$; $a_0 = 0,002 \text{ м}$; $k_a = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $\alpha_a = 200 \text{ Нс/м}$.

Компоновка 5 – $k_n = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $\alpha_n = 5000 \text{ Нс/м}$; $D_D = 0,2953 \text{ м}$; $L_0 = 5 \text{ м}$; $L_1 = 25 \text{ м}$; $L_2 = 130 \text{ м}$; $L_3 = 3100 \text{ м}$; $D_0 = 0,245 \text{ м}$; $d_0 = 0,100 \text{ м}$; $D_1 = 0,229 \text{ м}$; $d_1 = 0,090 \text{ м}$; $D_2 = 0,203 \text{ м}$; $d_2 = 0,080 \text{ м}$; $D_3 = 0,140 \text{ м}$; $d_3 = 0,120 \text{ м}$; $m_{00} = 314 \text{ кг}$; $m_{01} = 273 \text{ кг}$; $m_{02} = 215 \text{ кг}$; $m_{03} = 36,8 \text{ кг}$; $\gamma_T = 7800 \text{ кг/м}^3$; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $Q = 0,030 \text{ м}^3/\text{с}$, $\gamma_P = 1200 \text{ кг/м}^3$; $S_0 = 2,84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $p_0 = 6,5 \times 1,2 \text{ МПа}$; $P_0 = 220 \text{ кН}$; $\omega_0 = 3\pi \text{ с}^{-1}$; $a_0 = 0,002 \text{ м}$; $k_a = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $\alpha_a = 200 \text{ Нс/м}$.

Теоретично одержані результати наведено на рис.3 – 7 і в табл.2 – 4. Їх аналіз (як і раніше цікавимося в першу чергу параметричним резонансом на найнижчій частоті) дає можливість виявити, що визначальними параметрами при вивченні динамічної стійкості КНБК з амортизатором є місце установавання віброзахисного пристрою (довжина динамічно активної ділянки обваженого низу) та кутова швидкість обертання ротора (див.рис.3 – 5).

Доволі відчутним є також вплив характеристик розбурюваної породи та пружного елемента амортизатора (див.рис.6,7, одержані для компоновки 5). Правда, в цьому випадку у разі зміни параметрів k_n , α_n , k_a , α_a координати a зображальних точок залишаються практично незмінними і питання про динамічну стійкість компоновки в тому чи іншому випадку вирішується величиною порогу збурюваності h (шириною областей параметричного резонансу).

В той же час зміна в реальних для роторного буріння межах статичної складової осьового навантаження P_0 на долото, витрати промивальної рідини Q , довжини обваженого низу L_{OBT} порівняно мало впливають на координати a , h зображальних точок діаграми Айнса-Стретта (див. дані табл. 2-4, одержані для компоновки 5).

Вплив переносної складової крутного моменту та інерційної складової від обертання бурильної колони на координати a зображальних точок також порівняно невеликий.

Для підвищення ефективності бурових робіт підбір параметрів КНБК при випереджувальному темпі зношуваності опор у порівнянні з оснащенням, слід здійснювати за умови ослаблення, а у разі однакового або випереджувального темпу зношуваності оснащення – підсилення динамічного впливу компоновки на долото.

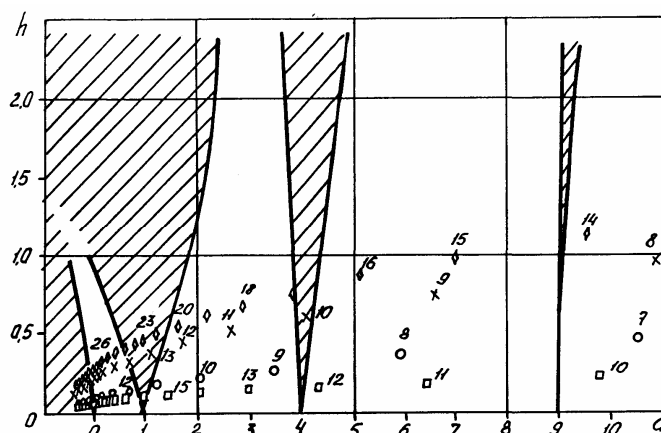


Рис. 3. Вплив місця встановлення амортизатора на динамічну стійкість КНБК (компоновка 3):

$$\diamond - \omega_0 = \pi \text{ c}^{-1}, \square - \omega_0 = 2\pi \text{ c}^{-1}, \times - \omega_0 = 3\pi \text{ c}^{-1}, \circ - \omega_0 = 4\pi \text{ c}^{-1}.$$

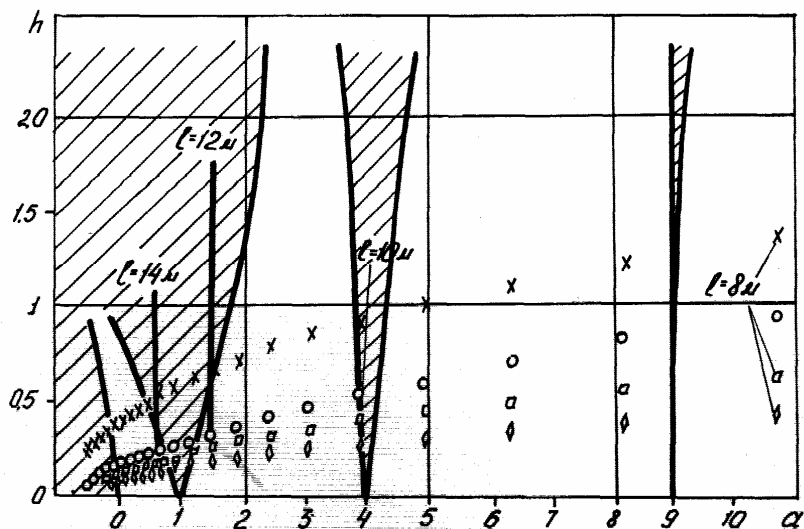


Рис. 6. Вплив параметрів k_a , α_a амортизатора у випадку зміни місця його встановлення на координати зображальних точок (компоновка 5):
 \diamond - $k_a = 5 \cdot 10^6$ Н/м, $\alpha_a = 200$ Нс/м; \square - $k_a = 15 \cdot 10^6$ Н/м, $\alpha_a = 600$ Нс/м;
 \times - $k_a = 25 \cdot 10^6$ Н/м, $\alpha_a = 1000$ Нс/м; \circ - $k_a = 40 \cdot 10^6$ Н/м,
 $\alpha_a = 1600$ Нс/м.

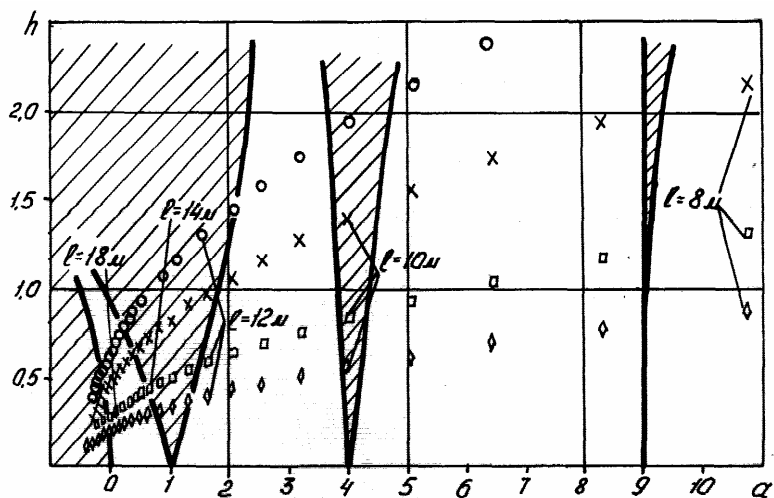


Рис. 7. Вплив характеристик k_n , α_n розбурюваної породи на координати зображальних точок у випадку зміни місця встановлення амортизатора (компоновка 5):

- \diamond - $k_n = 50 \cdot 10^6$ Н/м, $\alpha_n = 5 \cdot 10^4$ Нс/м;
- \square - $k_n = 100 \cdot 10^6$ Н/м, $\alpha_n = 10 \cdot 10^4$ Нс/м;
- \times - $k_n = 200 \cdot 10^6$ Н/м, $\alpha_n = 20 \cdot 10^4$ Нс/м;
- \circ - $k_n = 300 \cdot 10^6$ Н/м, $\alpha_n = 30 \cdot 10^4$ Нс/м.

Табл. 2. Залежність координат a, h зображальних точок діаграми Айнса-Стретта від статичної складової осьового навантаження на долото у випадку зміни місця встановлення амортизатора в КНБК

ℓ , м	Координати зображальних точок				
	a				h
	$P_0 = 100 \text{ кН}$	$P_0 = 150 \text{ кН}$	$P_0 = 200 \text{ кН}$	$P_0 = 250 \text{ кН}$	
8	11,076	10,933	10,789	10,646	0,863
10	4,207	4,116	4,024	3,933	0,558
12	1,759	1,696	1,633	1,569	0,393
14	0,720	0,673	0,627	0,580	0,293
16	0,221	0,186	0,150	0,114	0,228
18	-0,041	-0,069	-0,097	-0,125	0,184
20	-0,189	-0,111	-0,234	-0,257	0,152
22	-0,276	-0,295	-0,314	-0,333	0,129
24	-0,331	-0,347	-0,362	-0,378	0,111
26	-0,366	-0,379	-0,393	-0,406	0,098

Аналітичне вивчення поздовжніх коливань показало, що зміна місця встановлення амортизатора від 0 м до значень, що відповідають лівій ($a < 0$) межі першої області динамічної стійкості динамічно активної ділянки обваженого низу, приводить до зростання коефіцієнтів динамічності k_d компоновки. Оскільки зношеність оснащення відпрацьованих шарошквих доліт значно частіше перевищує зношеність опор, то для вирівнювання цих параметрів підамортизаторну масу слід вибрати (з урахуванням обмеження лівою межею першої області динамічної стійкості КНБК) якомога більшою.

Наведені міркування лягли в основу рекомендацій щодо вибору місця встановлення віброзахисних пристроїв у компоновках обваженого низу у процесі буріння роторним способом. Рекомендовані діапазони довжин підамортизаторних ділянок ОБТ дворовмірних компоновок наведені в табл.5.

Табл. 3. Вплив витрати промивальної рідини на координати a, h зображальних точок діаграми Айнса-Стретта

ℓ , м	Координати зображальних точок				
	a				h
	$Q = 0,020 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q = 0,025 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q = 0,030 \text{ м}^3/\text{с}$	$Q = 0,035 \text{ м}^3/\text{с}$	
8	10,736	10,734	10,732	10,730	0,480
12	1,609	1,608	1,607	1,606	0,223
16	0,137	0,136	0,136	0,135	0,133
20	-0,243	-0,243	-0,243	-0,243	0,091
24	-0,368	-0,369	-0,369	-0,369	0,069
28	-0,417	-0,417	-0,417	-0,417	0,057

Табл. 4. Залежність координат a, h зображальних точок діаграми Айнса-Стретта від довжини обваженого низу $L_{ОБТ}$ бурильної колони та місця встановлення ℓ амортизатора

$\ell, \text{ м}$	Координати зображальних точок				
	h				a
	$120 + \ell$	$140 + \ell$	$160 + \ell$	$180 + \ell$	
8	0,925	0,787	0,718	0,675	10,732
12	0,426	0,353	0,319	0,299	1,607
16	0,252	0,202	0,180	0,167	0,136
20	0,172	0,131	0,115	0,107	-0,243
24	0,130	0,094	0,081	0,074	-0,369
28	0,108	0,071	0,060	0,054	-0,417

Розрахунки проводились для порід VI–VII категорій твердості згідно класифікації проф. Л.А.Шрейнера. Для більш м'яких порід області параметричного резонансу звужуються, що лишень розширює допустимі діапазони зміни розглядуваних довжин ℓ .

Зростання кутової швидкості обертання ротора приводить до зменшення довжин ℓ обваженого низу, що відповідають межах головної (першої) області динамічної стійкості КНБК, а зростання геометричних розмірів поперечних перерізів ОБТ – до збільшення цих довжин.

Табл. 5. Рекомендовані довжини ділянок ОБТ під амортизатором

Типорозміри труб*	$\omega_0, \text{ c}^{-1} (n, \text{ об/хв})$			
	$\pi (30)$	$2\pi (60)$	$3\pi (90)$	$4\pi (120)$
ОБТС 1-133	–	11,75–12,50	11,5–12,75	8,50–9,00
ОБТС 1-146	–	12,5–14,75	12,0–14,0	9,5–11,5
ОБТС 1-178	18,0–20,0	13,5–16,0	12,5–14,5	11,0–12,5
ОБТС 1-203	21,5–24,0	15,0–18,0	13,5–16,0	11,5–14,0
ОБТС 1-229	23,0–26,5	16,5–20,0	14,0–17,5	12,0–15,0

*Рекомендації справедливі і для труб типу ОБТС 2.

Висновки

1. Знайдено і проаналізовано розв'язок задачі про динамічну стійкість низу бурильної колони з опорно-центрувальними елементами з урахуванням відносного і переносного крутних моментів, втрат тиску на долоті та інерційних складових, породжених рухом промивальної рідини і обертанням бурильної колони. Удосконалення технологій відпрацювання шарошкових доліт за рахунок пошуку оптимальних значень складових осьового навантаження і швидкості обертання ротора слід проводити в областях динамічної стійкості компоновки.

2. Включення до складу компоновки амортизатора-роз'єднувача вище долота призводить до виникнення в КНБК динамічно активної ділянки, яка дає змогу створити додаткове динамічне навантаження на долото, за умови уникнення в процесі експлуатації бурильної колони

зон параметричного резонансу, покращити показники відпрацювання доліт. Апробацією у промислових умовах [1] розроблених рекомендацій щодо вибору місця установки амортизатора в КНБК у процесі буріння-роторним способом встановлено збільшення механічної швидкості поглиблення свердловини і проходки на долото всередньому на 15-20%, покращення умов роботи опор і оснащення шарошкових доліт.

Література

1. Мойсишин В.М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом // Дис. ... д-ра техн. наук. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1996. – 498 с.

2. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении / Е.Ф.Эпштейн, В.И.Мацейчик, И.И.Ивахнин и др. – М.: Недра, 1979. – 160 с.

3. Мойсишин В.М., Гураль І.М., Яремійчук Я.С. Динамічна стійкість низу бурильної колони з опорно-центрувальними елементами // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 1. – С. 34-36.

4. Григулецкий В.Г., Лукьянов В.Т. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 302 с.

DYNAMIC FIRMNESS OF BOTTOM OF BORING COLUMN WITHOUT INTERMEDIATE AND WITH INTERMEDIATE ELEMENTS IN ARRANGEMENT

V.M.Moisyshyn

*Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas
15, Carpats'ka Street, Ivano-Frankivs'k, 76019, Ukraine,
ph. +380 (3422) 4 21 23; e-mail: math@nung.edu.ua*

The author formulates and solves problems of dynamic stability of a bottom-hole drill string assembly with intermediation devices (support-centring devices, shock-absorbers) and without them.

Keywords: *bottom-hole drill string assembly, dynamic stability, support-centring devices, shock-absorber.*