

УДК 539.3

ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАКРИТИЧНОЇ ПОВЕДІНКИ БУРИЛЬНИХ КОЛОН У ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИНАХ

В.В. Гайдайчук¹,

д-р техн. наук, професор

Л.В. Левківська²,

канд. техн. наук, доцент

М.В. Лазарева¹,

канд. техн. наук

¹ Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ² Національний транспортний університет, Київ

DOI: 10.32347/2410-2547.2023.110.118-130

На основі теорії гнучких криволінійних стержнів поставлено задачу про теоретичне моделювання закритичних станів бурильних колон з урахуванням їхньої контактної взаємодії зі стінками нафто-газових свердловин. Побудовано аналітичні розв'язки задачі, що визначають критичні значення зовнішніх розтягуювальної або стискаючої поздовжньої сили та крутного моменту при заданій різниці діаметрів порожнини і бурильної колони, встановлені зони закритичних станів бурильних колон.

Ключові слова: бурильна колона, горизонтальна свердловина, прямі та обернені задачі, крутий момент, внутрішні і зовнішні сили, критичний стан.

Постановка проблеми. Через виникнення та розповсюдження пандемії коронавірусу у всіх нафтовидобувних країнах світу в 2020 р. спостерігався тренд падіння видобутку та скорочення приросту запасів вуглеводнів.

Найсильніше від коронакризи постраждала нафтова галузь. Основним дестабілізуючим фактором для нафтового ринку стало різке скорочення попиту на нафту, насамперед – з боку транспортного сектора (автомобілі та авіаперевезення), який виявився найбільш уразливим через карантинні заходи по всьому світу.

Крім екстраординарного падіння попиту на нафту, ситуацію на ринку нафтопродуктів добряче ускладнили і взаємини між їх виробниками, які почали з'ясовувати відносини в найбільш невідповідний для ринку момент. В результаті чого 20 квітня 2020 р. спостерігався світовий колапс цін на нафту (падіння ціни втричі та набуття від'ємного значення), що стало безпрецедентним випадком для світового фінансового ринку. Однак, спільною домовленістю світових лідерів – виробників нафтопродуктів вдалося уникнути катастрофічного сценарію жорсткої боротьби за ринкову нішу.

Газова галузь у 2020 р. постраждала від падіння попиту меншою мірою, ніж нафтова. Споживання природного газу залежить від загальних показників економічної активності, темпів зростання промислового

виробництва та від міжпаливної конкуренції в секторі електроенергетики і зазвичай демонструє дещо меншу еластичність щодо ВВП, ніж попит на нафтопродукти. Особливо ця відмінність проявилась у кризі 2020 р., коли насамперед від карантинних заходів постраждав транспортний сектор, у якому частка газу мала, а попит з боку домогосподарств, навпаки, навіть дещо зріс у зв'язку з самоізоляцією та перехід більшості людей на віддалений режим роботи та навчання.

У 2021 р. поступове відновлення економічної активності ряду країн, погодний фактор та нестабільність відновлюваних джерел енергії призвели до зростання попиту на видобуток газу у світі.

За попередніми оцінками, з 1 січня до 30 вересня 2021 р. у світі було видобуто 3,2 трлн. куб. м газу, що на 110 млрд. куб. м (на 4%) більше ніж за 9 місяців 2020 року [1].

Світовий попит на нафту стимулюється споживанням бензину та збільшенням міжнародних поїздок у міру того, як дедалі більше країн знову відкрили свої кордони, також почав поступово зростати.

Визначальним фактором сучасних змін світового енергетичного балансу та його структури, а також світового розвитку нафтогазової галузі, нині виступає технологічний фактор [2]. У результаті з'явилися і набули розвитку принципово нові категорії горизонтальних та похило-скерованих свердловин [3]. Саме вони дають кратне збільшення дебітів, оскільки багаторазово збільшують площу видобутку. Їх застосовують при освоєнні шельфових проєктів, у болотистих і сильно ускладнених місцевостях, для підвищення нафтовіддачі пластів, відновлення недіючого фонду свердловин. Така технологія дозволяє видобувати нафту і газ із важкодоступних місць. Вона також уможливує розробку складних ділянок порід, використовується для видобутку важкої та високов'язкої нафти, а також нафти та газу з низькопроникних та карбонатних колекторів з високою неоднорідністю.

До того ж, сьогодні горизонтальне буріння вкрай необхідне в умовах падіння ефективності роботи багатьох старих свердловин. Тільки США щорічно будують до 1000-1500 таких свердловин на рік і найближчим часом хочуть взагалі відмовитися від будівництва вертикальних свердловин в експлуатаційному бурінні.

Нові технології, засновані на методі горизонтального буріння, справили справжню революцію в практиці та теорії світового нафтовидобутку, оскільки дали можливість розбурювання шельфових родовищ нафти і газу з берега, без будівництва дорогих морських основ і платформ.

Майже половина запасів нафти та газу, запланованих для розробки протягом найближчих п'яти років, знаходяться у глибоководних районах, передбачають світові експерти. За їх оцінками, видобуток глибоководної нафти зросте з 10 млн. барелів на добу в 2021 р. (6% світової пропозиції) до більш ніж 17 млн. барелів на добу до 2025 р. [1].

При бурінні горизонтальних свердловин, як правило, основною причиною виникнення позаштатних ситуацій є втрата стійкості бурильної колони, її біфуркаційне випинання і гранична фрикційна взаємодія зі

стілкою свердловини [4-6]. Питання теоретичного моделювання явища нестійкого випинання колон пов'язані зі значними труднощами, головна з яких обумовлена необхідністю постановки граничної задачі Штурма-Ліувілля на великій довжині бурильної колони. Оскільки для глибоких свердловин бурильна колона за своїми геометричними параметрами стає подібною людській волосині, багато традиційних математичних методів, які використовуються для інтегрування розв'язувальних рівнянь, стають у цих випадках погано збіжними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Початок дослідженням закритичних станів бурильних колон з урахуванням їхньої контактної взаємодії зі стінками свердловини було покладено А. Любинським в 50-х роках минулого століття. Пізніше його методика була викладена в монографії [7]. Вона базується на суттєвому спрощенні задачі без урахування обертання, крутного моменту, граничних умов і припущення, що осьова стискаюча сила залишається сталою на всій довжині нескінченного стержня. Вважається, що в результаті втрати стійкості бурильна колона набуває форму циліндричної спіралі й, завдяки цьому, на всій своїй довжині дотикається до стінок свердловини. Надалі в роботах [8-11] цей підхід був узагальнений на випадок дії крутного моменту, врахування граничних умов і деяких інших факторів. У даній роботі ця проблема вирішується шляхом формулювання обернених задач теорії нелінійного деформування гнучких криволінійних стержнів.

Формулювання мети статті. Знайти критичні значення поздовжньої сили та крутного моменту і побудувати форми закритичних станів бурильних колон у горизонтальних свердловинах.

Викладення основного матеріалу. Сформулюємо задачу про пружне деформування трубчастого стержня радіуса a_1 всередині циліндричної порожнини радіуса a_2 . Будемо вважати стержень і порожнину досить довгими, і тому впливом граничних умов можна знехтувати.

Нехай у результаті дії на прямолінійний стержень заданого крутного моменту M_w^0 він втратив стійкість, викривився, вступив у контакт зі стінкою циліндричної порожнини і його осьова лінія прийняла спіральну форму (рис. 1)

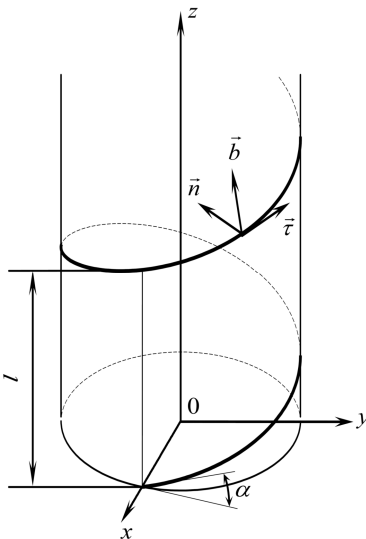


Рис. 1. Розрахункова схема деформованої бурильної колони

$$x = a \cos\left(\frac{\cos \alpha}{a} s\right), \quad y = a \sin\left(\frac{\cos \alpha}{a} s\right), \quad z = s \sin \alpha, \quad (1)$$

де s – координата, що вимірюється довжиною осьової лінії від деякої початкової точки до поточної; α – кут підйому спіралі; $a = a_2 - a_1$ – діаметр осьової лінії спіралі вигнутої бурильної колони; a_1 – діаметр свердловини; a_2 – діаметр труби бурильної колони.

Введемо праву рухому систему координат (u, v, w) жорстко зв'язану з розглянутим поперечним перерізом. Початок цієї системи лежить на осьовій лінії, осі u, v спрямовані вздовж головних центральних осей інерції площі перерізу, а вісь w – по дотичній до пружної лінії у бік зростання s .

Для зручності викладення приведемо основні співвідношення геометрії осьової лінії свердловини і стержня. Зв'яжемо з осьовою лінією стержня рухомий триєдр $(\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{b})$, у якому $\vec{\tau}$ – орт дотичної, \vec{n} – орт нормалі (спрямованої до центра кривизни кривої), \vec{b} – орт бінормалі. Для цих ортів справедливі рівності

$$\vec{\tau} = \frac{d\vec{r}}{ds}, \quad \vec{n} = R \frac{d\vec{\tau}}{ds}, \quad \vec{b} = \vec{\tau} \times \vec{n}, \quad (2)$$

де \vec{r} – радіус-вектор точки осьової лінії.

Радіуси кривини R та кручення T визначимо з допомогою формул

$$\frac{1}{R} = \sqrt{(x'')^2 + (y'')^2 + (z'')^2} \quad (3)$$

та

$$\frac{1}{T} = R^2 \begin{vmatrix} x' & y' & z' \\ x'' & y'' & z'' \\ x''' & y''' & z''' \end{vmatrix}. \quad (4)$$

Взаємна орієнтація головного (u, v, w) і природного $(\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{b})$ тригранників при їх русі уздовж пружної лінії стержня визначається кутом χ між віссю u й ортом \vec{n} , відлік якого здійснюється від \vec{n} до u . Тоді кривизни проекції елемента ds на площині (v, w) , (u, w) і кручення осьової лінії стержня обчислюються наступним чином

$$p = \frac{1}{R} \sin \chi, \quad q = \frac{1}{R} \cos \chi, \quad r = \frac{1}{T} + \frac{d\chi}{ds}. \quad (5)$$

Розглядаючи рівновагу деформованого стану бурильної колони у прямолінійній циліндричній свердловині. вважаємо, що вона піддається впливу зовнішніх розподілених, у загальному випадку не рівних нулю, сил контактної взаємодії f_u, f_v . У цьому випадку сили тертя дорівнюють нулю, тому $f_w = 0$. Зовнішні сили врівноважуються внутрішніми перерізаючими (F_u, F_v) і поздовжньою (F_w) силами, а також моментами

$$M_u = Ap, \quad M_v = Bq, \quad M_w = Cr. \quad (6)$$

Тут $A = EI_a$; $C = GI_p$; E , G – модулі пружності й зсуву матеріалу стержня, відповідно; $I_a = I_u = I_v$ – осьові моменти інерції перерізу стержня; $I_p = I_w$ – полярний момент інерції.

Проектуючи всі сили й моменти, що діють на елемент стержня, на осі u , v , w , одержимо три скалярних рівняння рівноваги силової групи

$$\begin{aligned} dF_u / ds &= rF_v - qF_w - f_u, \\ dF_v / ds &= pF_w - rF_u - f_v, \\ dF_w / ds &= qF_u - pF_v - f_w \end{aligned} \quad (7)$$

і три рівняння моментної групи

$$\begin{aligned} dM_u / ds &= -qM_w + rM_v + F_v, \\ dM_v / ds &= -rM_u + pM_w + F_v, \\ dM_w / ds &= -pM_v + qM_u. \end{aligned} \quad (8)$$

На основі рівностей (1), (3), (4), маємо

$$\frac{1}{R} = \frac{\cos^2 \alpha}{a}, \quad \frac{1}{T} = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{a}. \quad (9)$$

З останніх рівностей (5), (6) і умови $M_w = M_w^0 = const$ одержуємо

$$\begin{aligned} r &= \frac{M_w^0}{C} = \frac{1}{T} + \frac{d\chi}{ds}, \\ \frac{d\chi}{ds} &= \frac{M_w^0}{C} - \frac{1}{T} = \frac{M_w^0}{C} - \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{a}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тоді $\chi = \beta s$, де $\beta = \frac{M_w^0}{C} - \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{a}$.

За допомогою отриманих співвідношень будуємо вирази для параметрів кривизни та кручення осьової лінії спірального стержня

$$p = \frac{\cos^2 \alpha}{a} \sin \beta s, \quad q = \frac{\cos^2 \alpha}{a} \cos \beta s, \quad r = \frac{M_w^0}{C} \quad (11)$$

і для внутрішніх моментів у ньому

$$\begin{aligned} M_u &= A \frac{\cos^2 \alpha \cdot \sin \beta s}{a}, \\ M_v &= B \frac{\cos^2 \alpha \cdot \cos \beta s}{a}, \\ M_w &= M_w^0. \end{aligned} \quad (12)$$

Звідси випливає, що згинальні моменти M_u , M_v визначаються геометрією спіралі, а крутний момент M_w є заданою величиною.

Підставляючи знайдені значення величин p , q , r , M_u , M_v , M_w у рівняння (8), обчислюємо перерізаючі сили

$$F_u^0 = \left(A \beta + M_w^0 - \frac{A}{C} M_w^0 \right) \frac{\cos^2 \alpha}{a} \cdot \sin \beta s,$$

$$F_v^0 = \left(A \beta + M_w^0 - \frac{A}{C} M_w^0 \right) \frac{\cos^2 \alpha}{a} \cdot \cos \beta s. \quad (13)$$

Оскільки F_u і F_v взаємно перпендикулярні, можна знайти результуючу перерізаючу силу

$$F_{res} = \sqrt{(F_u^0)^2 + (F_v^0)^2} = \left(A \beta + M_w^0 - \frac{A}{C} M_w^0 \right) \frac{\cos^2 \alpha}{a}. \quad (14)$$

Маючи у своєму розпорядженні величини p , q , r , F_u , F_v за допомогою рівнянь (7) знаходимо зовнішні сили

$$f_u = \left[\left(A \beta + M_w^0 - \frac{A}{C} M_w^0 \right) \left(\frac{M_w^0}{C} - \beta \right) - F_w^0 \right] \frac{\cos^2 \alpha}{a} \cdot \cos \beta s,$$

$$f_v = \left[\left(A \beta + M_w^0 - \frac{A}{C} M_w^0 \right) \left(-\frac{M_w^0}{C} + \beta \right) + F_w^0 \right] \frac{\cos^2 \alpha}{a} \cdot \sin \beta s,$$

$$f_w = 0. \quad (15)$$

Сила контактної взаємодії стержня й стінок порожнини обчислюється за формулою

$$f_n = \pm \sqrt{f_u^2 + f_v^2} = \left[\left(A \beta + M_w^0 - \frac{A}{C} M_w^0 \right) \left(\frac{M_w^0}{C} - \beta \right) - F_w^0 \right] \frac{\cos^2 \alpha}{a} =$$

$$= \left[\left(M_w^0 - \frac{A \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{a} \right) \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{a} - F_w^0 \right] \frac{\cos^2 \alpha}{a}. \quad (16)$$

З неї випливає, що зовнішня розподілена сила f_n , що діє на деформований стержень у формі спіралі з заданим радіусом a напрямної циліндричної поверхні, залежить від прикладеного крутного моменту M_w^0 й кута підйому α спіралі. Значення цих величин, при яких $f_n > 0$ (f_n і \bar{n} спрямовані однаково), відповідають випадку, коли система сил F_u^0 , F_v^0 , f_n і моменту M_w^0 перебуває в рівновазі й стінка порожнини перешкоджає збільшенню радіуса a спіралі (рис. 2 (а)).

При цьому спіраль перебуває в рівновазі за рахунок стінки порожнини, на яку вона здійснює навантаження f_n . Ситуація, у якій $f_n < 0$ (f_n і \bar{n} протилежно спрямовані), реалізується у випадку намотування стержня на циліндричне тіло (рис. 2 (б)). Якщо це тіло прибрати, то вигнутий у

вигляді спіралі стержень під дією заданої системи сил і моменту M_w^0 повернеться у вихідний недеформований стан та набуде прямолінійної форми, яка є стійкою.

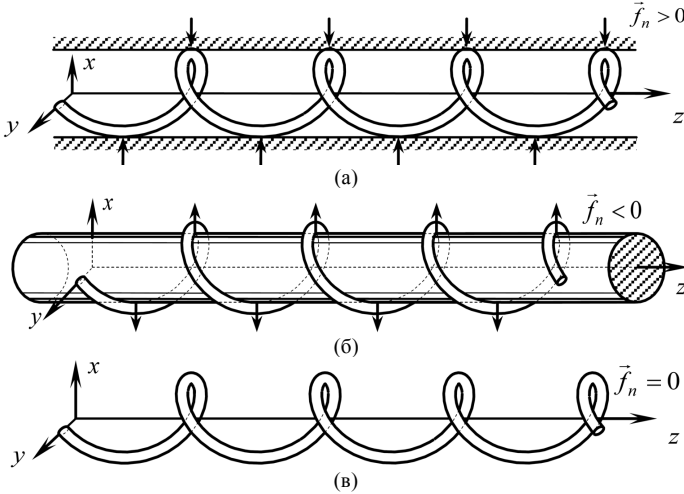


Рис. 2. Схеми спірального деформування стержнів у закритичних станах

Випадок $f_n = 0$ є критичним (рис. 2 (в)), при цьому стержень перебуває в байдужому рівноважному стані.

Виведені формули (10), (12), (13) свідчать про те, що кут χ , моменти M_u , M_v і перерізаючі сили F_u , F_v у спіральному стержні визначаються прикладеним крутним моментом M_w^0 , радіусом a , кутом підйому α і ніяк не пов'язані з поздовжньою силою F_w . Ця сила не входить у рівняння (8), тому вона не залежить від ніяких кінематичних або статичних факторів і їй можна надавати будь-які значення F_w^0 . При цьому, однак, як видно з рівнянь (7), вона суттєво впливає на сили контактної взаємодії f_u , f_v і результуючу силу f_n (див.(16)), а тому й на критичний стан спірального стержня. У зв'язку з цим задача про дослідження стійкості пружного стержня в циліндричній порожнині зі статичної точки зору є двопараметричною і при її рішенні необхідно варіювати величини F_w^0 і M_w^0 . З урахуванням цієї особливості для кожної пари значень F_w^0 , M_w^0 при обраних характеристиках геометричних і механічних властивостей системи будувався графік залежності контактної сили f_n від кута підйому α й визначались критичне значення α , а також ділянки стійких і закритичних станів стержня.

У табл. 1 приведені результати розрахунків критичних значень параметрів бурильних колон при $a = 0,15$; $0,2$ та $0,3$ м з радіусами

перерізу $r_1=0,08415$ м, $r_2=0,07415$ м, виготовлених з матеріалу із пружними характеристиками $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $G = 7,692 \cdot 10^{10}$ Па. Прокоментуємо їх для випадку $a = 0,15$ м, $F_w^0 = -10^5$ Н, $M_w^0 = 10^5$ Н×м (позиція 3 у табл. 1). Як видно тут кут $\alpha = \alpha_{кр} = 88,4^\circ$ є критичним, оскільки при цьому значенні змінна $f_n(\alpha)$ виявилася рівною нулю. Область $\alpha < \alpha_{кр}$, що відповідає силам $f_n < 0$, реалізується в стійких станах стержня, в них пружна спіраль розправляється й набуває вихідну прямолінійну форму. Тому на практиці такі стани не реалізуються. Для їх підтримки необхідно прикладати дуже великі від'ємні сили f_n , при цьому в стержні виникають великі згинальні моменти M_u , M_v , що підраховуються на основі формул (12).

Таблиця 1

Критичні значення параметрів бурильних колон

№	a (м)	F_w^0 (Н)	M_w^0 (Н×м)	$\alpha_{кр}$ (град)	$l_{кр}$ (м)	α^{max} (град)	f_n^{max} (Н/м)	F_{rez}^{max} (Н/м)
1	0,15	0	10^3	–	–	–	–	–
2	0,15	-10^4	10^4	89,5	111,1	89,66	1,23	–
3	0,15	-10^5	10^5	88,4	32,9	88,83	146,69	2,05
4	0,15	-10^6	10^6	83,7	8,6	85,50	25788	2062
5	0,15	0	-10^3	–	–	–	–	–
6	0,15	-10^4	-10^4	89,5	115,4	89,68	1,06	–
7	0,15	-10^5	-10^5	88,6	38,9	89,03	89,59	–
8	0,15	-10^6	-10^6	86,4	14,9	87,48	5484	–
9	0,15	0	10^4	–	–	–	–	–
10	0,15	0	10^5	89,7	200,0	89,80	$4,46 \cdot 10^{-2}$	2,05
11	0,15	0	10^6	87,4	20,5	88,04	447,06	2062
12	0,15	0	10^7	32,9 57,0	0,6 1,4	12,76 67,54	$4,81 \cdot 10^7$ $5,20 \cdot 10^6$	$6,67 \cdot 10^7$ $2,31 \cdot 10^6$
13	0,15	-10^4	0	89,5	111,1	89,66	1,14	–
14	0,15	-10^5	0	88,5	35,7	88,97	113,74	–
15	0,15	-10^6	0	85,2	11,3	86,63	$1,15 \cdot 10^4$	–
16	0,15	-10^7	0	74,2	3,3	79,02	$1,18 \cdot 10^6$	–
17	0,15	10^2	10^4	–	–	–	–	–
18	0,15	10^3	10^5	–	–	–	–	2,05
19	0,15	10^4	10^6	87,5	21,3	88,09	371,03	2062
20	0,2	0	10^3	–	–	–	–	–
21	0,2	-10^4	10^4	89,4	111,11	89,53	1,64	–
22	0,2	-10^5	10^5	87,8	33,04	88,45	195,67	2,75
23	0,2	-10^6	10^6	81,6	8,49	83,97	$3,46 \cdot 10^4$	2751
24	0,2	-10^4	0	89,4	114,28	89,55	1,52	–
25	0,2	-10^5	0	88,0	36,02	88,58	152,31	–
26	0,2	-10^6	0	83,6	11,25	85,50	$1,53 \cdot 10^4$	–
27	0,2	-10^7	0	67,9	3,09	74,92	$1,63 \cdot 10^6$	–
28	0,3	0	10^3	–	–	–	–	–
29	0,3	-10^4	10^4	89,1	115,37	89,32	2,47	–
30	0,3	-10^5	-10^5	86,7	32,8	87,68	293,77	4,12

31	0,3	-10^6	10^6	77,2	8,24	80,84	$5,26 \cdot 10^4$	4136
32	0,3	-10^4	0	89,0	113,2	89,33	2,28	–
33	0,3	-10^3	0	87,0	35,90	87,88	228,67	–
34	0,3	-10^6	0	80,3	11,07	83,21	$2,32 \cdot 10^4$	–
35	0,3	-10^7	0	–	–	–	–	–

Випадки $f_n > 0$ є закритичними, у них спіральний стержень силою F_w^0 і моментом M_w^0 притискається до стінки порожнини й на лінії контакту формується сила тертя μf_n , де $\mu = 0,2$ – коефіцієнт тертя ковзання. Якщо сила F_w^0 і момент M_w^0 можуть подолати силу тертя, то стержень має можливість рухатись й обертатися в порожнині, у протилежному випадку реалізується так званий ефект прихоплення бурильної колони.

Встановлено значення $\alpha^{\max} = 88,83^\circ$, при якому сила f_n нормального тиску на стінку порожнини досягає максимального значення $f_n^{\max} = 146,69 \text{ Н/м}$. У цьому випадку максимальна розподілена сила тертя дорівнює $29,3 \text{ Н/м}$, хоча при цьому перерізаюча сила $F_{rez}^{\max} = 2,05 \text{ Н}$ є невеликою.

Крок осової лінії спіралі підраховувався за допомогою рівності $l_{kp} = 2\pi a \cdot \text{tg}\alpha$. У критичному стані він склав $l_{kp} = 32,9 \text{ м}$.

Зі зменшенням F_w^0 , M_w^0 (позиція 2 у табл. 1) закритичний стан досягається при більшому значенні кута α з більшим кроком l_{kp} і меншими силами f_n і F_{rez} . Якщо $F_w^0 = 0$, $M_w^0 = 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (позиція 1), критичні стани не реалізуються взагалі.

Якщо при правогвинтовій формі закритичного деформування прикладати від'ємні моменти (позиції 5-8), то значення критичних кутів троху збільшуються, а сили контактної взаємодії зменшуються.

У випадках, коли осова сила $F_w^0 = 0$ і деформування здійснюється лише за рахунок крутного моменту M_w^0 (позиції 9 – 12), залежності $f_n = f_n(\alpha)$ дещо ускладнюються і на них з'являються два критичних значення α_{kp} , з яких, однак, лише більше представляє практичний інтерес. Для відповідних величин M_w^0 кроки осової лінії спіралі збільшуються, а силові фактори f_n^{\max} , F_{rez}^{\max} , що при цьому виникають, зменшуються.

Позиції 13 – 16 у табл. 1 відносяться до випадку навантаження стержня лише поздовжньою стискаючою силою F_w^0 при $M_w^0 = 0$.

Перенапруження стержня силою розтягу F_w^0 пов'язане зі стабілізацією його рівноважних станів (позиції 17 – 19). У цьому випадку втрата його

стійкості відбувається при досить великому моменті $M_w^0 = 10^6 H \cdot m$ з кроком спіралі $l_{кр} = 21,3m$ і малим значенням $f_n^{\max} = 371,03 H / m$.

Збільшення радіуса осьової лінії спіралі до $a = 0,2m$ (позиції 20 – 27) приводить до зменшення значень критичного кута $\alpha_{кр}$ і деякого збільшення сил контактної взаємодії f_n^{\max} . Ця тенденція стає більш помітною при збільшенні радіуса a до $0,3m$ (позиції 28 – 35 табл. 1).

Висновки і перспективи подальших розробок у даному напрямку. Поставлені і розв'язані задачі про закритичну поведінку бурильних колон на прямолінійних ділянках у горизонтальних свердловинах. Наведено формули для підрахунку сил контактної взаємодії бурильної колони зі стінкою свердловини, а також внутрішніх перерізаючих сил і згинальних моментів. Знайдені критичні значення поздовжньої сили та крутного моменту і побудовані форми закритичних станів бурильних колон. Отримані розв'язки можуть бути використані для прогнозування критичних та закритичних станів бурильних колон як у горизонтальних, так і у похило-скерованих нафтових та газових свердловинах.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. International Energy Agency. Medium – Term Market Report 2020 / Market Analysis and Forecasts to 2025. — Paris, France — 2021.
2. BP Statistical Review of World Energy — October 2021.
3. Мислюк М. А. Буріння свердловин. Т. 3. Вертикальне та скероване буріння / М. А. Мислюк, І. Й. Рибич, Р. С. Яремійчук — Київ : Інтерпрес ЛТД, 2004. — 294 с.
4. Гайдайчук В. В. Математичне моделювання пружного згинання бурильної колони у каналі криволінійної нафто – газової свердловини / В. В. Гайдайчук, Л. В. Левківська, Я. І. Ковальчик // Опір матеріалів і теорія споруд: Науково – технічний збірник. — Вип. 97. — 2016. — С. 43 — 58.
5. Горбунович И. В. Изучение проблемы выявления критических режимов функционирования бурильных колонн в вертикальных и криволинейных скважинах / И. В. Горбунович, Л. В. Левковская // Вісник Національного транспортного університету. Серія: Технічні науки. Науково – технічний збірник. — Вип. 1 (40). — 2018. — С. 90 — 97.
6. Левківська Л. В. Комп'ютерне визначення зони прихвату бурильної колони у криволінійній свердловині / Л. В. Левківська, І. В. Горбунович // Технології, інструменти та стратегії реалізації наукових досліджень : матеріали Міжнар. Наук. конф., [Луцьк], 10 квіт. 2020 р. / Україна: МЦНД. — С. 91 — 93.
7. Lubinski A. Developments in Petroleum Engineering — Vol. 1 Houston, TX, USA : Gulf Publishing Company, 1987. — 438 pp.
8. Chao Sun, Stanislaw Lukasiewicz. A new model on the buckling of a rod in tubing — Journal of Petroleum Science and Engineering. — 2006. — Vol. 50. — P. 78 — 82.
9. Cunha J.C. Buckling of tubulars inside well bores: a review on recent theoretical and experimental works — SPE Drilling & Completion. — 2004. — Vol. 19. — No. 1. — P. 13 — 19.
10. Robert F. Mitchell, Stefan Miska. Helical buckling of pipe with connectors and torque — SPE Drilling & Completion. — 2006. — Vol. 21. — No. 2. — P. 108 — 115.
11. Robert F. Mitchell. The twist and shear of helically buckled pipe — SPE Drilling & Completion. — 2004. — Vol. 19. — No. 1. — P. 20 — 28.

REFERENCES

1. International Energy Agency. Medium – Term Market Report 2020 / Market Analysis and Forecasts to 2025. – Paris, France, 2021.
2. BP Statistical Review of World Energy, October 2021.
3. *Myslyuk M.A.* Burinnya sverdlodyn. T. 3. Vertykalne ta skerovane burinnya (Drilling wells. Vol. 3. Vertical and directional drilling) / M. A. Myslyuk., I. Y. Rybchych, R. S. Yaremnychuk – Kyiv : Interpres LTD, 2004, 294 pp.
4. *Haydaychuk V.V.* Matematychnye modelyuvannya pruzhnogo zhyvannya burylnoyi kolony u kanali kryvoliniynoyi nafto – hazovoyi sverdlodynny (Mathematical modeling of elastic bending of the drill string in the channel of a curved oil and gas well) / V.V. Haydaychuk, L.V. Levkivska, Ya.I. Kovalchuk // *Opir materialiv i teoriya sporud: Naukovo – tekhnichnyy zbirnyk*, 2016, Vol. 97, P. 43 – 58.
5. *Horbunovych Y.V.* Yzuchenye problemy vyyavleniya krytycheskykh rezhymov funktsyonyrovannya burylnykh kolonn v vertykalnykh y kryvolinyeynykh skvazhynakh (Mathematical modeling of the drill string in the channel of a curved oil and gas well) / Y.V. Horbunovych, L.V. Levkovskaya // *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky. Naukovo – tekhnichnyy zbirnyk*, 2018, Vol. 1 (40), P. 90 – 97.
6. *Levkivska L. V.* Kompyuterne vyznachennya zony prykhvatu burylnoyi kolony u kryvoliniyniy sverdlodyn (Computer determination of the zone of attachment of the drill string in a curved well) / L. V. Levkivska, I. V. Horbunovych // *Tekhnolohiyi, instrumenty ta stratehiyi realizatsiyi naukovykh doslidzhen : materialy Mizhnar. Nauk. konf., [Lutsk], 10 kvit. 2020 r. / Ukraina: MTSND*, P. 91 – 93.
7. *Lubinski A.* Developments in Petroleum Engineering, Vol. 1 Houston, TX, USA : Gulf Publishing Company, 1987, 438 pp.
8. *Chao Sun, Stanislaw Lukaszewicz.* A new model on the buckling of a rod in tubing. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2006, Vol. 50, P. 78 – 82.
9. *Cunha J.C.* Buckling of tubulars inside wellbores: a review on recent theoretical and experimental works. *SPE Drilling & Completion*, 2004, Vol. 19, No. 1, P. 13 – 19.
10. *Robert F. Mitchell, Stefan Miska.* Helical buckling of pipe with connectors and torque. *SPE Drilling & Completion*, 2006, Vol. 21, No. 2, P. 108 – 115.
11. *Robert F. Mitchell.* The twist and shear of helically buckled pipe. *SPE Drilling & Completion*, 2004, Vol. 19, No. 1, P. 20 – 28.

Стаття надійшла 12.10.2022

Гайдайчук В.В., Левківська Л.В., Лазарева М.В.

ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАКРИТИЧНОЇ ПОВЕДІНКИ БУРИЛЬНИХ КОЛОН У ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИНАХ

Визначальним фактором сучасних змін світового енергетичного балансу та його структури, а також світового розвитку нафтогазової галузі, нині виступає технологічний фактор. У результаті з'явилися і набули розвитку принципово нові категорії горизонтальних та похило-скерованих свердловин. Саме вони дають кратне збільшення дебітів, оскільки багаторазово збільшують площу видобутку. Їх застосовують при освоєнні шельфових проєктів, у болотистих і сильно ускладнених місцевостях, для підвищення нафтовіддачі пластів, відновлення недіючого фонду свердловин.

Нові технології, засновані на методі горизонтального буріння, справили справжню революцію в практиці та теорії світового нафтовидобутку, оскільки дали можливість розбурювання шельфових родовищ нафти і газу з берега, без будівництва дорогих морських основ і платформ.

При бурінні горизонтальних свердловин, як правило, основною причиною виникнення пошатнутих ситуацій є втрата стійкості бурильної колони, її біфуркаційне випинання і гранична фрикційна взаємодія зі стінкою свердловини. Питання теоретичного моделювання явища нестійкого випинання колон пов'язані зі значними труднощами, головна з яких обумовлена необхідністю постановки граничної задачі Штурма-Ліувілліа на великій довжині бурильної колони. Оскільки для глибоких свердловин бурильна колона за своїми

геометричними параметрами стає подібною людській волосині, багато традиційних математичних методів, які використовуються для інтегрування розв'язувальних рівнянь, стають у цих випадках погано збіжними.

На основі теорії гнучких криволінійних стержнів поставлено задачу про теоретичне моделювання закритичних станів бурильних колон з урахуванням їхньої контактної взаємодії зі стінками нафто-газових свердловин. Побудовано аналітичні розв'язки задачі, що визначають критичні значення зовнішніх розтягуювальної або стискаючої поздовжньої сили та крутного моменту при заданій різниці діаметрів порожнини і бурильної колони, встановлені зони закритичних станів бурильних колон.

Ключові слова: бурильна колона, горизонтальна свердловина, прямі та обернені задачі, крутний момент, внутрішні і зовнішні сили, критичний стан.

Gaidaichuk V.V., Levkivska L.V., Lazareva M.V.

FORECASTING SUPERCRITICAL BEHAVIOR OF DRILL STRINGS IN HORIZONTAL WELLS

The determining factor in the current changes in the world energy balance and its structure, as well as the global development of the oil and gas industry, is currently the technological factor. As a result, fundamentally new categories of horizontal and inclined wells appeared and developed. They give a multiple increase in flow rates, as they increase the production area many times over. They are used in the development of offshore projects, in swampy and very difficult areas, to increase oil recovery, restoration of inactive wells.

New technologies based on the method of horizontal drilling have revolutionized the practice and theory of world oil production, as they have allowed the destruction of offshore oil and gas fields without the construction of expensive offshore foundations and platforms.

When drilling horizontal wells, as a rule, the main cause of emergencies is the loss of stability of the drill string, its bifurcation protrusion and the maximum frictional interaction with the well wall. The issues of theoretical modeling of the phenomenon of unstable protrusion of columns are associated with significant difficulties, the main of which is due to the need to set the Sturm-Liouville boundary value problem on a large length of drill string. Because for deep wells, the drill string becomes geometrically similar to a human hair, many traditional mathematical methods used to integrate solving equations become poorly convergent in these cases.

Based on the theory of curvilinear flexible rods, the problem of theoretical modeling of supercritical states of drill strings taking into account their contact interaction with the walls of oil and gas wells is set. Analytical solutions of the problem are constructed, which determine the critical values of external tensile or compressive longitudinal force and torque at a given difference in the diameters of the cavity and the drill string, the zones of supercritical states of drill strings are established.

Key words: drill string, horizontal bore-hole, direct and inverse problems, geometric imperfections, internal and external forces, critical state.

УДК 539.3

Гайдайчук В.В., Левківська Л.В., Лазарева М.В. Прогнозування закритичної поведінки бурильних колон у горизонтальних свердловинах // Опір матеріалів і теорія споруд: наук.-тех. збірн. – К.: КНУБА. 2023. – Вип. 110. – С. 118–130.

В статті знайдені критичні значення зовнішніх розтягуювальної або стискаючої поздовжньої сили та крутного моменту, встановлені зони закритичних станів бурильних колон.

Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 11 назв.

UDC 539.3

Gaidaichuk V.V., Levkivska L.V., Lazareva M.V. Forecasting supercritical behavior of drill strings in horizontal wells // Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific-and-technical collected articles. – К.: KNUBA. 2023. – Issue 110. – P. 118 – 130.

The critical values of external tensile or compressive longitudinal force and torque are found in the article, the zones of supercritical states of drill strings are established.

Tabl. 1. Fig. 2. Ref. 11.

Автор (вчена ступень, вчене звання, посада): доктор технічних наук, завідувач кафедри теоретичної механіки КНУБА ГАЙДАЙЧУК Віктор Васильович.

Адреса робоча: 03680 Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теоретичної механіки, Гайдайчуку Віктору Васильовичу.

Адреса домашня: Україна, м. Київ, вул. Миколи Закровського, 27/2, кв. 64.

Робочий тел.: +38(044) 241-55-36

Мобільний тел.: +38(097) 542-94-27

E-mail: viktor_gaydaychuk@bigmir.net

ORCID ID: <http://orcid.org/0000-0003-2059-7433>

Автор (вчена ступень, вчене звання, посада): кандидат технічних наук, доцент кафедри вищої математики НТУ, ЛЕВКІВСЬКА Людмила Володимирівна.

Адреса робоча: 01103 Україна, м. Київ, вул. М. Бойчука 42, к. 514, Національний транспортний університет, ЛЕВКІВСЬКІЙ Людмилі Володимирівні.

Робочий тел.: +38(044) 284-71-09

Мобільний тел.: +38(097) 547-57-24

E-mail: l_v_g@ukr.net

ORCID ID: <http://orcid.org/0000-0002-5589-5257>

Автор (вчена ступень, вчене звання, посада): кандидат технічних наук, старший викладач кафедри опору матеріалів КНУБА, ЛАЗАРЕВА Марина Вікторівна.

Адреса робоча: 03680 Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра опору матеріалів, Лазаревій Марині Вікторівні.

Робочий тел.: +38(044) 241-54-21

Мобільний тел.: +38(093) 167-10-98

E-mail: lazareva.mv@knuba.edu.ua

ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-7573-1268>