

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЧНОЇ ПОВЕДІНКИ БУРИЛЬНИХ КОЛОН У НАДГЛИБОКИХ ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИНАХ

В.В.Гайдайчук, В.І.Гуляєв, С.М.Худолій, Л.В.Гловач

*Національний транспортний університет, 01010, Київ, вул. Суворова, 1,
e-mail: viktor_gaidaichuk@bigmir.net*

Исследованы вопросы квазистатического равновесия протяженных криволинейных буровых колонн. На основе постановки прямой и обратной задачи механики криволинейных гибких стержней сформулированы уравнения баланса внутренних и внешних сил, которые действуют на буровую колонну в криволинейной скважине. Рассмотрены операции спуско-подъемных работ и вращения буровых колонн в процессе их функционирования. Предложена методика вычисления внутренней продольной силы, а также сил контактного взаимодействия колонны со стенкой скважины и сил трения. Рассмотрен пример. Показано, что даже малые геометрические отклонения траектории скважины от заданной формы существенным образом влияют на равновесие внешних и внутренних сил.

The questions of quasistatic equilibrium of elongated curvilinear drill columns are investigated. The equations of balance of external and internal forces acting on a drill string in curvilinear well are formulated on the basis of statement of direct and inverse problems of curvilinear flexible rod mechanics. The descending - ascending operations and the drill string rotation during function are considered. The technique of calculation of internal longitudinal force, forces of the drill string interaction with the well wall and friction forces is proposed. An example is considered. It is shown, that even small geometrical imperfections of the well shape essentially influence on the balance of external and internal forces.

Вступ

Один із способів збільшення об'ємів нафтових та газових палив, що відбирають із підземних резервуарів, пов'язаний із прокладанням криволінійних свердловин, що пронизують нафтоносні й газоносні прошарки уздовж їх ламінованої структури і тому покривають більші ділянки видобутку палива. Оскільки при застосуванні такої технології зменшується загальне число прохідних колодязів і дебіт криволінійних свердловин виявляється на порядок вищим дебіту вертикальних свердловин, то найближчим часом буріння свердловин складної конфігурації стане основним у більшості країн світу [1, 2].

Однак практичне впровадження технології буріння свердловин складної просторової орієнтації вимагає відповідного математичного моделювання для проектування їх оптимальних траєкторій і використання сучасних техніки й технології для їх прокладання. При цьому найбільший інтерес викликають питання визначення зовнішніх і внутрішніх сил, а також крутних моментів, що діють на бурову колонну (БК) у криволінійній свердловині при її спуску, підйомі та функціонуванні. Моделювання сил опору та динамічних явищ, що супроводжують буріння свердловин, дозволяє вирішувати такі фундаментальні задачі як одержання стовбура необхідної форми, уникнення поздовжніх і поперечних коливань колони, а також зменшення сил контактної та фрикційної взаємодії між колоною і стінкою свердловини, за рахунок чого досягається зменшення зношування БК і замкових з'єднань, виключається незаплановане викривлення осьової лінії свердловини і, як наслідок,

док, запобігаються тяжкі позаштатні ситуації в процесі буріння.

З міркувань мінімізації сил опору переміщенню колони криволінійна свердловина повинна мати найменшу довжину й викривленість, а також розташовуватися в одній площині. Виходячи із цих вимог фірмами США, Англії й Росії розроблялися свердловини найпростіших профілів у формі J і S [1]. Однак останнім часом, враховуючи особливості географічного розташування й геологічної структури нафтогазового родовища, а також економічні та екологічні умови, все частіше бурять свердловини більш складних обрисів. Одним із широко відомих методів проектування геометрії криволінійних свердловин є метод мінімальної кривизни. Аналіз його переваг і особливостей практичного застосування представлений у статті [6]. Його суть полягає в тому, що траєкторія криволінійної свердловини представляється у вигляді низки плавноточуваних кругових арок і відрізків прямих.

Зазвичай розрахунок сил опору здійснюється за спрощеними схемами із застосуванням моделей гнучких ниток [3, 4]. В даній роботі ці задачі вирішуються у більш точній постановці із застосуванням теорії гнучких криволінійних стержнів.

Основні розрахункові співвідношення

При постановці задач моделювання механіки нафтових і газових криволінійних бурових колон як одна з основних вимог, як правило, виступає умова мінімізації сил опору переміщенню й обертанню БК за рахунок контактної та фрикційної взаємодії колони і стінки

свердловини. У випадку використання математичної моделі статичного поведіння криволінійної БК у вигляді абсолютно гнучкої нитки ці розрахунки проводяться у два етапи [4]. Спочатку без врахування сил тертя розраховуються сили контактної взаємодії БК і стінки свердловини, а потім за допомогою закону Кулона по знайдених контактних силах обчислюють сили тертя. Такий підхід не є повністю коректним, тому що внутрішні сили натягу і контактні сили істотно залежать від сил тертя і не можуть обчислюватися незалежно від них. Нижче запропонована методика, у якій всі внутрішні та зовнішні сили, що діють на стержневу конструкцію БК, обчислюються спільно. Поставимо задачу про обчислення статичних і динамічних внутрішніх та зовнішніх сил, що діють на різних етапах функціонування бурильної колони в криволінійній свердловині. Для опису напружено-деформованого стану БК будемо застосовувати теорію гнучких криволінійних стержнів, що представлена в роботі [5]. Методика дослідження нелінійного згинання бурильних колон, що викладається нижче, базується на основних співвідношеннях цієї роботи, пов'язаних із застосуванням системи напрямних косинусів для опису кінематики згинання. Будемо вважати, що завдяки малості діаметра труби колони порівняно з радіусом кривизни її осьової лінії, матеріал колони працює в пружній стадії. Отже, аналіз деформування БК можна проводити на основі лінійного формулювання закону Гука.

Введемо нерухому систему координат $Oxyz$ з ортами $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$, вісь Oz якої спрямована вертикально вниз, і параметр ϑ , що задає осьову лінію колони в свердловині рівняннями

$$x = \varphi(\vartheta), \quad y = \psi(\vartheta), \quad z = \chi(\vartheta) \quad (1)$$

Випишемо основні співвідношення механіки гнучких стержнів [5]. За звичай вони формулюються за допомогою координати s , яка визначається довжиною осьової лінії від деякої початкової точки до поточної. Зв'язок між змінними ϑ і s задається диференціальною залежністю

$$ds = D d\vartheta, \quad (2)$$

$$де \quad D = \sqrt{(\dot{\varphi})^2 + (\dot{\psi})^2 + (\dot{\chi})^2}.$$

Будемо розглядати колону як криволінійний стержень. Для опису його геометрії використаємо природний тригранник Френе з одиничними векторами головної нормалі \vec{n} , біномалі \vec{b} і дотичної $\vec{\tau}$, а також рухому систему осей (u, v, w) , осі u, v якої збігаються з головними центральними осями інерції площі поперечного перерізу, а вісь w спрямована уздовж орта $\vec{\tau}$.

Тоді рівняння рівноваги зовнішніх і внутрішніх сил (\vec{f}, \vec{F}) , а також моментів (\vec{m}, \vec{M}) , прикладених до елемента стержня, мають вигляд:

$$\frac{d\vec{F}}{ds} = -\vec{\omega}_\chi \times \vec{F} - \vec{f},$$

$$\frac{d\vec{M}}{ds} = -\vec{\omega}_\chi \times \vec{M} - \vec{\tau} \times \vec{F} - \vec{m}. \quad (3)$$

Тут $\vec{\omega}_\chi$ – вектор Дарбу, зумовлений рівністю

$$\vec{\omega}_\chi = \frac{1}{R} \vec{b} + \left(\frac{1}{T} + \frac{d\chi}{ds} \right) \vec{\tau}.$$

Величини R і T , що входять у цю формулу, являють собою радіуси кривизни і кручення відповідно, χ – кут між ортом \vec{n} і віссю u .

Позначимо проекції векторів \vec{F} і \vec{M} на осі u, v, w відповідно $F_u, F_v, F_w, M_u, M_v, M_w$. Тут F_u, F_v – перерізаючі сили; F_w – поздовжня сила; M_u, M_v – згинальні моменти; M_w – крутний момент. Проекції вектора \vec{f} на відповідні осі складають f_u, f_v, f_w . Вони визначаються силами ваги, силами контактної взаємодії та силами тертя між трубою бурильної колони і стінкою свердловини.

З огляду на те, що осі (u, v, w) є головними осями згину та кручення елемента стержня, проекції M_u, M_v, M_w моменту \vec{M} на ці осі виразимо у формі закону Гука

$$M_u = A(p - p_0), \quad M_v = B(q - q_0), \quad (4)$$

$$M_w = C(r - r_0),$$

$$A = E I_u, \quad B = E I_v, \quad C = G I_w.$$

Тут p, q, r – функції кривини та кручення стержня в деформованому стані; p_0, q_0, r_0 – ці ж функції у вихідному недеформованому стані; A, B, C – жорсткості при вигинанні та крученні; E, G – модуль пружності та модуль зсуву матеріалу стержня; I_u, I_v – моменти інерції поперечного перерізу стержня; I_w – полярний момент інерції.

Після врахування рівності $A = B$ для трубчастих стержнів та відповідних проектувань на осі u, v, w рівняння (3) зводяться до трьох скалярних рівнянь силової групи

$$dF/ds = r F - q F_w - f,$$

$$dF_v/ds = p F_w - r F_u - f_v, \quad (5)$$

$$dF_w/ds = q F_u - p F_v - f_w$$

і трьох рівнянь моментної групи

$$A dp/ds = A dp_0/ds - C qr + C qr_0 + B qr -$$

$$- B q_0 r + F_v - m_u$$

$$B dq/ds = B dq_0/ds - Ar p + Ar p_0 + Cr p -$$

$$- C r_0 p - F_u - m_v$$

$$C dr/ds = C dr_0/ds - m_w. \quad (6)$$

За допомогою співвідношень (4)–(6) можна обчислити внутрішні та зовнішні сили, що діють на бурильну колону при спуску – підйомі, і крутних моментів при обертанні. Спочатку розглянемо випадок, коли $p_0 = 0, r_0 = 0, r = 0,$

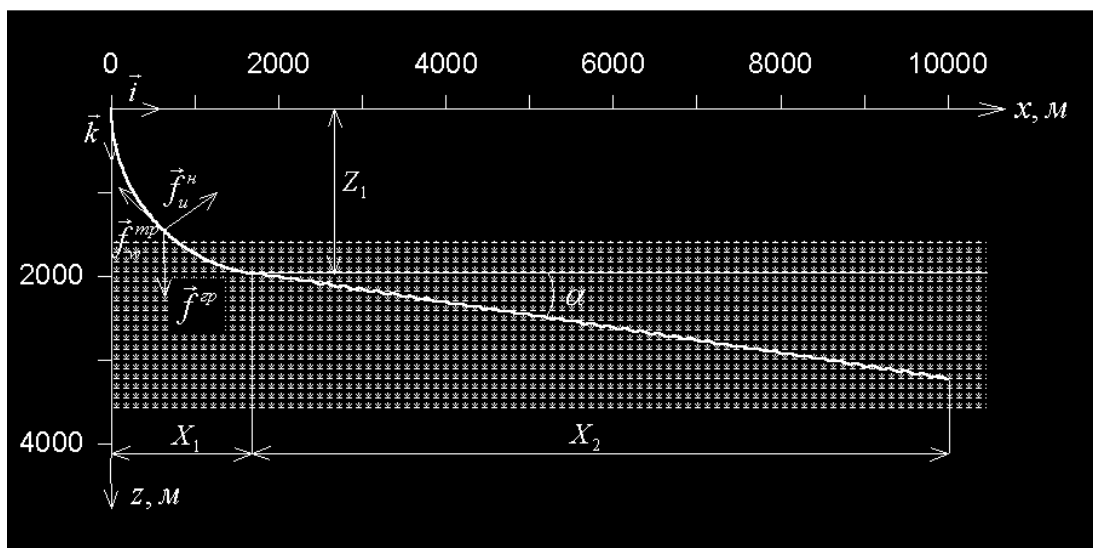


Рисунок 1 — Геометрична схема похило-скерованої свердловини

колона не обертається і $m_w = 0$. Тоді за допомогою перших двох рівнянь системи (6) знаходимо

$$F_u = -B \left(\frac{dq}{ds} - \frac{dq_o}{ds} \right), \quad F_v = 0. \quad (7)$$

Для визначення чотирьох невідомих функцій F_w, f_u, f_v, f_w , що залишилися, будемо використовувати три рівняння (5) і додаткову умову фрикційної взаємодії труби колони та стінок свердловини. При цьому будемо вважати, що зовнішні сили f_u, f_v, f_w складаються із сил гравітації $f_u^{zp}, f_v^{zp}, f_w^{zp}$, сил f_u^H, f_v^H нормальної взаємодії труби колони і стінок свердловини й сил тертя f_w^{mp} (рис. 1), тобто

$$f_u = f_u^{zp} + f_u^H, \quad f_v = f_v^{zp} + f_v^H, \\ f_w = f_w^{zp} + f_w^{mp}.$$

Компоненти $f_u^{zp}, f_v^{zp}, f_w^{zp}$ знаходяться шляхом проектування вектора інтенсивності сил ваги $\vec{f}^{zp} = (\gamma_{mp} - \gamma_{жс}) g \vec{k}$ на осі u, v, w

$$f_u^{zp} = (\gamma_{mp} - \gamma_{жс}) g n_z, \\ f_v^{zp} = (\gamma_{mp} - \gamma_{жс}) g b_z, \quad (8) \\ f_w^{zp} = (\gamma_{mp} - \gamma_{жс}) g \tau_z.$$

Тут $\gamma_{mp}, \gamma_{жс}$ – погонні густини труби та рідини, відповідно; g – прискорення вільного падіння.

Тоді з рівнянь (5) знаходимо

$$qF_w + f_u^H = B d^2 q / ds^2 - B d^2 q_o / ds^2 - \\ - (\gamma_{mp} - \gamma_{жс}) g n_z, \\ f_v^H = -(\gamma_{mp} - \gamma_{жс}) g b_z, \quad (9)$$

$$dF_w / ds + f_w^{mp} = B q dq_o / ds - B q dq / ds - \\ (\gamma_{mp} - \gamma_{жс}) g \tau_z.$$

До цих рівнянь додаємо умову фрикційної взаємодії між колоною та стінкою свердловини. З урахуванням прийнятих припущень розподілену силу тертя f_w^{mp} в кожній точці контакту при спуску-підйомі можна виразити через повну силу нормального тиску $\sqrt{(f_u^H)^2 + (f_v^H)^2}$ й коефіцієнт тертя μ :

$$f_w^{mp} = \pm \mu \cdot \sqrt{(f_u^H)^2 + (f_v^H)^2}. \quad (10)$$

У правій частині цієї рівності й далі в інших рівностях верхній знак відповідає випадку підйому бурильної колони, нижній – її спуску.

Квазістатичні стани бурильних колон при різних кутах нахилу

Приведемо результати розрахунку зовнішніх і внутрішніх сил, що діють на БК у свердловині із плоскою осьюовою лінією. Вважатимемо, що свердловина складається із двох ділянок (рис. 1). Перша ділянка має форму дуги кола радіуса $R_1 = 2000 \text{ м}$. Друга ділянка (похило-скерована) має викривленість у формі косинусоїди малої амплітуди h , що моделює геометричні недосконалості свердловини на цій ділянці. Вісь відліку косинусоїди нахилена до горизонталі (осі Ox) під кутом α . Довжина осьової лінії першої ділянки становить $L_1 = R_1(\pi/2 - \alpha)$, довжина другої ділянки без врахування її викривленості $L_2 = 8000 \text{ м}$. У точці $x = X_1 = R_1(1 - \sin \alpha)$, $z = Z_1 = R_1 \cos \alpha$ ці ділянки з'єднані без розриву функції кута нахилу дотичної. Будемо варіювати кут α , амплітуду h , а також довжину l хвилі косинусоїди і дослідимо вплив цих величин на напружений стан БК та сили опору, що виникають при її підйомі й спуску.

Рівняння осьової лінії свердловини на першій ділянці має вигляд

$$x = R_1 (1 - \cos (s / R_1)), \quad y = 0, \\ z = R_1 \sin (s / R_1) \quad [0 \leq s \leq R_1(\pi / 2 - \alpha)],$$

де: $s = R_1 \vartheta$; ϑ – кутова координата.

На основі цих рівностей знаходимо

$$\begin{aligned} \tau_x &= \sin(s/R_1), & \tau_z &= \cos(s/R_1), \\ n_x &= \cos(s/R_1), & n_z &= -\sin(s/R_1), \\ q &= 1/R_1, & r &= 0. \end{aligned} \quad (11)$$

На другій ділянці свердловини рівняння її осьової лінії обрані у формі

$$\begin{aligned} x &= X_1 + l(\vartheta - \pi/2 + \alpha) \cos \alpha / (2\pi) + \\ &+ h \sin \alpha [1 - \cos(\vartheta - \pi/2 + \alpha)], \\ z &= Z_1 + l(\vartheta - \pi/2 + \alpha) \sin \alpha / (2\pi) - \\ &- h \cos \alpha [1 - \cos(\vartheta - \pi/2 + \alpha)]. \end{aligned} \quad (12)$$

Оскільки параметр ϑ у цих рівняннях не дорівнює довжині осьової лінії свердловини, величина ds у рівняннях (9), (10) задається у вигляді (2)

$$\begin{aligned} ds &= D d\vartheta = \\ &= \sqrt{l^2 / 4\pi^2 + h^2 \sin^2(\vartheta - \pi/2 + \alpha)} d\vartheta. \end{aligned} \quad (13)$$

Рівності (12) і (13) використовуються для підрахунку ортів \vec{e} , \vec{n} , \vec{b} і функцій кривизни

$$p=0, \quad q = -lh \sin(\vartheta + \alpha) / (2\pi \sqrt{a^3}), \quad r=0,$$

де $a = l^2 / 4\pi^2 + h^2 \sin^2(\vartheta + \alpha)$.

З їх допомогою будуються розв'язувальні рівняння (9) на другій ділянці колони.

Для досліджень вибрані наступні значення визначальних величин: $R_1 = 2000 \text{ м}$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$$\gamma_{mp} = \pi \rho_{mp} \frac{d_1^2 - d_2^2}{4}; \quad \gamma_{жс} = \pi \rho_{жс} \frac{d_1^2 - d_2^2}{4};$$

$$d_1 = 0,1683 \text{ м}; \quad d_2 = 0,1483 \text{ м}; \quad \rho_{mp} = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{жс} = 1,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \quad \mu = 0,2. \text{ Сила ваги } G \text{ всієї}$$

бурильної колони при обраних значеннях параметрів та $h=0$ склала $G=2090,5 \text{ кН}$.

Розрахунки виконані при значеннях кута нахилу до горизонталі колони на другій ділянці $\alpha = 0,9 \arctg \mu = 0,1776 \text{ рад.}$, $\alpha = \arctg \mu = 0,1974 \text{ рад.}$, $\alpha = 1,1 \arctg \mu = 0,2171 \text{ рад.}$ і параметрів h , l , що визначають амплітуду $0,1 \leq h \leq 5 \text{ м}$ і довжину хвилі $100 \leq l \leq 400 \text{ м}$ гармоніки косинусоїдального відхилення геометрії свердловини від прямолінійної форми. Результати обчислень у випадку підйому БК свідчать про те, що при довжині хвилі $l \geq 200 \text{ м}$, сила $F_w(0)$, з якою БК підтримується в точці її підвісу до бурильної установки, мало залежить від h і не перевищує G зі зміною α . При $l=100 \text{ м}$ вплив величини h на силу $F_w(0)$ стає відчутним, а при $l < 100 \text{ м}$ ця величина швидко зростає й починає набагато перевершувати G .

Якщо в процесі спуску колони сили тертя перевищують сили ваги, що діють на БК на першій ділянці, тоді для здійснення операції спуску колони її потрібно штовхати вниз у точці підвісу. Очевидно, що при таких параметрах системи ця операція не може бути здійснена.

Щоб підібрати значення кута α , при якому БК могла б спускатися у свердловину під дією сил ваги без підштовхування її зверху, були проведені розрахунки при величині α , що лежить в околі значення кута тертя $\arctg \mu$. На рис. 2 зображені графіки залежності $F_w(0)$ від h при $l=100 \text{ м}$ для випадків $\alpha = 0,9 \arctg \mu$ (крива 1), $\alpha = \arctg \mu$ (крива 2) і $\alpha = 1,1 \arctg \mu$ (крива 3). Можна бачити, що при $\alpha = 0,9 \arctg \mu$ значення $F_w(0)$ виявляється набагато меншим G і в проміжку $2,5 < h < 3,6 \text{ м}$ воно швидко падає до нуля, стаючи потім від'ємним. Тому процес спуску БК із таким кутом α нахилу її другої ділянки може бути реалізований при значеннях амплітуди недосконалостей $h < 3,6 \text{ м}$. Збільшення кута α до величини $\arctg \mu$ приводить до збільшення сили $F_w(0)$ й граничного значення h до $6,2 \text{ м}$. Найбільш сприятливим для реалізації процесу спуску є, звичайно, випадок $\alpha = 1,1 \arctg \mu$, при якому граничне значення h досягає $8,25 \text{ м}$.

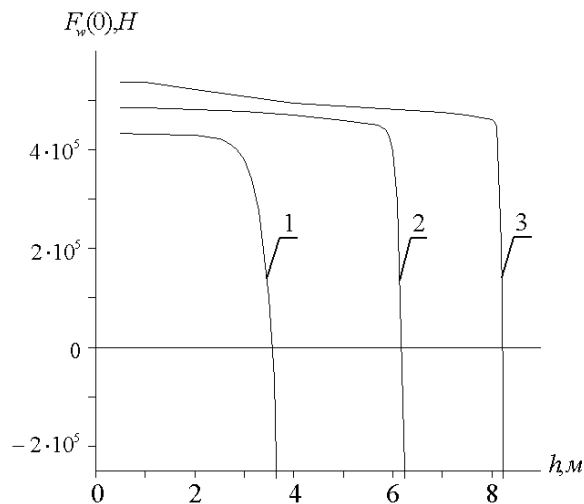


Рисунок 2 — Графік залежності поздовжньої сили в точці підвісу від амплітуди хвилі геометричної недосконалості свердловини при різних значеннях кута нахилу α

На рис. 3 зображені залежності $F_w(0)$ від довжини хвилі l при $h=1 \text{ м}$ для тих же кутів α , порядок нумерації кривих 1, 2, 3 збережений. З наведених графіків видно, що випадок $\alpha = 1,1 \arctg \mu$ є найкращим для здійснення операції спуску БК, причому граничне значення величини l перебуває в околиці 50 м .

На завершення відзначимо, що в даних дослідженнях розрахунки виконані для випадків спуско-підйомальних операцій колон, які не обертаються. Однак очевидно, що обертання БК призведе до істотної перебудови сил тертя й зміни балансу зовнішніх і внутрішніх сил. Розроблене авторами даної роботи програмне забезпечення дозволяє проводити подібні розрахунки з урахуванням і цього фактора.

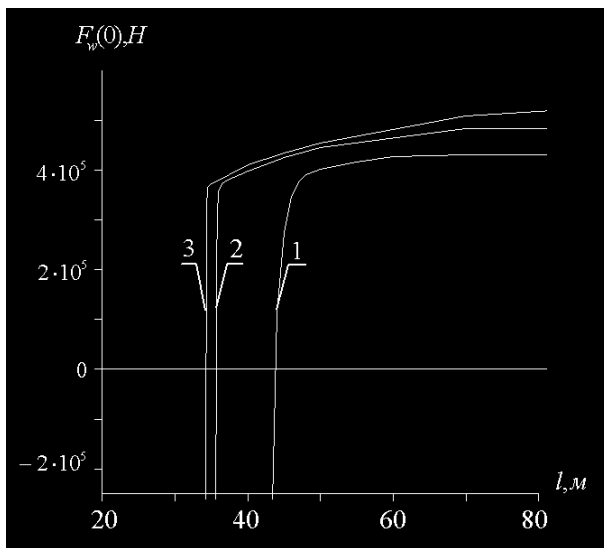


Рисунок 3 — Графік залежності поздовжньої сили в точці підвісу від довжини хвилі геометричної недосконалості свердловини при різних значеннях кута нахилу α

Література

1 Мислюк М.А., Рибчич І.Й., Яремійчук Р.С. Буріння свердловин: У 5 т. — К.: Інтерпрес ЛТД. — Т.3: Вертикальне та скероване буріння. — 2004. — 294 с.

2 Чан Суан Дао, Ширинзаде С.А. Новые профили наклонно-направленных скважин на месторождениях "Белый Тигр" и "Дракон" // Азербайджанское нефтяное хозяйство. — 1999. — № 1. — С.18-26.

3 Bernt S. Aadnoy and Ketil Anderson Design of oil wells using analytical friction models // Journal of Petroleum Science and Engineering, 2001, Vol.32, №1, p. 53-71.

4 Ioho A.W., Meize R.A., Millheim K.K., Crumrine M.J. Lessons from integrated analysis of GOM drilling performance // SPE Drilling & Completion. — March 2005. — p. 6-16.

5 Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Кошкин В.Л. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней. — К.: Наукова думка, 1992. — 344 с.

6 Стасенко В.М., Карпенко В.М., Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Соловйов І.Л., Гловач Л.В. Визначення навантажень на бурову установку під час спуско-підймальних операцій у похило спрямованих свердловинах // Нафтова і газова промисловість. — 2006. — №6. — С. 6-10.

7 Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Соловйов І.Л., Гловач Л.В. Математическое моделирование сил сопротивления перемещению и вращению наклонно-направленных буровых колонн // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. — 2006. — №7. — С. 17-22.