



Прийнято 20.10.2025. Прорецензовано 10.11.2025. Опубліковано 26.12.2025.

УДК 622.24.08

DOI: 10.31471/1993-9868-2025-2(44)-136-147

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ КОЛИВАНЬ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ГЕНЕРАТОРА ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ

Слабий О. О. *

Кандидат технічних наук, доцент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<https://orcid.org/0000-0002-1274-2875>

e-mail: burewisnyk@gmail.com

Гриджук Я. С.

Доктор технічних наук, професор

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<https://orcid.org/0000-0002-1429-8640>

e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Кондур Т. І.

Аспірант

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<https://orcid.org/0009-0009-4629-030X>

e-mail: tkondur@gmail.com

Анотація. У роботі оцінюється ефективність застосування генераторів осьових коливань бурильної колони з різними формами збурювальної сили. Актуальність дослідження обумовлена необхідністю подолання значних сил тертя та підвищенням механічної швидкості буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Дослідження проведено на основі чисельного моделювання із використанням розробленої в середовищі Modelica імітаційної моделі бурильної колони. Бурильну колону представлено як складений стрижень з розподіленими параметрами по довжині, із встановленим генератором осьових коливань, що розташований у похило-скерованій свердловині, заповненій промивальною рідиною. Для моделювання використано спрощену (soft-string) модель бурильної колони. Враховано в'язку взаємодію між колоною та промивальною рідиною, а контакт зі стінками свердловини описано за допомогою моделі тертя Стрібека. Розглянуто шість типів форм коливань: гармонічну, трикутну, трапецієподібну, суму двох синхронних гармонічних компонент, а також модифіковані трикутну та трапецієподібну. Обрані форми відповідають типовим робочим характеристикам наявних генераторів осьових коливань або, згідно з оглядом літератури, мають забезпечувати підвищену ефективність у подоланні сил тертя та можуть бути реалізовані технологічно. Усі варіанти моделювалися за однакової частоти збурювальної сили. Амплітуди сигналів обиралися так, щоб середньоквадратичне значення було однаковим для всіх форм, що відповідає рівним енергетичним затратам на створення коливань. Результати моделювання для ділянки бурильної колони, розташованої в похило-скерованій свердловині з азимутальним кутом 39° , показали, що трапецієподібна форма коливань є найефективнішою.

Запропоноване посилання: Слабий, О. О., Гриджук, Я. С. & Кондур, Т. І. (2025). Дослідження впливу форми коливань на ефективність роботи генератора осьових коливань. Нафтогазова енергетика, 2(44), 136-147. doi: 10.31471/1993-9868-2025-2(44)-136-147.

* Відповідальний автор



Copyright © The Author(s). This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Загалом порівняльний аналіз свідчить, що ефективність генератора осьових коливань зростає зі збільшенням СКЗ нормованої функції, яка описує форму коливань. Відтак, найбільш результативними є форми коливань, що є більш плоскими (менш загостреними) та енергонасиченими, що сприяє кращій передачі осьового навантаження та зменшенню сил тертя.

Ключові слова: генератор осьових коливань; сили тертя; вібрації; похило-скероване буріння; імітаційне моделювання; Modelica.

Вступ

Буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин наразі набуло широкого розповсюдження через розвиток технологій та виснаження родовищ з простими гірничо-геологічними умовами. Процес спорудження таких свердловин супроводжується значними силами опору руху бурильної колони, що утруднює передачу осьового зусилля на буровий інструмент та спричиняє інші негативні процеси. Для зменшення сили тертя широко використовуються генератори осьових коливань (ГОК), які завдяки створенню осьових вібрацій у ділянках із найбільшими силами опору зменшують їхній негативний вплив на буріння. На сьогодні існує багато типів ГОК, які відрізняються за конструкцією та характером коливань. Оскільки генерація коливань потребує значних енергетичних витрат, важливо визначити, який з видів коливального процесу є найбільш енергоефективним для зменшення впливу сил опору на поздовжній рух бурильної колони. Ця робота присвячена оцінці впливу форми коливань ГОК на ефективність зменшення сил опору під час поздовжнього руху бурильної колони.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій

ГОК є одним із найпоширеніших рішень для зменшення величини сил опору рухові бурильної колони на похилих і горизонтальних ділянках свердловини. На сьогодні розроблена значна кількість різних принципових конструкцій генераторів, які мають різні підходи, щодо перетворення енергії промивальної рідини в механічні коливання, однак найбільш поширеним в промисловому застосуванні є дві конструкції, які працюють за принципом зміни тиску рідини шляхом застосування вихрового регулятора опору (vortex-controlled flow resistance device) та обертового клапана часткового перекриття каналу протікання рідини (rotation oscillation valve assembly) [1]. Характер коливань, що генеруються ГОК, які застосовують вихровий клапан мають трикутну форму коливань [2; 3], а ті що застосовують обертовий клапан – здебільшого модифіковану гармонічну

форму [1; 4–6]. Хоча позитивний ефект від застосування вібрацій для подолання сил тертя є загальновідомим і широко застосовується в різних галузях техніки, однак вибір оптимальної форми коливань, їх амплітуди та частоти для ефективного подолання сил тертя потребує додаткових досліджень.

В роботі [7] автори досліджували вплив зміни амплітуди і частоти коливань на ефективність зменшення сил опору рухові бурильної колони за результатами математичного моделювання. Хоча дослідження проведені для вузького діапазону зміни значень, однак отримані графіки показують, що зростання частоти коливань з 15 до 26 Гц призводить до зменшення ефективності роботи ГОК приблизно удвічі. Аналогічні дослідження проведені в роботі [8], де досліджено вплив зміни амплітуди та частоти коливань ГОК на ефективність зменшення сил тертя шляхом аналізу результатів математичного моделювання, де зокрема тертя моделюється моделлю Кулона та Даля (Dahl). Однак, отримані в роботі результати є досить суперечливими.

В роботах [9; 10] розглянуто загальні питання оптимальної форми коливань для подолання статичних сил тертя. Встановлено, що імпульсна форма (дельта функція) та пілкоподібна форма є найбільш оптимальними формами коливань, які дають змогу з мінімальними енергозатратами долати статичне тертя. Так, проведені дослідження показують, що форма коливань у вигляді правої пилки має приведенний коефіцієнт, що характеризує співвідношення між «прилипанням» (stick) та «ковзанням» (slip) – $\beta = 2$, тоді як синусоїда – $\beta = 2\pi$. А для ідеального імпульсу (дельта функція) величина коефіцієнту рівна $\beta = 1$. Ці параметри характеризують швидкість виходу із фази «прилипання» в фазу «ковзання» та описують енергетичну ефективність певної форми коливань. Аналогічного висновку дійшли в роботі [11], де авторами представлено оптимальну форму коливань для ГОК у вигляді модифікованої «пилки» зі «згладженим» піком.

Wang та інші [2] дослідили вплив різних форм осьових коливань бурового інструмента на зниження сил тертя з використанням бага-

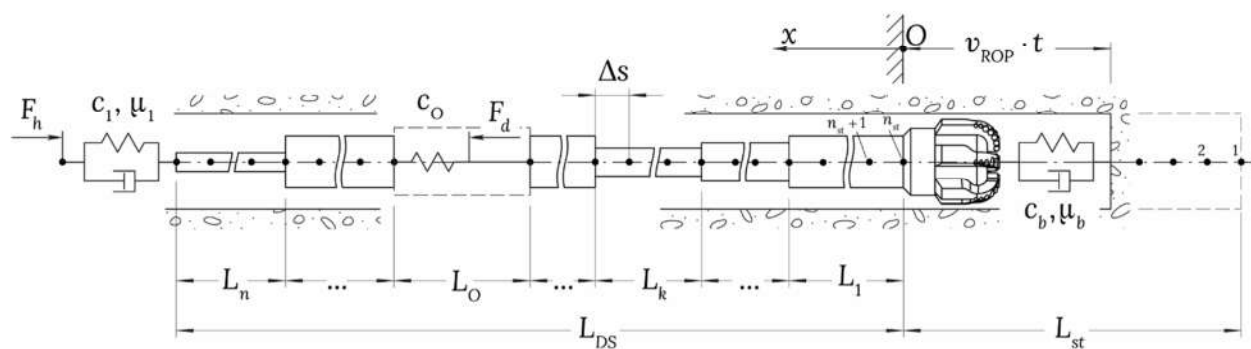


Рисунок 1 – Механічна модель досліджуваного об'єкта

томасштабної моделі тертя. Показано, що вибір хвильової форми коливань суттєво впливає на ефективність зменшення опору, що може бути використано для оптимізації вібраційних технологій у процесах буріння. Зокрема показано, що трапецієподібна форма коливань може давати кращий ефект у порівнянні з іншими, що в залежить від умов роботи.

Проаналізувавши існуючі роботи, можна зробити висновок, що оптимальна форма коливань ГОК повинна:

- максимізувати пікову швидкість/прискорення при мінімальних енергозатратах;
- забезпечувати різкий фронт сили, щоб подолати величину статичного тертя;
- мінімізувати «даремну» енергію у фазі зворотного ходу;
- погано «затухати» і поширюватись якомога далі бурильною колоною.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Недоліком наявних досліджень із вивчення впливу різних форм коливань, що генеруються ГОК, на ефективність подолання сил опору поздовжньому переміщенню бурильної колони є те, що в них не враховано процес поширення коливань бурильною колоною, їх видозміну та затухання. Нехтування цими явищами не дозволяє повноцінно оцінити ефективність роботи ГОК. Зважаючи на це, важливо проводити дослідження ефективності різних форм коливань на подолання сил тертя на моделі бурильної колони із встановленим ГОК, яке дасть змогу змоделювати процес затухання коливань по бурильній колоні і, відповідно, додатково оцінити вплив даного явища на зменшення сил опору поздовжньому рухові бурильної колони.

Мета та завдання досліджень

Метою дослідження є оцінка впливу різних форм коливань з урахуванням їхнього за-

тухання вздовж бурильної колони на ефективність роботи ГОК. Для цього на основі розробленої моделі бурильної колони із встановленим ГОК, що знаходиться в свердловині, пропонується провести серію чисельних експериментів при різних формах коливань, що генерує ГОК, параметри яких підібрані, виходячи із однакових енергозатрат на їх створення, та оцінити їх вплив по отриманому коефіцієнту передачі осьової сили на долото.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Об'єкт дослідження та його механічна модель

За об'єкт дослідження обрано бурильну колону із встановленим ГОК, що проводить спорудження похило-скерованої свердловини заданого профілю. Графічне зображення обраної механічної моделі наведено на рисунку 1. Бурильну колону представлено у вигляді складеного пустотілого стрижня круглого перерізу із розподіленими параметрами по довжині, що не володіє жорсткістю на згин (soft-string model) та складається із скінченного числа секцій. ГОК встановлюється в бурильній колоні на заданій відстані від долота та моделюємо у вигляді пружного тіла жорсткістю c_0 , до одного кінця якого прикладається динамічна сила F_d із заданою частотою, формою та амплітудою коливань. Для зменшення затрат часу на імітаційне моделювання в моделі розглядаємо лише низ бурильної колони загальною довжиною L_{DS} , а відкинута верхня частина замінюється еквівалентним пружно-в'язким тілом з коефіцієнтом жорсткості c_1 та демпфування μ_1 та прикладеною статичною осьовою силою F_h . Величина L_{DS} обирається так, щоб генеровані ГОК коливання повністю згасали на ділянці низу бурильної колони, що розглядається. Профіль свердловини описується у ви-

гляді масиву значень зенітного кута α з дискретним кроком $\Delta\alpha$ по її довжині, починаючи від проєктного кінця свердловини. Порода на вибої описується пружно-в'язким тілом із коефіцієнтом жорсткості c_b та демпфування μ_b . Для моделювання ефектів проковзування бурильної колони свердловиною вважаємо, що вибій переміщається із швидкістю, рівною механічній швидкості буріння v_{ROP} . Така побудова моделі дає змогу описати широке коло різних реальних компоновок бурильної колони.

Для кращого розуміння створеної імітаційної моделі запишемо математичну модель поздовжніх коливань секції бурильної колони як одного із ключових елементів моделі:

$$E_j A_j \frac{d^2 u(x, t)}{dx^2} - \rho_j A_j \frac{d^2 u(x, t)}{dt^2} + \xi \left(v_f - \frac{du(x, t)}{dt} \right) - F_f(x, t) - (\rho_j - \rho_f) A_j g \cos(\alpha(x)) = 0, \quad (1)$$

де ρ_f – густина промивальної рідини,

g – пришвидшення вільного падіння,

$u(x, t)$ – функція, що описує поздовжні переміщення перерізу бурильної колони з координатою x , починаючи від точки фактичного вибою в часі t ,

ξ – приведений коефіцієнт демпфування бурильної колони у промивальній рідині,

v_f – швидкість промивальної рідини у свердловині, що обчислюється за формулою:

$$v_f = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (d_w^2 - D_i^2)}, \quad (2)$$

де Q – об'ємна витрата промивальної рідини,

d_w – діаметр свердловини,

D_i – зовнішній діаметр секції бурильної колони.

Сили тертя $F_f(s, t)$, що виникають внаслідок взаємодії бурильної колони із стінкою свердловини, описуємо за допомогою моделі тертя Стрібека:

$$F_f(x, t) = (\rho_j - \rho_f) A_j g \sin(\alpha(x)) \mu(x, t) \times \operatorname{sgn} \left(\frac{du(x, t)}{dt} \right); \quad (3)$$

$$\mu(x, t) = \left[\mu_d + (\mu_s - \mu_d) \exp \left(- \left(\frac{1}{v_{st}} \cdot \frac{du(x, t)}{dt} \right)^{k_{st}} \right) \right],$$

де μ_s і μ_d – статичний і динамічний коефіцієнти тертя бурильної колони об стінку свердловини,

v_{st} – значення відносної швидкості між тілами, при якому зникає ефект Стрібека,

k_{st} – коефіцієнт, що характеризує характер згасання ефекту Стрібека.

Більш детально математичну модель бурильної колони та створену на її основі імітаційну модель в мові моделювання Modelica описано в роботі [12].

Вибір форми коливань та їх параметрів

Для порівняльного аналізу різної форми коливань на ефективність роботи ГОК в даній роботі використовуватимемо шість різних форм коливань, графічне представлення яких наведено на рис. 2. Обрані форми коливань відповідають типовим робочим характеристикам існуючих ГОК, або тим, що відповідно до оглянутих джерел повинні забезпечувати кращу ефективність у подоланні тертя ГОК та технологічно можуть бути ними згенеровані. Загалом математичну модель динамічної сили, що прикладається з боку ГОК до бурильної колони можна представити у вигляді:

$$F_d = A_i f_i(\varphi), \quad (4)$$

де A_i – амплітуда коливань,

$f_i(\varphi)$ – функція, що описує нормовану форму коливань з амплітудою 1,

i – індекс, що описує форму коливань.

Приймаємо, що циклічна частота ω і, відповідно, період T для коливань усіх форм є незмінними, а величину максимальної амплітуди A_i для кожного типу коливань, визначаємо, виходячи із умови рівності середньоквадратичного значення (СКЗ) збурюючої сили F_d , що характеризує середню енергетичну потужність, яка затрачається на генерування коливань ГОК. Отже, СКЗ для збурюючої сили різних форм коливань повинно бути рівним значенню для еталонної функції, яка позначається індексом ref :

$$\overline{F_{di}^2} = \overline{F_{dref}^2}, \quad (5)$$

звідси:

$$A_i^2 \overline{f_i^2(\varphi)} = A_{ref}^2 \overline{f_{ref}^2(\varphi)} \Rightarrow A_i = A_{ref} \sqrt{\frac{\overline{f_{ref}^2(\varphi)}}{\overline{f_i^2(\varphi)}}}, \quad (6)$$

де $\overline{F_{di}^2}$ – СКЗ збурюючої сили для i -тої форми коливань,

$\overline{f_i^2(\varphi)}$ – СКЗ нормованої функції, що описує i -ту форму коливань, яка визначається за формулою:

$$\overline{f^2(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f^2(\varphi) d\varphi. \quad (7)$$

Розглянемо кожен із типів коливань окремо.

Синусоїдна (еталонна) форма коливань (рис. 2а)

Синусоїдну форму коливань в даній роботі використовуватимемо за еталонне значення, оскільки вона є основною формою, що генерується ГОК із обертовими клапаном, та формою власних коливань металевго стрижня, яким, зокрема, моделюється бурильна колона. Математична модель для коливань даної форми може бути описана наступною функцією:

$$f_1(\varphi) = f_{ref}(\varphi) = \sin \varphi, \quad (8)$$

отже:

$$\overline{f_{ref}^2(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin^2 \varphi d\varphi = \frac{1}{2}. \quad (9)$$

Трикутна симетрична форма коливань (рис. 2б)

Математична модель трикутної симетричної форми коливань описується наступним чином:

$$f_2(\varphi) = \frac{2}{\pi} \arcsin(\sin \varphi). \quad (10)$$

Тоді:

$$\begin{aligned} \overline{f_2^2(\varphi)} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left(\frac{2}{\pi} \arcsin(\sin \varphi) \right)^2 d\varphi = \\ &= \frac{1}{2\pi} \frac{4 \arcsin^3(\sin \varphi) \cos \varphi \sec \varphi}{3\pi^2} \Big|_0^{2\pi} = \frac{1}{3}. \end{aligned} \quad (11)$$

Отже, еквівалентна амплітуда трикутної форми коливань з врахуванням (8) і (11) буде рівна:

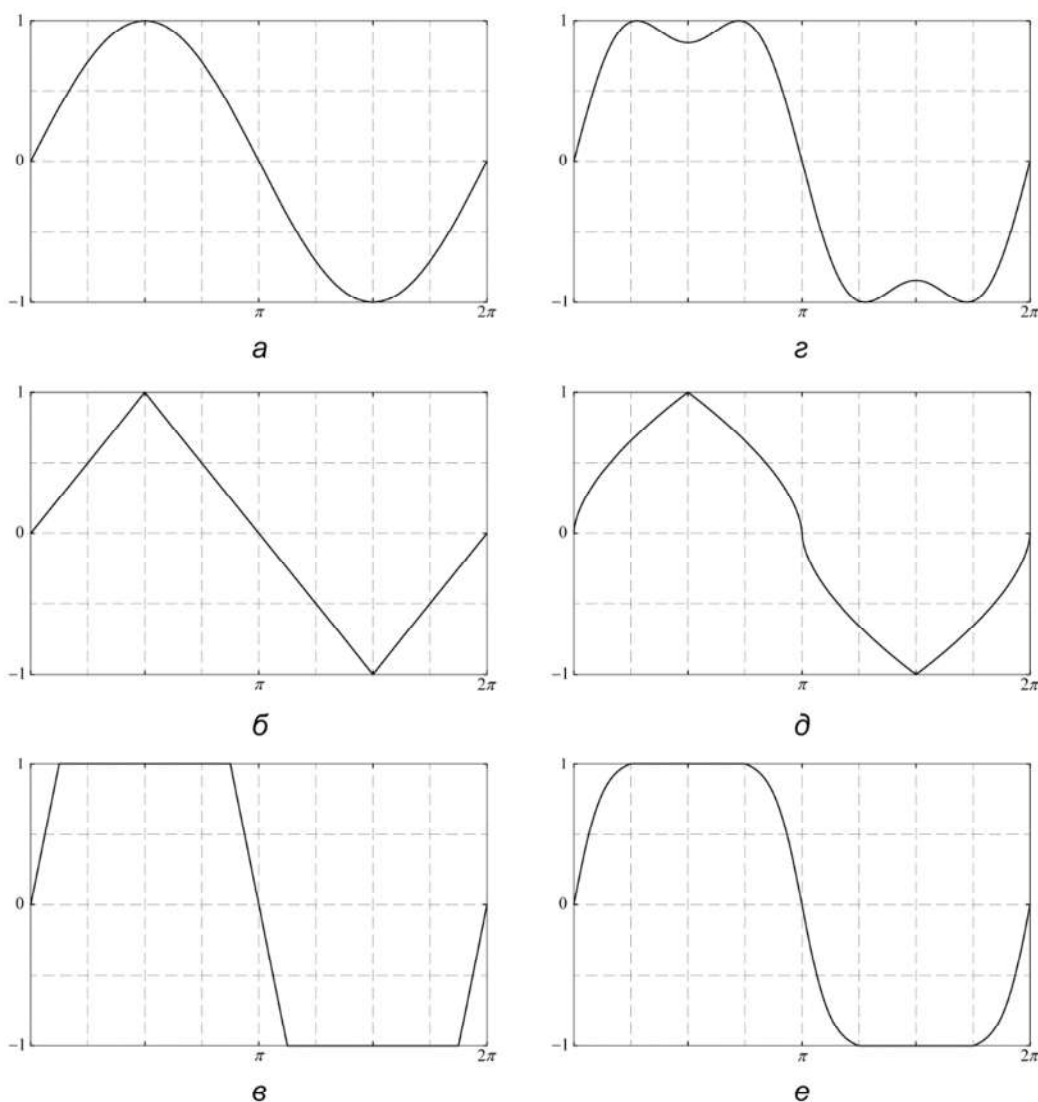


Рисунок 2 – Нормовані функції форм коливань, що використовувались у дослідженні

$$A_2 = A_{ref} \sqrt{\frac{f_{ref}^2(\varphi)}{f_2^2(\varphi)}} =$$

$$= A_{ref} \sqrt{\frac{1/2}{1/3}} = A_{ref} \sqrt{\frac{3}{2}} \approx 1.22474 A_{ref}. \quad (12)$$

Трапецієподібна симетрична форма коливань (рис. 2в)

Трапецієподібна симетрична форма коливань характеризується коефіцієнтом α , що характеризує відносну тривалість «полиці» сигналу. Тоді математична модель півхвилі буде наступна:

$$f_3(\varphi) = \begin{cases} \frac{2\varphi}{(1-\alpha)\pi}, & 0 \leq \varphi < \frac{1}{2}(1-\alpha)\pi, \\ 1, & \frac{1}{2}(1-\alpha)\pi \leq \varphi < \frac{1}{2}(1+\alpha)\pi, \\ -\frac{2(\varphi-\pi)}{(1-\alpha)\pi}, & \frac{1}{2}(1+\alpha)\pi < \varphi < \pi. \end{cases} \quad (13)$$

Профіль другої півхвилі є симетричним і, відповідно, обчислюється за формулою:

$$f_3(\varphi) = -f_3(\varphi - \pi), \quad \pi \leq \varphi < 2\pi. \quad (14)$$

Величина СКЗ нормованої функції трапецієподібних коливань, враховуючи їх симетричність, буде рівна:

$$\overline{f_3^2} = 2 \frac{1}{2\pi} \int_0^\pi f_3^2(\varphi) d\varphi =$$

$$= \frac{1}{\pi} \left(\int_0^{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi} \left(\frac{2\varphi}{(1-\alpha)\pi} \right)^2 d\varphi + \int_{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi}^{\frac{1}{2}(1+\alpha)\pi} 1^2 d\varphi + \int_{\frac{1}{2}(1+\alpha)\pi}^\pi \left(\frac{-2(\varphi-\pi)}{(1-\alpha)\pi} \right)^2 d\varphi \right) =$$

$$= \frac{1}{\pi} \left(\frac{4\varphi^3}{3(1-\alpha)^2\pi^2} \Big|_0^{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi} + 1 \Big|_{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi}^{\frac{1}{2}(1+\alpha)\pi} + \frac{4\varphi^3}{3(1-\alpha)^2\pi^2} \Big|_{\frac{1}{2}(1+\alpha)\pi}^\pi \right) = \frac{1}{3}(1+2\alpha).$$

Приймаємо, що $\alpha = 0.75$, тоді:

$$A_3 = A_{ref} \sqrt{\frac{f_{ref}^2(\varphi)}{f_3^2(\varphi)}} = A_{ref} \sqrt{\frac{1/2}{1/3(1+2 \cdot 0.75)}} \approx 0.77459 A_{ref}. \quad (16)$$

Подвійна синусоїдальна форма коливань (рис. 2г)

Застосування коливань у вигляді суми двох гармонік дає можливість швидше долати граничну швидкість тертя (швидкість, при якій згасає ефект Стрібека) і прикладати до системи її природню форму коливань, що покращує можливість оцінки її роботи. Загалом математична модель даних коливань наступна:

$$f_4(\varphi) = C(\sin \varphi + \beta \sin 3\varphi), \quad (17)$$

де β – коефіцієнт, який характеризує відношення амплітуд двох гармонік, приймається в діапазоні від 0 до 0.5,

C – коефіцієнт приведення функції в нормований вигляд, виходячи із умови, що її амплітуда має бути рівна 1.

Тоді:

$$\overline{f_4^2(\varphi)} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (C(\sin \varphi + \beta \sin 3\varphi))^2 d\varphi =$$

$$= \frac{1}{24\pi} C \left(6\varphi + 6\beta^2\varphi + (-3+6\beta)\sin 2\varphi - 3\beta \sin 4\varphi - \beta^2 \sin 6\varphi \right) \Big|_0^{2\pi} = \frac{1}{2} C^2 (1 + \beta^2).$$

В роботі застосовується модель коливань із параметрами $\beta = 0.25$, $C = 1.12226$. Отже, еквівалентна амплітуда для даної форми коливань рівна:

$$A_4 = A_{ref} \sqrt{\frac{f_{ref}^2(\varphi)}{f_4^2(\varphi)}} =$$

$$= A_{ref} \sqrt{\frac{1/2}{1/2 \cdot 1.12226^2 (1 + 0.25^2)}} \approx 0.86445 A_{ref}. \quad (19)$$

Модифікована трикутна форма коливань (рис. 2д)

Модифікація трикутної форми коливань полягає в тому, щоб забезпечити більшу різкість коливань в зоні, наближеній до 0, та згладити пік коливань. Для отримання такої форми коливань існують різні математичні моделі. В даній роботі для цього застосовуватимемо степеневу функцію. Тоді математична модель півхвилі записуватиметься наступним чином:

$$f_5(\varphi) = \left(\frac{2}{\pi} \arcsin(\sin \varphi) \right)^\gamma, \quad (20)$$

де γ – коефіцієнт, що характеризує згладжування функції, а профіль другої півхвилі є симетричним, тож:

$$f_5(\varphi) = -f_5(\varphi - \pi), \quad \pi \leq \varphi < 2\pi. \quad (21)$$

Тоді:

$$\overline{f_5^2(\varphi)} = 2 \frac{1}{2\pi} \int_0^\pi \left(\left(\frac{2}{\pi} \arcsin(\sin \varphi) \right)^\gamma \right)^2 d\varphi =$$

$$= \frac{1}{\pi} \frac{4 \arcsin^{1+2\gamma}(\sin \varphi) \cos \varphi \sec \varphi}{(1+2\gamma)\pi^2} \Big|_0^\pi = \quad (22)$$

$$= \frac{1}{\pi} \frac{4^{1-\gamma} \pi^{-1+2\gamma}}{1+2\gamma}.$$

В дослідженні застосовуватимемо модель із параметром $\gamma = 0.6$. Тоді:

$$A_5 = A_{ref} \sqrt{\frac{f_{ref}^2(\varphi)}{f_4^2(\varphi)}} =$$

$$= A_{ref} \sqrt{\frac{\frac{1/2}{1 \cdot 4^{0.4} \pi^{0.2}}}{\frac{1}{\pi \cdot 1 + 2 \cdot 0.6}}} \approx 1.256447 A_{ref}. \quad (23)$$

$$\overline{f_6^2} = 4 \frac{1}{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} f_6^2(\varphi) d\varphi = \frac{2}{\pi} \left(\int_0^{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi} \left(C \tanh\left(\frac{2\delta\varphi}{(1-\alpha)\pi}\right) \right)^2 d\varphi + \int_{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi}^{\frac{\pi}{2}} 1^2 d\varphi \right) =$$

$$= \frac{2}{\pi} \frac{(-1+\alpha)C^2\pi \left(-\operatorname{arctanh}\left(\tanh\frac{2\delta\varphi}{\pi(1-\alpha)} + \tanh\left(\frac{2\delta\varphi}{\pi(1-\alpha)}\right) \right) \right) \Big|_0^{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi}}{2\delta} + \frac{2}{\pi} \frac{\pi}{2} \Big|_{\frac{1}{2}(1-\alpha)\pi}^{\frac{\pi}{2}} = \quad (26)$$

$$= \frac{(\alpha-1)C^2(-\delta + \tanh \delta)}{\delta} + \alpha.$$

В дослідженні приймаємо, що $\alpha = 0.5$, $\delta = 2$, $C = 1.03731$, тоді:

$$A_6 = A_{ref} \sqrt{\frac{f_{ref}^2(\varphi)}{f_6^2(\varphi)}} = \quad (27)$$

$$= A_{ref} \sqrt{\frac{\frac{1/2}{(0.5-1)1.03731^2(-2+\tanh 2)}+0.5}{2}} \approx 1.503053 A_{ref}.$$

Імітаційне моделювання та аналіз отриманих результатів

На основі розробленої імітаційної моделі проведено серію чисельних експериментів для

Модифікована трапецієподібна форма коливань (рис. 2е)

Модифікація трапецієподібної форми коливань полягає у згладжуванні її різких переходів. За аналогією з трапецієподібною формою, запишемо математичну модель півхвилі.

$$f_6(\varphi) = \begin{cases} C \tanh\left(\frac{2\delta\varphi}{(1-\alpha)\pi}\right), & 0 \leq \varphi < \frac{1}{2}(1-\alpha)\pi, \\ 1, & \frac{1}{2}(1-\alpha)\pi \leq \varphi < \frac{1}{2}(1+\alpha)\pi, \\ -C \tanh\left(\frac{2\delta(\varphi-\pi)}{(1-\alpha)\pi}\right), & \frac{1}{2}(1+\alpha)\pi < \varphi < \pi, \end{cases} \quad (24)$$

де C – коефіцієнт нормування так, щоб функція $\tanh(x)$ отримувала значення 1 на кінці ділянки підйому,

δ – коефіцієнт набору крутизни ($\delta > 1$). Профіль другої півхвилі є симетричним і, відповідно, обчислюється за формулою:

$$f_6(\varphi) = -f_6(\varphi - \pi), \quad \pi \leq \varphi < 2\pi. \quad (25)$$

Отже, враховуючи симетричність нормованої функції, СКЗ повної функції можна визначити через СКЗ чверть хвилі:

бурильної колони із встановленим ГОК на відстані 70 м над долотом. Прийнято, що коефіцієнт статичного тертя становить $\mu_s = 0.34$, а динамічного – $\mu_d = 0.19$. Бурильна колона знаходиться в похилій ділянці свердловини із зенітним кутом 39° . Механічна швидкість буріння складала 0.003 м/с. Всі інші параметри моделі ідентичні описаним в роботі [12]. Для пришвидшення розрахунків і зменшення тривалості перехідних процесів, вважаємо, що початкова деформація бурильної колони розраховується з умови, що вона вся рухається вниз із швидкістю, що рівна механічній швидкості буріння. Такий підхід передбачає, що в почат-

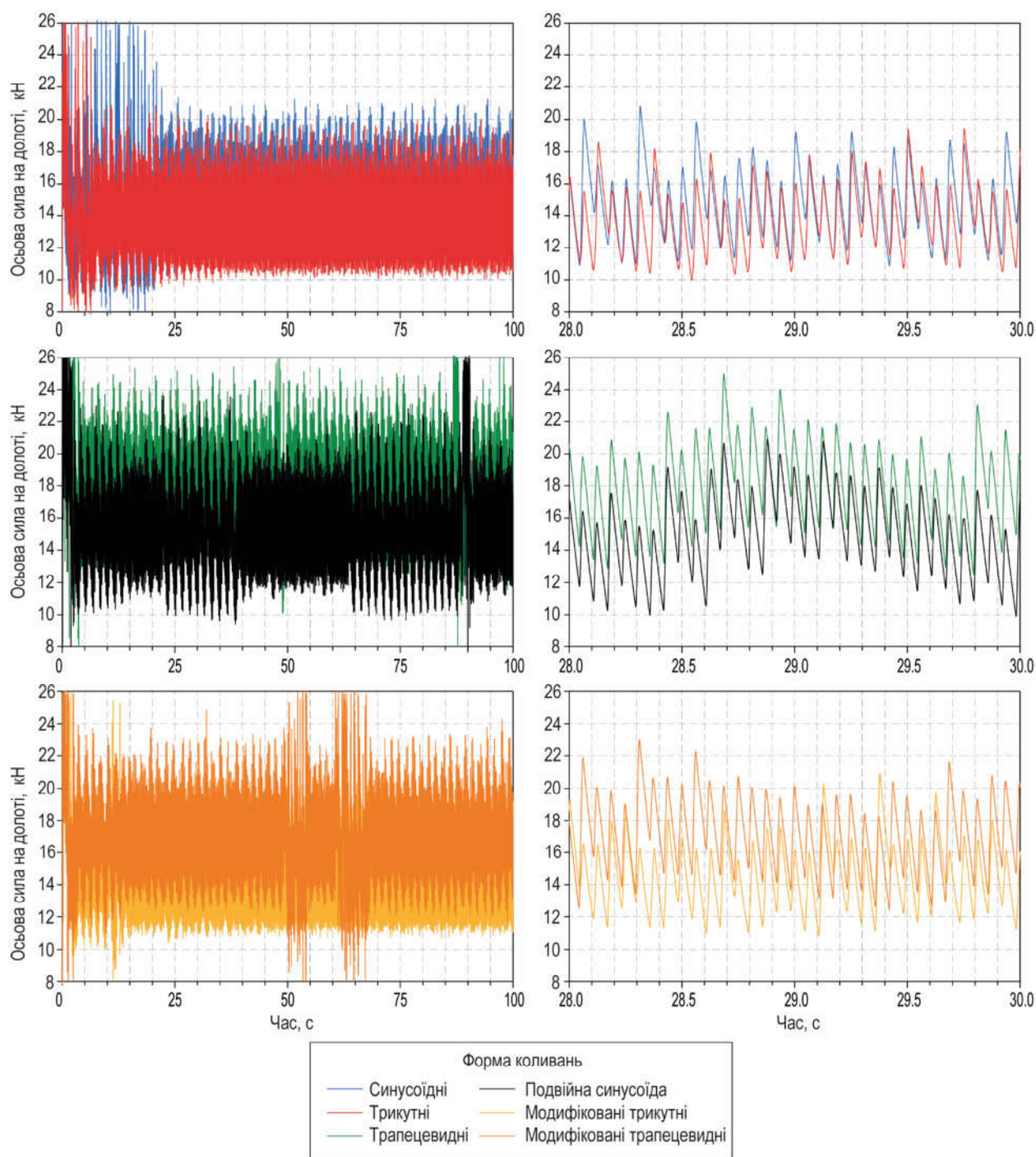
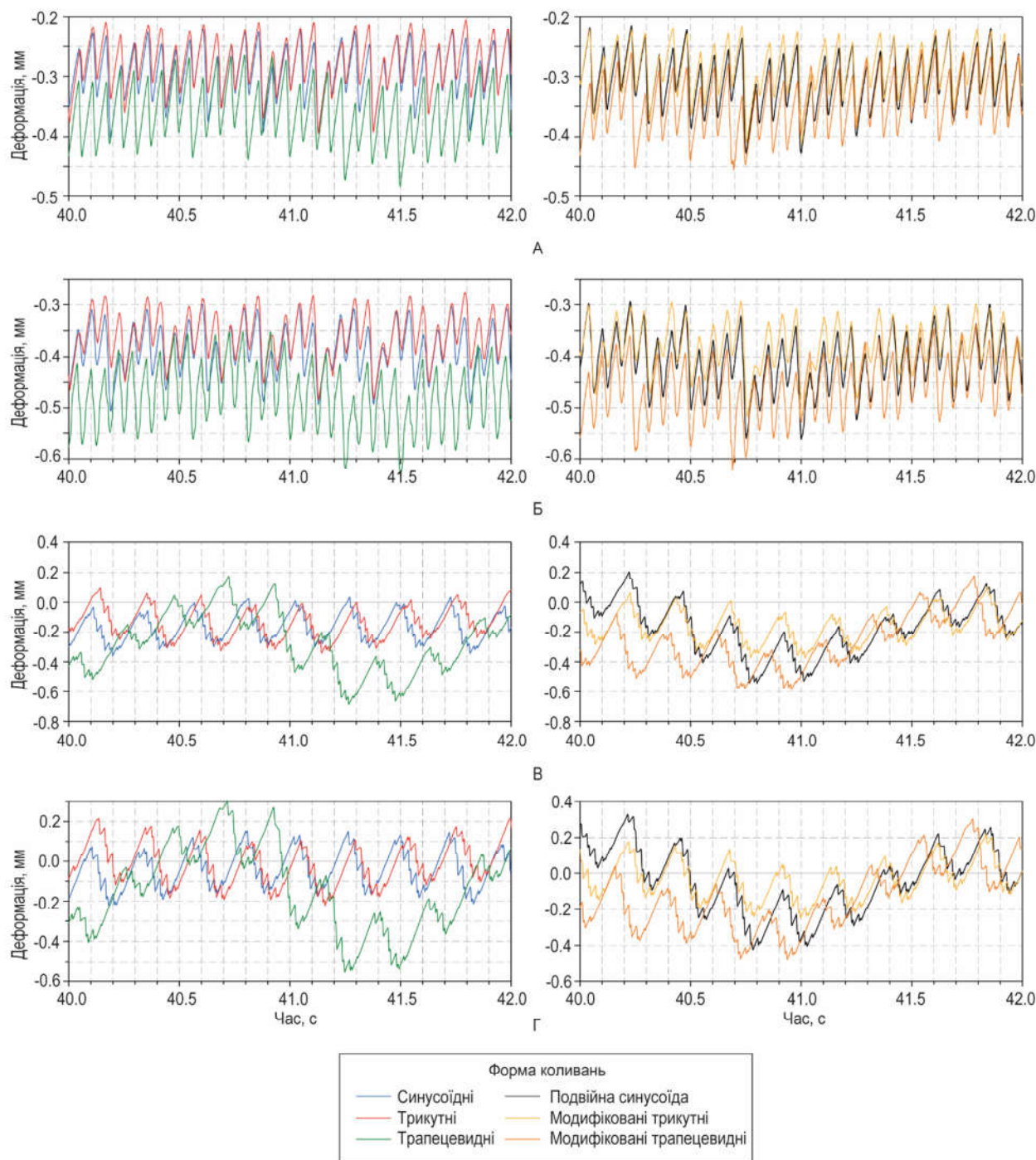


Рисунок 3 – Зміна осьової сили на долоті з часом

ковий момент часу осьова сила на долоті є найменшою із можливих для даних умов буріння (максимальна сила опору осьовому переміщенню) і для даної моделі становить 8 кН. Моделювання проводилось з кроком дискретизації колони 2 м на проміжку часу 0-100 с, із кроком ітерації за часом 0.001 с, та точністю 10^{-6} . При розв'язку використовувався інтегратор DASSL. Загалом модель налічувала 2216 рівнянь.

На рис. 3 зображено отримані значення зміни осьової сили на долоті для різних форм коливань. Як бачимо із отриманих даних, на початковому інтервалі моделювання (0-10с) в бурильній колоні спостерігаються перехідні процеси, що обумовлено різким зменшенням сил тертя внаслідок роботи ГОК, які відзначаються значною зміною осьової сили. Зважаючи на це, основні якісні характеристики роботи ГОК, а саме середнє значення осьової сили



а – на долоті, б – 35 м під ГОК, в – 35 м над ГОК, г – 70 м над ГОК

Рисунок 4 – Вібрації в перерізах бурильної колони

на долоті та загальних сил опору бурильної колони та СКЗ їх динамічних складових, визначались в діапазоні 20-100с і для зручності зведені в таблицю 1. Отримані результати показують, що найбільш оптимальною формою коливань збудовуючої сили ГОК із розглянутих є трапецієподібні коливання, модифіковані трапецієподібні коливання та коливання подвійної синусоїдної форми. Якщо порівняти отримані результати із приведеними коефіцієнтами амплітуди, які визначались з умови рів-

ності СКЗ нормованої функції коливань, то найбільш оптимальними є ті коливання, які мають найменший приведений коефіцієнт, а отже, максимальну величину СКЗ нормованої функції. З цього можна зробити висновок, що найбільш ефективними для роботи ГОК є такі коливання збудовуючої сили, які є більш плоскими (менш загострені) і енергонасиченими. Це, на нашу думку, обґрунтовується значним впливом в'язкого тертя на процес затухання коливань в бурильні колоні.

Таблиця 1 – Характеристики роботи ГОК

№	Форма коливань	Приведений коефіцієнт амплітуди	Осьова сила на долоті (СКЗ), Н	Коефіцієнт зростання осьової сили на долото	Середня величина сил тертя (СКЗ), Н
1	Синусоїда	1	14796(2052)	1,8495	11772(2162)
2	Трикутні	1,22474	13822(1957)	1,72775	12279(1756)
3	Трапецієподібні	0,77459	18112(2496)	2,264	10038(3035)
4	Подвійна синусоїда	0,86445	15575(2479)	1,946875	11347(2495)
5	Модифіковані трикутні	1,256447	14489(1903)	1,811125	11966(1974)
6	Модифіковані трапецієподібні	1,503953	17082(2609)	2,13525	10545(2729)

На рисунку 4 наведено характер вібраційних процесів, що спостерігаються в різних перерізах бурильної колони отриманих за результатами імітаційного моделювання. Як бачимо вібраційні процеси мають доволі складну форму, що складається із значного числа гармонік, та загалом не відповідають формі коливань збудовуючої сили ГОК. Це обумовлюється значним впливом нелінійних фрикційних сил на зміну форми коливань, залипально-ковзного (stick-slip) руху бурильної колони на ділянці похилої свердловини, а також нерівномірним розподілом енергії коливань, що створюються ГОК між верхньою і нижньою частиною бурильної колони, що обумовлено конструктивними особливостями ГОК (наявність пружного тіла).

Висновки

За результатами проведеного порівняльного імітаційного моделювання бурильної колони із встановленим ГОК, що знаходиться в середовищі промивальної рідини на похилій ділянці свердловини із зенітним кутом 39° для шести різних форм коливань збудовуючої сили ГОК встановлено, що найбільш оптимальною формою коливань є трапецієподібні коливання. В загальному ефективність ГОК зростає, коли форма коливань збудовуючої сили є більш плоскою, без виражених піків та енергонасиченою.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел

1. Tang L., Zhang S., Zhang X., Ma L., Pu B. A review of axial vibration tool development and application for friction-reduction in extended reach wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2021: Vol. 199. P.108348. DOI: 10.1016/J.PETROL.2021.108348.
2. Wang X., Yao X., Hu G., Chen P. Drag reduction performance of an axial oscillating tool with different kinds of waveform using a multiscale friction model. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2019: T. 177. C. 135–153. DOI: 10.1016/j.petrol.2019.01.103.
3. Zhang X., Peng J., Liu H., Wu D. Performance Analysis of a Fluidic Axial Oscillation Tool for Friction Reduction with the Absence of a Throttling Plate. *Applied Sciences*. 2017: T. 7 № 4. C. 360. DOI: 10.3390/app7040360.
4. Tian J., Hu S., Li Y., Yang Z., Yang L., Cai X., Zhu Y., Fu C. Vibration characteristics analysis and experimental study of new drilling oscillator. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016: T. 8 № 6. 168781401665209. DOI: 10.1177/1687814016652090.
5. Shor R. J., Dykstra M. W., Hoffmann O. J., Coming M. For Better or Worse: Applications of the Transfer Matrix Approach for Analyzing Axial and Torsional Vibration. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*, London, England, UK, 17-19 March. 2015. DOI: 10.2118/173121-MS.
6. Jing J., Liu W., Zhou Y. A feasible study for the working mechanism and parameter optimization of the agitator. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019: Vol. 11 № 5. DOI: 10.1177/1687814019846995.

7. Liu Y., Chen P., Ma T., Wang X. An evaluation method for friction-reducing performance of hydraulic oscillator. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2017: Vol. 157. P.107–116. DOI: [10.1016/j.petrol.2017.07.018](https://doi.org/10.1016/j.petrol.2017.07.018).
8. Liu Y., Chen P., Wang X., Ma T. Modeling friction-reducing performance of an axial oscillation tool using dynamic friction model. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2016: Vol. 33. P.397–404. DOI: [10.1016/j.jngse.2016.05.034](https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.05.034).
9. Popov M. The Influence of Vibration on Friction: A Contact-Mechanical Perspective. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2020: T. 6. DOI: [10.3389/fmech.2020.00069](https://doi.org/10.3389/fmech.2020.00069).
10. Popov M., Popov V. L., Popov N. V. Reduction of friction by normal oscillations. I. Influence of contact stiffness. *Friction*. 2017: Vol. 5 № 1. P.45–55. DOI: [10.1007/s40544-016-0136-4](https://doi.org/10.1007/s40544-016-0136-4).
11. Wang X.-M., Yao X.-M. Vibration Technologies for Friction Reduction to Overcome Weight Transfer Challenge in Horizontal Wells Using a Multiscale Friction Model. *Lubricants*. 2018: Vol. 6 № 2. P.53. DOI: [10.3390/lubricants6020053](https://doi.org/10.3390/lubricants6020053).
12. Слабий О. О., Гридчук Я. С., Кондур Т. І., Мохній І. Ю. Імітаційна модель бурильної колони з установленим генератором осьових коливань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023 № 3(88). С. 49–60. DOI: [10.31471/1993-9973-2023-3\(88\)-49-60](https://doi.org/10.31471/1993-9973-2023-3(88)-49-60).

References

1. Tang, L., Zhang, S., Zhang, X., Ma, L., & Pu, B. (2021). A review of axial vibration tool development and application for friction-reduction in extended reach wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 199. 108348. <https://doi.org/10.1016/J.PETROL.2021.108348>
2. Wang, X., Yao, X., Hu, G., & Chen, P. (2019). Drag reduction performance of an axial oscillating tool with different kinds of waveform using a multiscale friction model. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 177, 135–153. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.01.103>
3. Zhang, X., Peng, J., Liu, H., & Wu, D. (2017). Performance Analysis of a Fluidic Axial Oscillation Tool for Friction Reduction with the Absence of a Throttling Plate. *Applied Sciences*, 7(4), 360. <https://doi.org/10.3390/app7040360>
4. Tian, J., Hu, S., Li, Y., Yang, Z., Yang, L., Cai, X., Zhu, Y., & Fu, C. (2016). Vibration characteristics analysis and experimental study of new drilling oscillator. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(6). 168781401665209. <https://doi.org/10.1177/1687814016652090>
5. Shor, R. J., Dykstra, M. W., Hoffmann, O. J., & Coming, M. (2015). For Better or Worse: Applications of the Transfer Matrix Approach for Analyzing Axial and Torsional Vibration. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*. <https://doi.org/10.2118/173121-MS>
6. Jing, J., Liu, W., & Zhou, Y. (2019). A feasible study for the working mechanism and parameter optimization of the agitator. *Advances in Mechanical Engineering*, 11(5). <https://doi.org/10.1177/1687814019846995>
7. Liu, Y., Chen, P., Ma, T., & Wang, X. (2017). An evaluation method for friction-reducing performance of hydraulic oscillator. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 157, 107–116. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2017.07.018>
8. Liu, Y., Chen, P., Wang, X., & Ma, T. (2016). Modeling friction-reducing performance of an axial oscillation tool using dynamic friction model. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 33, 397–404. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.05.034>
9. Popov, M. (2020). The Influence of Vibration on Friction: A Contact-Mechanical Perspective. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 6. <https://doi.org/10.3389/fmech.2020.00069>
10. Popov, M., Popov, V. L., & Popov, N. V. (2017). Reduction of friction by normal oscillations. I. Influence of contact stiffness. *Friction*, 5(1), 45–55. <https://doi.org/10.1007/s40544-016-0136-4>
11. Wang, X.-M., & Yao, X.-M. (2018). Vibration Technologies for Friction Reduction to Overcome Weight Transfer Challenge in Horizontal Wells Using a Multiscale Friction Model. *Lubricants*, 6(2), 53. <https://doi.org/10.3390/lubricants6020053>
12. Slabyi, O. O., Hrydzuk, Ya. S., Kondur, T. I., & Mokhniy, I. Yu. (2023). Imitatsiina model burylnoi kolony z ustanovlenym heneratorom osiovykh kolyvan [Simulation model of a drill string with an installed axial oscillation generator]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch [Prospecting and Development of Oil and Gas Fields]*, 3(88), 49–60. [https://doi.org/10.31471/1993-9973-2023-3\(88\)-49-60](https://doi.org/10.31471/1993-9973-2023-3(88)-49-60) [in Ukrainian]

RESEARCH ON HOW THE FORM OF VIBRATION AFFECTS THE EFFICIENCY OF THE AXIAL OSCILLATION TOOL

Slabyi O. O.

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-1274-2875>
e-mail: burewisnyk@gmail.com

Grydzhuk Ya. S.

Doctor of Technical Sciences, Professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-1429-8640>
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Kondur T. I.

Postgraduate
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0009-4629-030X>
e-mail: tkondur@gmail.com

Abstract. The paper evaluates the effectiveness of using axial vibration generators in drill strings with different forms of excitation force. The relevance of the study is due to the need to overcome significant friction forces and increase the mechanical drilling speed of inclined and horizontal wells. The research was conducted on the basis of numerical modelling using a simulation model of the drill string developed in the Modelica environment. The drill string is represented as a composite rod with parameters distributed along its length, with an axial vibration generator installed in an inclined well filled with flushing fluid. A simplified (soft-string) model of the drill string was used for modelling. The viscous interaction between the string and the flushing fluid is taken into account, and contact with the wellbore walls is described using the Stribeck friction model. Six types of vibration shapes were considered: harmonic, triangular, trapezoidal, the sum of two synchronous harmonic components, as well as modified triangular and trapezoidal. The selected forms correspond to the typical operating characteristics of existing axial vibration generators or, according to the literature review, should provide increased efficiency in overcoming friction forces and can be technologically implemented. All variants were modelled at the same excitation force frequency. The signal amplitudes were selected so that the root mean square value was the same for all shapes, corresponding to equal energy costs for creating vibrations. The results of modelling for a section of the drill string located in an inclined well with an azimuth angle of 39° showed that the trapezoidal shape of the vibrations is the most effective. In general, a comparative analysis shows that the efficiency of the axial vibration generator increases with an increase in the RMS of the normalised function describing the vibration shape. Therefore, the most effective vibration shapes are those that are flatter (less pointed) and more energy-intensive, which contributes to better transmission of axial load and reduction of friction forces.

Keywords: axial oscillation tool; friction forces; vibrations; directional drilling; simulation modeling; Modelica.