

ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ З УСТАНОВЛЕННЯМ ГЕНЕРАТОРОМ ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ

О. О. Слабий, Я. С. Гридзук, Т. І. Кондур, І. Ю. Мохній

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: burewisyuk@gmail.com

Генератори осьових коливань широкого застосовуються під час спорудження похило-скерованих свердловин з метою зменшення сил опору рухові бурильної колони. Дана робота присвячена створенню імітаційної моделі для дослідження вібраційних процесів, що виникають у бурильній колоні довільної конструкції зі встановленим генератором осьових коливань у процесі спорудження похило-скерованих свердловин заданого профілю. Використання даної моделі дасть змогу оцінити ефективність генератора осьових коливань у різних умовах буріння. Проведено аналіз та декомпозицію досліджуваного об'єкту на окремі елементи та розроблено їх математичні моделі. Математичні моделі створювались, виходячи із прийнятих припущень, які спрощують отримання розв'язку. При цьому із достатньою точністю вони описують процес взаємодії бурильної колони із стінками свердловини. Під час створення моделі за основу взято soft-string модель бурильної колони. Взаємодія бурильної колони із стінкою свердловини описана моделлю тертя Стрібека. Для моделювання ефекту зменшення осьової сили на долоті враховано швидкість поглиблення вибою свердловини. На основі створеної математичної моделі розроблено бібліотеку імітаційних моделей окремих елементів бурильної колони у мові Modelica. Зі створених імітаційних моделей елементів синтезовано імітаційну модель бурильної колони. Розроблена імітаційна модель дає змогу описати динаміку бурильної колони довільної конструкції із одним генератором осьових коливань, що знаходиться в свердловині довільного профілю. Для вивчення процесу поглиблення вибою свердловини проведено чисельні експерименти для бурильної колони із робочим та вимкненим генератором осьових коливань. Проаналізовано результати чисельних експериментів та оцінено вплив генератора осьових коливань на зменшення сил опору рухові бурильної колони.

Ключові слова: сили опору рухові, осьові вібрації, динамічний коефіцієнт тертя, бурильна колона, похило-скерована свердловина.

The use of axial oscillation generators has become common in constructing inclined wells to reduce the resistance forces of the moving drill string. This study focuses on creating a simulation model to analyze axial vibration processes in a drill string with an axial oscillation tool installed during the construction of inclined-directed wells of a given profile. The model will help evaluate the efficiency of the axial oscillation tool under different operating conditions. The study analyzed and decomposed the drill string into separate elements and developed their mathematical models. These models were created based on assumptions to reduce numerical complexity but accurately describe the interaction between the drill string and the well walls. The soft-string model of the drill string was used as a basis in creating the model, and the interaction of the drill string with the well wall was described by the Stribeck friction model. The rate of penetration of the wellbore was also factored in to simulate the effect of reducing the axial force on the bit. A library of simulation models of drill string elements based on the mathematical model was developed in the Modelica language. These models were used to synthesize a simulation model of the drill string, which can describe the dynamics of a drill string of arbitrary design with one axial oscillation tool located in a well of arbitrary profile. Numerical experiments were then conducted to study the process of deepening a well blowout under various parameters and modes of operation of the axial oscillation tool. The results of these experiments were analyzed to determine the effect of the axial oscillation tool on reducing the resistance forces of the moving drill string.

Keywords: drag force, axial vibrations, dynamic friction coefficient, drill string, inclined-directed well.

Вступ

Із розвитком технологій та техніки похило-скероване буріння набуло значного поширення при спорудженні свердловин. Завдяки цьому способу з'явилась можливість розробляти родовища, на яких побудова вертикальних свердловин була неможливою, економічно недоцільною або обмеженою законодавчим регулюванням. Також похило-скеровані свердловини пок-

ращують якість розкриття продуктивних пластів за рахунок збільшення дренажної зони та дають змогу ефективніше розробляти родовища в складних геологічних умовах.

Процес спорудження похило-скерованих свердловин характеризується додатковими технологічними задачами, які потребують вирішення. Однією із таких задач є потреба в подоланні значних сил опору поздовжньому рухові

бурильної колони. Дані сили виникають завдяки тому, що на похилих ділянках свердловини бурильна колона перебуває в постійному контакті із стінкою. Внаслідок цієї взаємодії виникають сили тертя, що чинять опір переміщенню бурильної колони. Це зменшує осьову силу на долоті, що впливає на ефективність спорудження свердловини. Створення в такому випадку необхідної осьової сили на долоті за рахунок зменшення зусилля на гаку бурової вежі має вузьке коло застосування [1]. По перше, величина додаткового зусилля, що може бути прикладене таким чином, не може перевищити величину зусилля на гаку. Окрім цього, через зменшення сили на гаку в бурильній колоні можуть виникнути критичні осьові сили, які призведуть до втрати нею стійкості [2].

Отже, існує потреба у пошуку інших рішень подолання сил опору, одним із яких є включення до компоновки бурильної колони генераторів осьових коливань (ГОК). Основна ідея використання ГОК полягає в тому, що на ділянці бурильної колони де діють осьові коливання виникають сили тертя руху, які є набагато менші за сили тертя спокою, а отже, загальна сила тертя опору переміщенню бурильної колони зменшується. Однак для ефективного застосування ГОК потрібно добре розуміти динамічні процеси, що відбуваються в бурильній колоні. Вивченню таких процесів і присвячена дана робота.

Аналіз сучасних досліджень та публікацій

Вібрації бурильної колони у свердловині, які генеруються ГОК, є одним із ефективних засобів зменшення тертя та покращення передачі осьового навантаження у процесі буріння глибоких скерованих та горизонтальних свердловин. Однак, для їх ефективного застосування слід проводити динамічне моделювання бурильної колони із встановленим ГОК. Дана задача характеризується неповнотою інформації, потребує врахування значної кількості факторів, є математично складною та нелінійною. Зважаючи на технічну складність проведення промислових і лабораторних досліджень, одним із основних напрямків вивчення динаміки бурильної колони із встановленим ГОК є створення математичних моделей, їх розв'язання чисельними методами з подальшим аналізом отриманих результатів. До чисельної складності таких моделей висуваються додаткові вимоги з метою забезпечення можливості їх застосування в промислових рішеннях. Тому, як правило, на сьогодні в більшості робіт використовується

soft-string модель бурильної колони, в якій секції труб подаються важкою ниткою, тобто вважається, що вони не володіють жорсткістю на згин [3–7].

Застосування підходу, в якому вважається, що секції бурильних труб володіють жорсткістю на згин (stiff-string модель) розглянута в роботі [8], де досліджуються величини сил опору рухові бурильної колони без врахування можливості встановлення ГОК.

В роботі [3] запропоновано підхід до прогнозування вібраційних навантажень у різних перерізах бурильної колони із встановленим ГОК із використанням передавальних матриць. Коефіцієнти передавальних обчислювались шляхом розв'язання представленої моделі бурильної колони в частотній області. Для перевірки адекватності запропонованого підходу проведено порівняльний аналіз отриманих результатів із промисловими записами вібрацій. Хоча в публікації говориться про достатню точність моделі у всьому діапазоні частот, однак опис сил опору рухові бурильної колони за допомогою лінійного в'язкого тертя з приведеним коефіцієнтом демпфування не дає можливості з достатньою точністю описати взаємодію бурильної колони із стінкою свердловини, а отже, дослідити вплив роботи ГОК на них. Зважаючи на те, що точність моделювання сил опору рухові бурильної колони є критично важливою для даного виду досліджень, в більшості робіт автори використовують більш складні нелінійні моделі тертя та, відповідно, проводять розв'язання у часовій області. На сьогодні найбільшого поширення набуло використання моделі тертя Стрібека (Stribeck)[4; 5; 9] або моделі гістерезисного тертя Дала (Dahl)[10; 11]. Хоча модель Стрібека чітко встановлює залежність між силою опору рухові і відносною швидкістю двох тіл, однак проведені лабораторні експерименти [7; 11–13] вказують, що модель Дала краще описує отримані лабораторні криві. Розбіжність між аналітичними моделями та лабораторними даними залишається достатньо великою, щоб робити висновки про можливість точного опису процесу взаємодії між бурильною колоною і стінкою свердловини за допомогою аналітичної моделі тертя.

На сьогодні розроблена значна кількість конструкцій ГОК, які працюють за різними фізичними принципами та генерують коливання різної форми та параметрів. Так, найбільш поширеними є конструкції ГОК, що використовуються в промисловості, отримують енергію від потоку промивальної рідини та генерують синусоїдні, трапецієвидні та пилкоподібні фор-

ми коливань [14; 15]. Математична модель роботи ГОК, що генерує синусоїдні коливання та працює за принципом пульсації тиску промивальної рідини, що є результатом часткового перекриття отвору планшайбою, яка приводиться в рух гвинтовим двигуном, детально розглянута в роботі [16]. Однак в більшості робіт ГОК описують за допомогою спрощених моделей. Найбільш поширеним є представлення ГОК у бурильній колоні у вигляді пружного тіла, до одного кінця якого прикладається збурююча сила із заданими параметрами (форма коливань, амплітуда, частота) [3; 5; 7; 9; 17]. Такий підхід дає змогу з достатньою точністю моделювати вібраційний вплив ГОК на бурильну колону без детального розгляду його конструктивних особливостей. В окремих роботах для спрощення чисельної складності моделі поширений підхід, в якому верхній кінець бурильної колони, що не піддається впливу вібрацій з боку ГОК, замінюють еквівалентним пружним або пружно-в'язким тілом [3; 5].

Згадані нами дослідження свідчать, що хоча на сьогодні основне завдання стосовно побудови моделі бурильної колони із встановленим ГОК є вирішеним, однак питання впливу різних параметрів системи на ефективність зменшення сил опору ще потребує вивчення.

Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є вивчення особливостей процесу спорудження похило-скерованих свердловин бурильною колоною із встановленим ГОК. Для досягнення поставленої мети сформульовано задачі досліджень, які полягають у створенні математичної моделі, яка б давала змогу моделювати вібраційні процеси в бурильній колоні довільної компоновки із встановленим ГОК на різних етапах спорудження похило-скерованої свердловини заданого профілю. На основі розробленої математичної моделі слід створити імітаційну модель умові моделювання Modelica, яка б забезпечувала оперативне динамічне моделювання бурильної колони для оцінки ефективності застосування ГОК при заданих умовах та режимних параметрах буріння.

Прийняті припущення

Виходячи із поставленої мети досліджень, для забезпечення прийняттого часу імітаційного моделювання при створенні моделі було прийнято такі припущення:

-- бурильну колону подаємо складним пустотілим стрижнем круглого перерізу із розподіленими по довжині параметрами;

- впливом геометрії бурильних замків, та елементів оснастки бурильної колони на динаміку роботи бурильної колони нехтуємо;

- бурильну колону моделюємо, як важку нитку і вважаємо, що на похилій ділянці свердловини вона знаходиться в постійному контакті із стінкою (soft-stringmodel);

- приймаємо, що свердловина має постійний круглий переріз по всій довжині, а її стінки є абсолютно твердими;

- вважаємо, що вплив осьових коливань бурильної колони на зменшення сил опору її поздовжньому рухові є домінуючим, а впливом крутильних і поперечних коливань нехтуємо;

- ймовірною втратою стійкості бурильною колоною, та всіма наслідками від цього, на динамічні процеси, що виникають в бурильній колоні нехтуємо;

- вважаємо, що коефіцієнти тертя бурильної колони до стінки свердловини є сталими у часі та по довжині свердловини і не залежать від режимів буріння, зміни параметрів гірських порід вздовж свердловини, тривалості дії вібрацій тощо;

- приймаємо, що свердловиною циркулює промивальна рідина із постійними фізичними параметрами та об'ємною витратою, а її швидкість протікання залежить виключно від площі поперечного перерізу кільцевого простору;

- усіма ефектами від дії промивальної рідини на бурильну колону, окрім врахування виштовхувальної сили та сил в'язкого опору рухові, нехтуємо;

- усі фактори, окрім визначальних, моделюємо за допомогою спрощених лінійних моделей або еквівалентного подання.

Модель об'єкта дослідження

Виходячи із прийнятих припущень, створено розрахункову схему досліджуваного об'єкта, що зображена на рис. 1. Вона включає в себе свердловину круглого перерізу діаметром d_w , профіль якої описується дискретно з кроком Δs вздовж осі свердловини, починаючи від проектного вибою зміною величини зенітного кута θ . Оскільки модель повинна забезпечувати можливість дослідження динаміки роботи бурильної колони на різних етапах спорудження свердловини, приймаємо, що фактичний вибій знаходиться на відстані L_S від проектного вибою свердловини. Для забезпечення можливості моделювання бурильних колон різної конструкції приймаємо, що бурильна колона складається із ГОК та скінченного числа се-

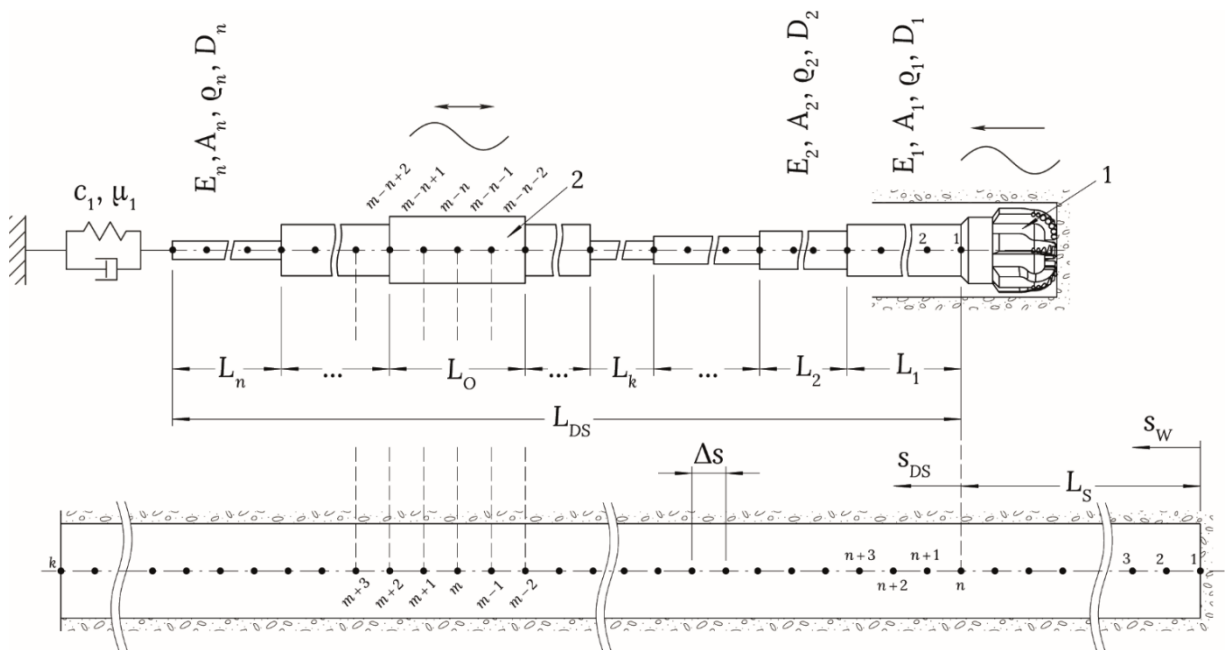


Рисунок 1 – Розрахункова схема досліджуваного об’єкта

кцій складеного пустотілого стрижня круглого перерізу із сталими параметрами по довжині, що знаходяться під і над ГОК. Кожну секцію стрижня, з яких складається бурильна колона, характеризуємо довжиною L_i , зовнішнім діаметром D_i , площею поперечного перерізу A_i , модулем Юнга E_i та густиною ρ_i матеріалу, з якого вона виготовлена, де i – порядковий номер секції в компоновці, починаючи від долота. Для спрощення розрахунків масо-габаритними параметрами долота нехтуємо і вважаємо, що долото генерує осьові полі гармонічні коливання із заданими частотами та амплітудами, значення яких встановлюється за результатами експериментальних досліджень.

Щоб спростити побудову моделі бурильної колони, відкидаємо більшу частину верхнього її кінця та розглядатимемо лише її нижню частину загальною довжиною L_{DS} . Значення L_{DS} вибираємо із такого розрахунку, щоб осьові коливання, які генеруються ГОК, повністю згасали під дією дисипативних сил на даній ділянці. Вплив відкинutoї частини бурильної колони подаємо у вигляді еквівалентного пружно-в’язкого тіла, що характеризується коефіцієнтом жорсткості c_1 та демпфування μ_1 .

Для узгодження даних та полегшення оперування ними в імітаційних моделях приймаємо, що усі лінійні розміри повинні бути кратними кроку дискретизації Δs . Тому крок дискретизації слід обирати так, щоб йому були кратні більшість лінійних розмірів компоновки бурильної колони, а інші розміри відповідно заокруглюємо до ближчого кратного числа.

Математична модель бурильної колони

Математичну модель бурильної колони отримаємо шляхом поєднання між собою секцій бурильних труб, долота та генератора осьових коливань. Умова їх поєднання наступна:

$$T_a + T_b = 0; \quad (1)$$

$$u_a = u_b,$$

де T_i і u_i – осьова сила та поздовжня деформація на i -тих кінцях (a – нижній, b – верхній) елементів бурильної колони, що поєднуються між собою.

Виведення математичних моделей окремих елементів бурильної колони наведено нижче.

Секція бурильних труб

Для отримання моделі секції бурильних труб розглянемо рівновагу елементарної частини секції бурильної колони довжиною ds , розрахункова схема якого зображена на рис. 2. Вважаємо, що один кінець елемента знаходиться в довільній точці p свердловини, яка характеризується відповідним зенітним кутом θ_p , координатою s_p та номером вузла дискретизації n_p від її проектного кінця. На елемент, що розглядається, діють: сила ваги з врахуванням сили Архімеда \vec{F}_G , нормальна складова сили реакції з боку стінки свердловини \vec{F}_N , сила тертя елемента бурильної колони до стінки свердловини \vec{F}_f , сила в’язкого тертя середовища промивальної рідини \vec{F}_v та сила інерції F_{in} .

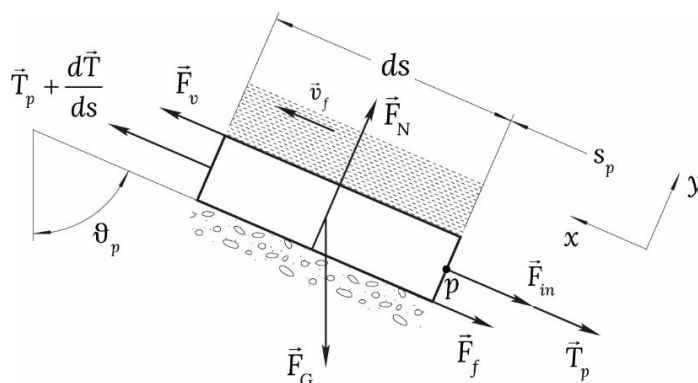


Рисунок 2 – Розрахункова схема частини бурильної колони із прикладеними силами

Вплив відкинутих частин відповідно до методу перерізів замінюємо відповідною силою натягу \vec{T}_p , що діє на кінці елемента із координатою s_p та силою натягу $T_p + \frac{dT_p}{ds}$, що діє на кінці елемента з координатою $s_p + ds$. Спроектувавши дані сили на вісь свердловини, отримуємо рівняння рівноваги елемента бурильної колони:

$$T_p + \frac{dT_p}{ds} - T_p - F_{in} + F_v - F_f - F_G \cos \theta = 0. \quad (2)$$

Прийнявши, що бурильну колону можна описати тілом Гука, та здійснивши відповідні підстановки, отримуємо диференціальне рівняння рівноваги осьових коливань бурильної колони:

$$E_j A_j \frac{d^2 u(s,t)}{ds^2} - \rho_j A_j \frac{d^2 u(s,t)}{dt^2} + \xi \left(v_f - \frac{du(s,t)}{dt} \right) - F_f(s,t) - (\rho_j - \rho_f) A_j g \cos(\theta(s)) = 0, \quad (3)$$

де ρ_f – густина промивальної рідини,

g – пришвидшення вільного падіння,

$u(s,t)$ – функція що описує поздовжні переміщення перерізу бурильної колони з координатою s в часі t ,

ξ – приведений коефіцієнт демпфування бурильної колони у промивальній рідині, що визначається за формулою [7]:

$$\xi = \frac{2\pi\zeta\lambda}{\ln\left(\frac{d_w}{D_i}\right)}, \quad (4)$$

де ζ - коефіцієнт динамічної в'язкості промивальної рідини,

λ - коефіцієнт, що враховує ексцентричне розташування бурильної колони у свердловині,

D_i - зовнішній діаметр секції бурильних труб,

v_f - швидкість промивальної рідини у свердловині, що обчислюється, виходячи із об'ємної витрати промивальної рідини, окремо для кожної секції за формулою:

$$v_f = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(d_w^2 - D_i^2)}, \quad (5)$$

де Q – об'ємна витрата промивальної рідини.

Вибір математичної моделі для опису сил тертя $F_f(s,t)$, що виникають внаслідок взаємодії бурильної колони із стінкою свердловини, є критично важливою для вирішення поставленої задачі. В даній роботі використовуватимемо модель тертя Стрібека:

$$F_f(s,t) = F_N(s) \mu(s,t) \operatorname{sgn}\left(\frac{du(s,t)}{dt}\right); \quad (6)$$

$$F_N(s) = (\rho_j - \rho_f) A_j g \sin(\theta(s));$$

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

де μ_s і μ_d – статичний і динамічний коефіцієнти тертя бурильної колони до стінки свердловини,

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

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

Взаємодія долота із вибоєм свердловини

На даному етапі розвитку науки та техніки долота PDC все більше використовуються при спорудженні похило-скерованих свердловин. Особливістю роботи доліт даного типу є те, що домінуючими в них є крутильні коливання, а осьові коливання є похідними від крутильних. Існуючі динамічні моделі PDC доліт використовують складні математичні нелінійні моделі з розривами використовувати які, з точки зору

чисельної складності розв'язку, в даному дослідженні недоцільно. Зважаючи на це, використано спрощений підхід. Долото моделюємо, як невагомий об'єкт, який перебуває в постійному контакті із вибоєм свердловини. Гірська порода на вибої свердловини моделюється тілом Кельвіна-Фойгта та характеризується коефіцієнтом жорсткості c_b та коефіцієнтом демпфування μ_b . Оскільки процес поглиблення вибою є важливим для моделювання ефектів зменшення осьової сили на вибої, приймаємо, що вибій переміщується із постійною швидкістю, яка рівна середній механічній швидкості буріння. Отже, враховуючи прийняті припущення, модель взаємодії долота та вибою можна представити у вигляді механічної системи, розрахункова схема якої наведена на рис. 3.

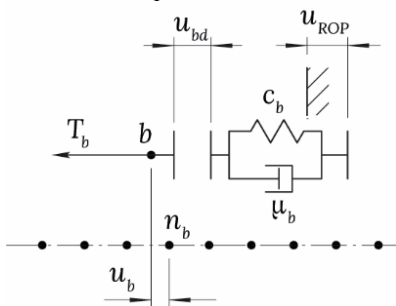


Рисунок 3 – Принципова розрахункова схема моделі долота та вибою

Виходячи із прийнятих припущень, математична модель взаємодії долота із вибоєм свердловини матиме такий вигляд:

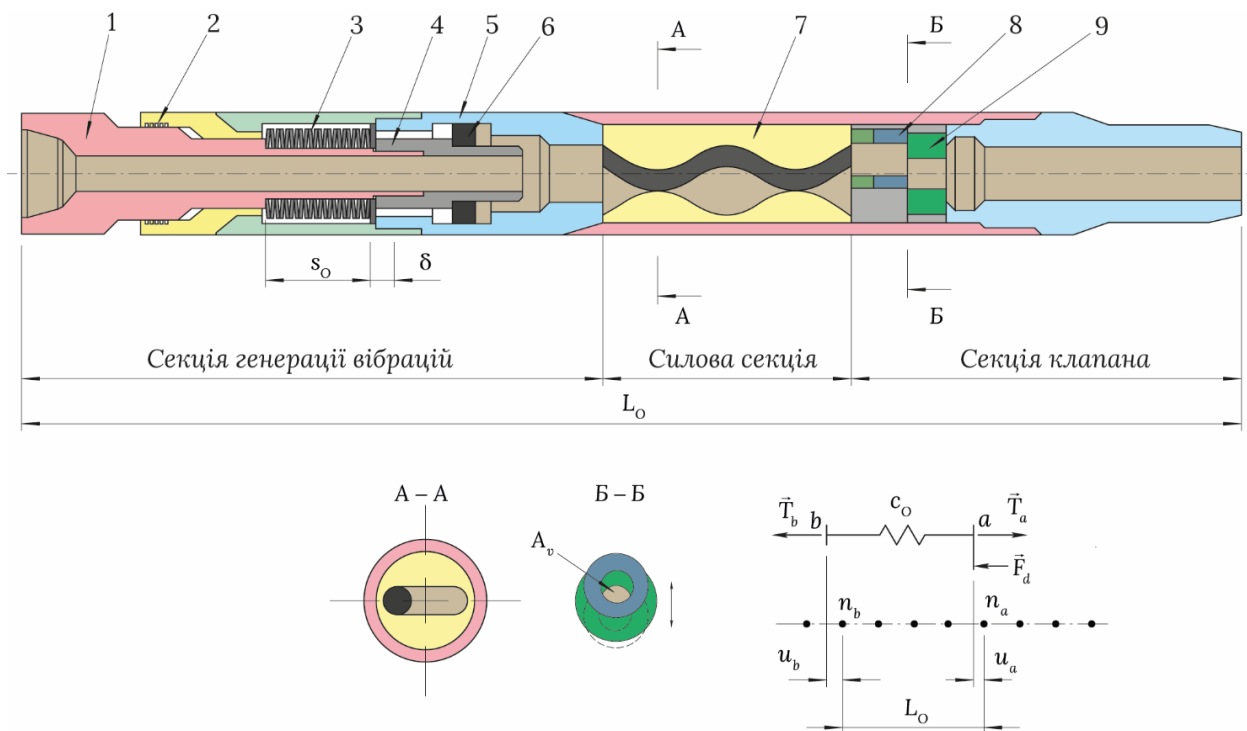


Рисунок 4 – Розрахункова схема гідравлічного генератора осьових коливань

$$T_b = \delta c_o + \frac{d\delta}{dt} \mu_o;$$

$$-u_{ROP} - \delta + \sum A_b \sin(\omega_b t) = u_b; \quad (7)$$

$$\frac{du_{ROP}}{dt} = v_{ROP},$$

де v_{ROP} – механічна швидкість буріння,

A_b і ω_b – амплітуди та циклічні частоти коливань долота, що є найбільш вираженими із зареєстрованих при експериментальному дослідженні його роботи.

Генератор осьових коливань

За об'єкт моделювання виберемо ГОК, принципова схема роботи якого наведена на рис. 4. Конструктивно він поділяється на три секції: секцію генерації вібрацій, силову секцію і секцію клапана. Секція генерації вібрацій складається із двох елементів 1 і 5, що кріпляться між собою за допомогою шліцевого або іншого подібного з'єднання 2 та блоку пружин 3. Внаслідок зміни осьової сили в перерізах ГОК відбувається зміна деформації блоку пружин δ , що спричинює відносний рух між елементами 1 і 5, та породжує осьові коливання. Також до блоку пружин 3 прикладається змінна осьова сила з боку поршня 6, яка виникає внаслідок пульсації тиску промивальної рідини в бурильні колоні. Зміна тиску промивальної рідини спричинена зміною поперечного перерізу A_v пропускнуго отвору дискового клапана в

результаті відносного переміщення рухомої частини клапана 8 відносно нерухомої 9. Рухомою частиною клапана 8 приводиться в рух силовою секцією, яка конструктивно представляє собою гвинтовий двигун 7. Теоретичні та експериментальні дані показують, що ГОК даної конструкції генерують коливання у вигляді синусоїди [22].

В дослідженні приймаємо, що генератор осьових коливань без прикладених до нього осьових зусиль має загальну довжину L_0 . Зважаючи на відносно невеликі лінійні розміри ГОК, вважаємо, що усі елементи, окрім блоку пружин 3, є абсолютно твердими тілами, а сам блок пружин моделюється тілом Гука. Отже, ГОК можна подати у вигляді пружини заданої жорсткості c_0 та довжини в недеформованому стані L_0 , до якої прикладені три сили, дві осьові сили T_a і T_b з боку приєднаних до його кінців секцій бурильних колон та динамічної сили F_d заданої амплітуди та частоти з боку поршня 6.

Враховуючи сказане, математична модель ГОК матиме такий опис:

$$\begin{aligned} T_b - T_a + F_d &= 0; \\ F_d &= A_0 \sin(2\pi f_0 t); \\ T_b &= \delta c_0; \\ \delta &= u_b - u_a, \end{aligned} \quad (8)$$

де F_d – динамічна складова сили, що генерується на поршні генератора осьових коливань,

A_0 і f_0 – амплітуда та частота коливань динамічної складової осьової сили,

u_i , T_i – переміщення та осьова сила в відповідному i -тому кінці (a – нижній кінець b – верхній кінець) генератора осьових коливань.

Визначення приведенного коефіцієнта жорсткості та коефіцієнта демпфування відкинутої частини колони

Значення коефіцієнта жорсткості пружно-в'язкого тіла, яке моделює відкинуту ділянку бурильних труб, визначаємо, виходячи із довжини відкинутої ділянки та характеристик бурильних труб, за формулою:

$$c_1 = \frac{E_d A_d}{L}, \quad (9)$$

де E_d – модуль Юнга матеріалу бурильних труб,

A_d – площа поперечного перерізу бурильної труби,

L – довжина відкинутої ділянки бурильних труб.

Величина приведенного коефіцієнта демпфування, ґрунтуючись на дослідженнях, наведених в роботі [18], приймаємо рівною приведенному коефіцієнту демпфування, обчисленому за формулою (4) для секції бурильних труб, що відкидається.

Імітаційна модель

На основі математичних моделей окремих елементів бурильної колони створено бібліотеку імітаційних моделей у мові Modelica. На сьогодні специфікація мови Modelica не підтримує опис імітаційних моделей за допомогою диференціальних рівнянь із частинними похідними [19]. Тому при побудові моделі секції бурильних труб рівняння (4) перетворювали, застосовуючи метод ліній [20; 21], за допомогою центральної кінцево-різницевої схеми другого порядку з кроком дискретизації Δs у систему звичайних диференціальних рівнянь. Для покращення чисельної стабільності розв'язку в імітаційній моделі також проведено заміну функції з розривами $\text{sgn}(x)$ в рівнянні (6) на подібну їй плавну $\tanh(10000x)$. Графічне подання створеної бібліотеки наведено на рис. 5. Ось її складові: 1 – модель секції бурильних труб, 2 – модель генератора осьових коливань, 3 – модель пружно-в'язкого тіла, яким моделюється відкинута секція бурильних труб, 4 – модель долота та вибою, 5 – модель верхнього кінця бурильної колони, 6 – модель даних профілю свердловини, 7 – модель задання режимних параметрів буріння, характеристик сил тертя та параметрів промивальної рідини.

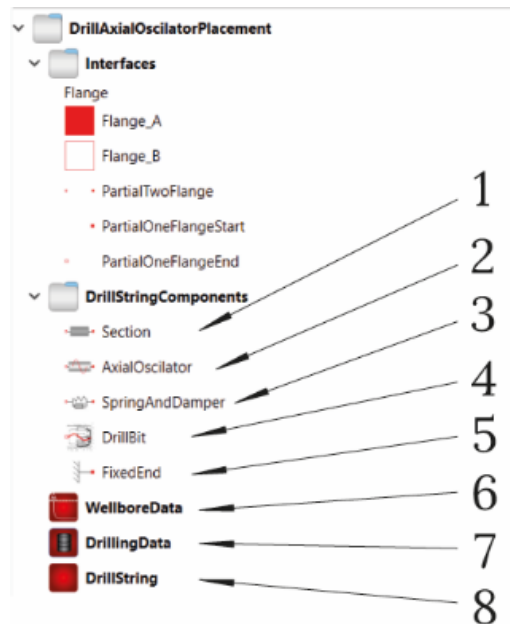


Рисунок 5 – Графічне подання бібліотеки моделювання

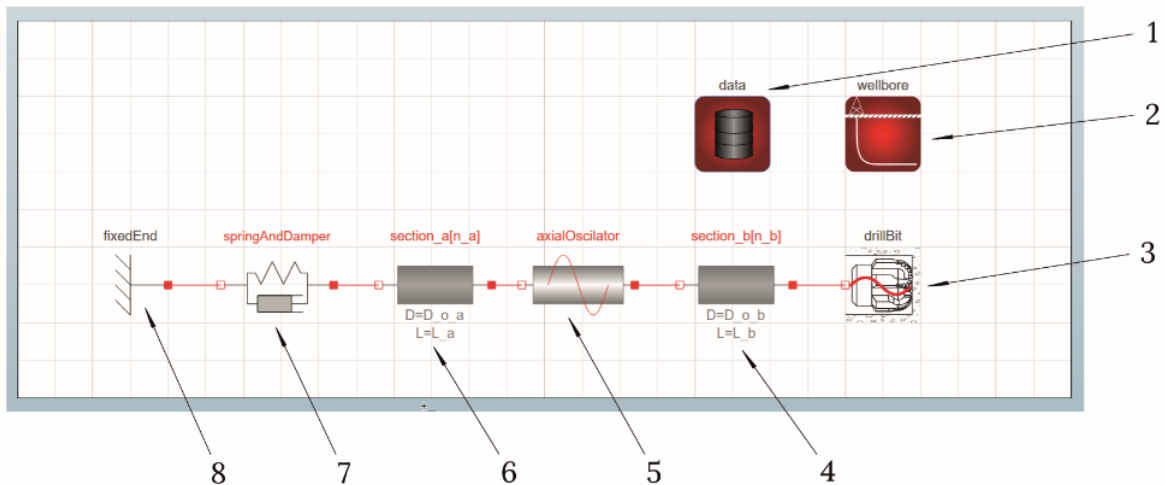


Рисунок 6 – Графічне подання імітаційної моделі бурильної колони

Із розроблених моделей окремих елементів синтезовано імітаційну модель бурильної колони (рис. 6). Для успішного розв’язання даної моделі слід задати початкові умови. Для цього початкові значення величини деформацій та осьових сил в перерізах бурильної колони визначаються з умови статичної рівноваги бурильної колони та відомого значення осьового навантаження на долоті. Вони визначаються відповідно до математичних моделей, описаних в попередніх розділах, де відкинута доданка із похідними за часом.

Імітаційне моделювання. Вхідні дані

Для оцінки ефективності застосування ГОК проведено чисельні експерименти процесу спорудження похило-скерованої свердловини, профіль якої зображений на рис. 7, бурильною колоною із діючим та виключеним ГОК. Основні параметри досліджуваної системи, що використовувались при моделюванні, наведені в табл. 1.

Вважаємо, що усі секції бурильної колони виготовлені зі сталі з однаковими механічними характеристиками, що наведені в табл. 1. Геометричні характеристики секцій бурильної колони, в порядку, починаючи від вибою свердловини, наведені в табл. 2.

Дослідження проводилось на проміжку часу 0-200 с із використанням програмного модуля DASSL [23] з точністю 10^{-5} та дискретністю вихідних даних 0,005 с.

Результати та обговорення

Результати чисельних експериментів підтверджують ефективність застосування ГОК для зменшення сил опору рухові бурильної колони і передачі осьової сили до долота. На рис. 8 наведено графіки зміни осьової сили на долоті з

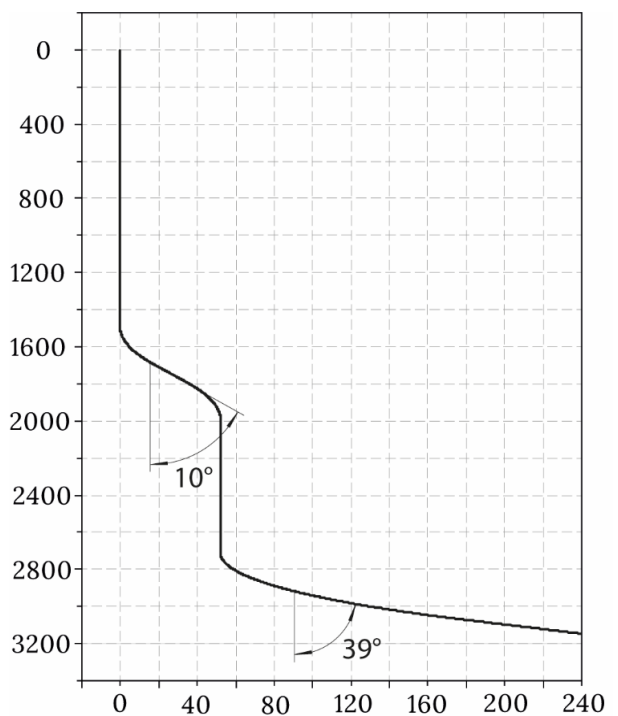


Рисунок 7 – Профіль свердловини

часом, що отримані за результатами двох експериментів. Враховуючи те, що моделювання процесу поглиблення свердловини починається із умови статичної рівноваги бурильної колони, на графіку можна виділити два періоди роботи колони. Під час перехідного періоду відбувається поступовий перехід бурильної колони до усталеного процесу буріння, що можна спостерігати за зменшенням осьової сили на долоті. Також у випадку бурильної колони із діючим ГОК можна спостерігати короткотривалий початковий період різкої зміни осьової сили на долоті, що можна пояснити процесом встановлення усталеного вібраційного режиму роботи бурильної колони.

Таблиця 1 – Параметри досліджуваної системи

№	Параметр	Позначення	Величина
1	Густина матеріалу бурильної колони, кг/м ³	ρ_d	7850
2	Модуль Юнга матеріалу труб, МПа	E	210
3	Діаметр свердловини, мм	d_w	215,9
4	Густина промивальної рідини, кг/м ³	ρ_m	1200
5	Об'ємна витрата промивальної рідини, л/с	Q	30
6	Жорсткість породи на вибої, МН/м	c_b	50
7	Коефіцієнт демпфування породи на вибої, кН*с/м	μ_b	5
8	Початкове осьове навантаження на долоті, кН	WOB	60
9	Механічна швидкість буріння, м/с	v_{ROP}	0,005
10	Статичний коефіцієнт тертя, 1	μ_s	0,21
11	Динамічний коефіцієнт тертя, 1	μ_d	0,15
12	Швидкість Стрібека, м/с	v_{st}	0,019
13	Коефіцієнт, що характеризує згасання ефекту Стрібека, 1	k_{st}	2
14	Частота роботи ГОК, Гц	f_O	16
15	Амплітуда динамічної сили, що створюється ГОК, кН	A_O	10
16	Жорсткість блоку пружин ГОК, МН/м	c_O	6
17	Крок дискретизації, м	Δs	1
18	Розташування поточного вибою, відносно проектного вибою свердловини, м	L_s	90

Таблиця 2 – Параметри компоновки бурильної колони

№	Діаметр зовнішній, мм	Діаметр внутрішній, мм	Довжина секції, м
Секції бурильної колони, що розташовані нижче генератора осьових коливань			
1	165,1	76,2	22
2	114,3	51	25
3	127	76,2	41
Генератор осьових коливань			
4	165,1	-	15
Секції бурильної колони, що розташовані вище генератора осьових коливань			
5	127	76,5	89
6	114,3	95	475
Секції бурильної колони, що моделюються еквівалентним пружно-в'язким тілом			
7	114,3	95	2443

Відповідно до результатів експериментів при початковому значенні осьової сили 60 кН, за умов застосування ГОК, величина середнього значення осьової сили зменшується до 58 кН (97% від початкового), а для аналогічних умов буріння без використання ГОК осьова сила на долоті складає лише 47,3 кН (79% від початкового). З отриманих результатів можна зробити висновок, що використання ГОК для досліджуваних умов буріння дає змогу в 7 разів зменшити втрати при передачі осьової сили на долото.

На рис. 9 показано сумарне значення сил опору (без врахування знаків), в бурильній колоні, обчислене за результатами імітаційного

моделювання. Як бачимо, у випадку роботи ГОК загальні сили тертя є значно меншими і стабільними в часі в порівнянні із сумарними силами тертя в бурильній колоні з відключеним ГОК. На відміну від отриманих значень для бурильної колони із робочим ГОК, в бурильній колоні із відключеним ГОК спостерігаються періодичні зменшення сумарних сил тертя, що відповідає переривчастому проковзуванню бурильної колони похило-скерованою ділянкою свердловини. Нерівномірність переміщення бурильної колони із вимкненим ГОК вздовж свердловини можна спостерігати також на графіках осьового переміщення окремих перерізів бурильної колони (рис. 10).

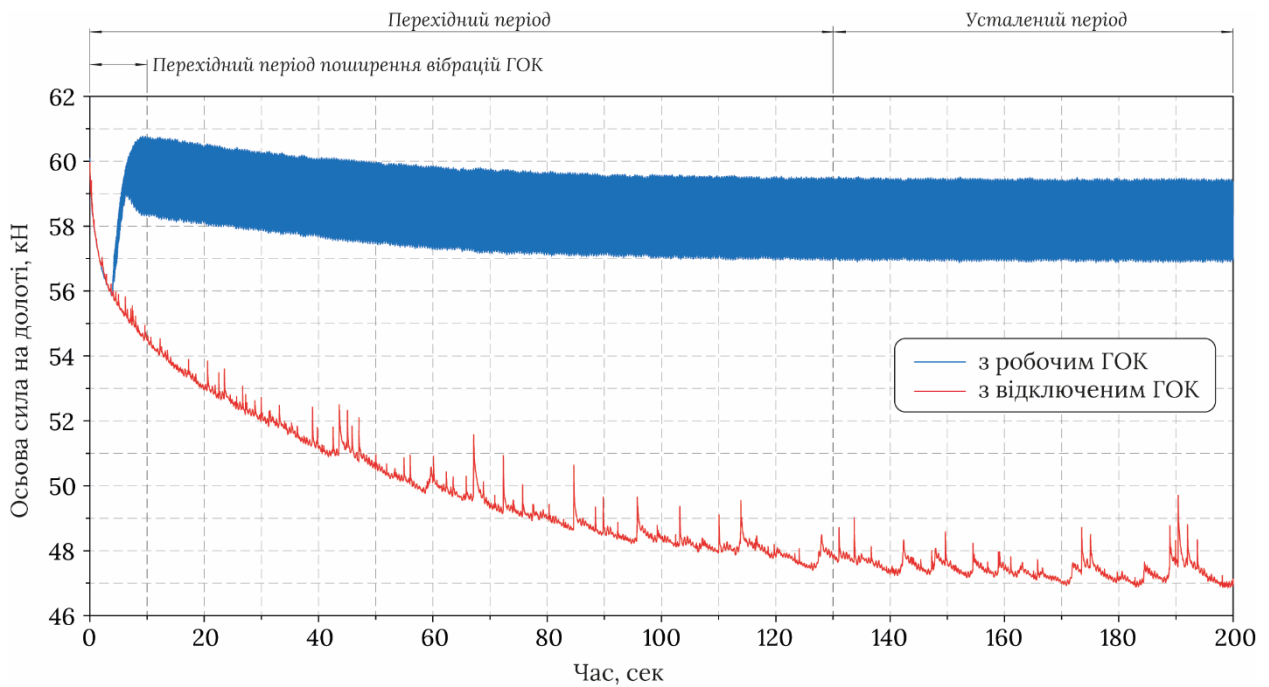


Рисунок 8 – Зміна осьової сили на долоті з часом

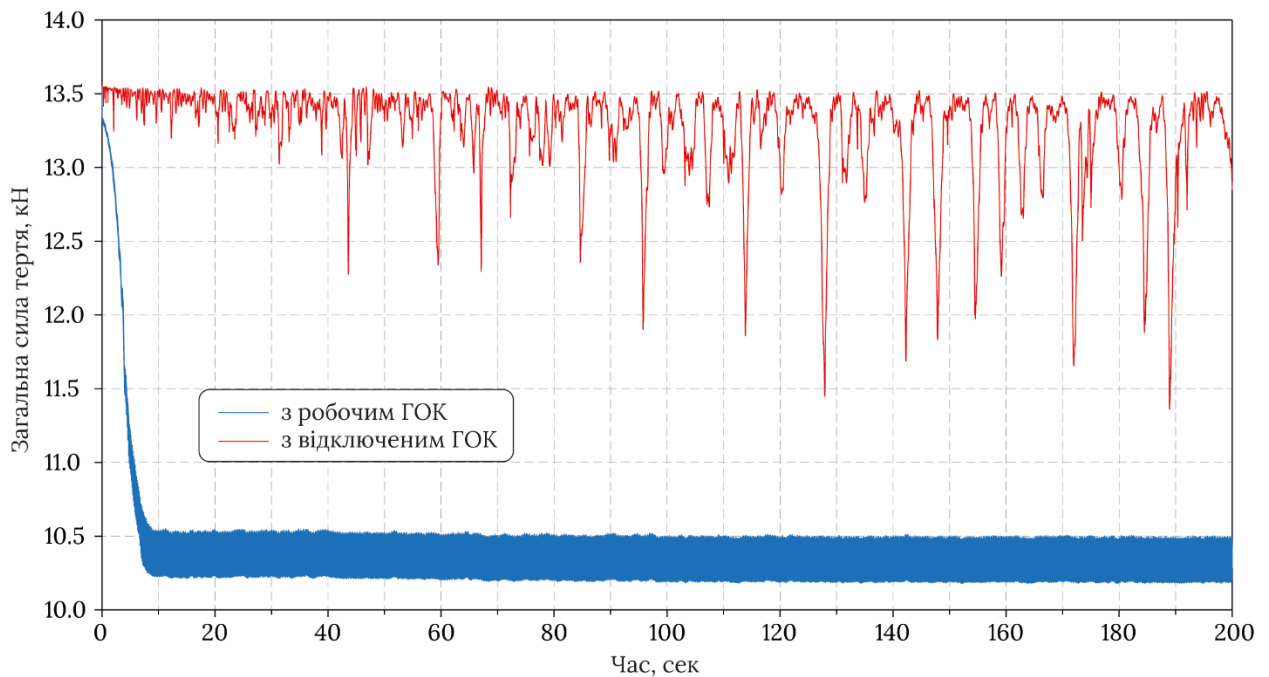
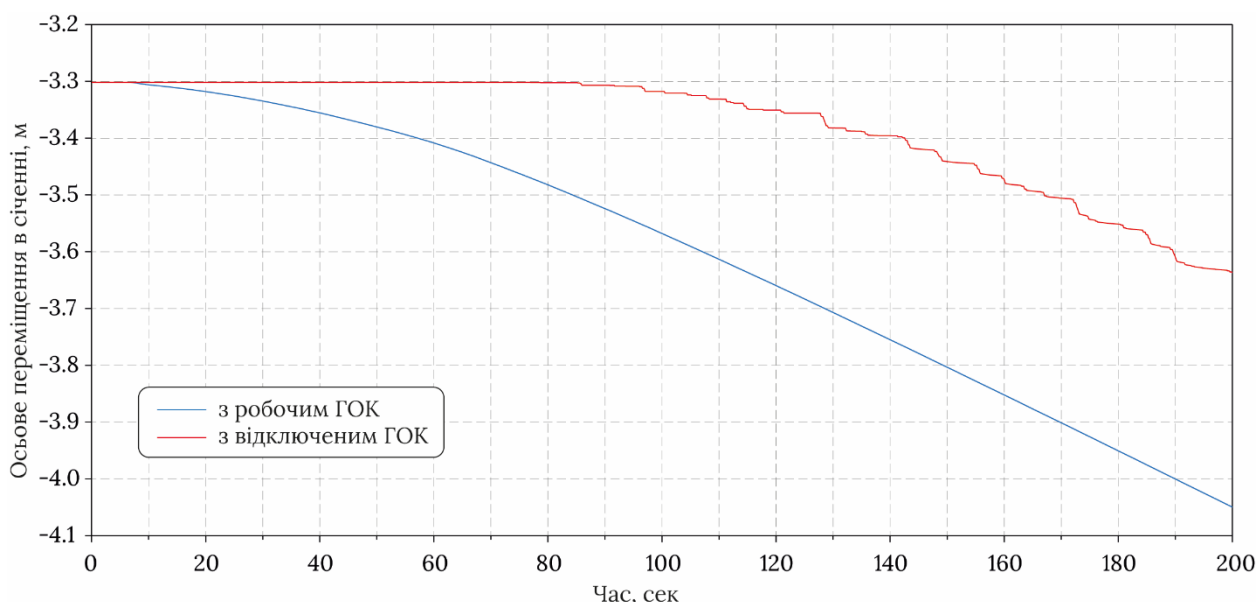


Рисунок 9 – Сумарна величина сил опору рухові бурильної колони

Результати імітаційного моделювання покажуть, що середнє значення сумарної сили тертя бурильної колони при використанні ГОК складає 78% від величини обчисленого для бурильної колони із відключеним ГОК, окрім цього спостерігаються такі позитивні ефекти, як плавне переміщення бурильної колони вздовж свердловини (рис. 10) та однорідний динамічний режим роботи долота (рис. 8).

Висновки

Робота присвячена вивченню особливостей поглиблення похило-скерованої свердловини бурильною колоною із встановленим ГОК. Для цього розроблено математичну модель та на її основі створено імітаційну модель досліджуваної системи «Бурильна колона у похило-скерованій свердловині». Дана модель дає змогу здійснювати динамічне моделювання процесу буріння свердловини довільного профілю бурильною колоною, конструкція якої включає

Рисунок 10 – Значення осьового переміщення $u(s = 143, t)$

один ГОК та задану кількість секцій труб із різними геометричними та механічними властивостями. В процесі розробки імітаційної моделі досліджуваної системи створено бібліотеку моделювання у мові Modelica, яка включає імітаційні моделі окремих елементів бурильної колони та може використовуватись для побудови інших імітаційних моделей бурильних колон.

Проведені чисельні експерименти показали, що для досліджуваних умов при встановленні ГОК у бурильну колону сили опору рухові бурильної колони складають 78% від початкових. Також встановлення ГОК дає змогу покращити плавність поздовжнього переміщення бурильної колони та забезпечити однорідний динамічний режим роботи долота.

Література / References

1. Newman K., Burnett T., Pursell J., Gouasmia O. Modeling the Affect of a Downhole Vibrator. *SPE/ICoTA Coiled Tubing & Well Intervention Conference and Exhibition: Processing SPE/ICoTA Coiled Tubing & Well Intervention Conference and Exhibition*, The Woodlands, Texas, 31 March - 01 April, 2009. DOI: [10.2118/121752-MS](https://doi.org/10.2118/121752-MS).

2. Hajianmaleki M., Daily J. S. Advances in critical buckling load assessment for tubular inside wellbores. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2014. Vol. 116. P. 136–144. DOI: [10.1016/j.petrol.2014.02.019](https://doi.org/10.1016/j.petrol.2014.02.019).

3. 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: SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition 2015, London, England, UK, 17-19 March, 2015. DOI: [10.2118/173121-MS](https://doi.org/10.2118/173121-MS).

4. Wang X., Ni H., Wang R., Zhang L., Wang P. Drag-Reduction and Resonance Problems of a Jointed Drill string in the Presence of an Axial Excitation Tool. *Journal of Energy Resources Technology*. 2019: Vol. 141, No 3. Art. ID 032904. DOI: [10.1115/1.4041155](https://doi.org/10.1115/1.4041155).

5. Liu J., Zheng H., Kuang Y., Yu B., Zhou Y., Deng M. A feasible model for friction-reduction investigation of drill strings in long-horizontal wells with axial oscillation tools and analysis of key influencing factors. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2020. Vol. 185. Art. ID 106643. DOI: [10.1016/j.petrol.2019.106643](https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106643).

6. Zhang H., Ashok P., van Oort E., Shor R. Investigation of pipe rocking and agitator effectiveness on friction reduction during slide drilling. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2021. Vol. 204. Art. ID 108720. DOI: [10.1016/j.petrol.2021.108720](https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.108720).

7. Shi X.-L., Huang W.-J., Gao D.-L. Mechanical behavior of drill string with drag reduction oscillators and its effects on sliding drilling limits. *Petroleum Science*. 2021. T. 18, No 6. P. 1689–1697. DOI: [10.1016/j.petsci.2021.09.007](https://doi.org/10.1016/j.petsci.2021.09.007).

8. Tikhonov V., Valiullin K., Nurgaleev A., Ring L., Gandikota R., Chaguine P., Cheatham C. Dynamic Model for Stiff String Torque and Drag. *SPE/IADC Drilling Conference: SPE Drilling and Completion*, Amsterdam, The Netherlands, 05-07 March, 2013. DOI: [10.2118/163566-MS](https://doi.org/10.2118/163566-MS).

9. Shi X., Huang W., Gao D., Zhu N. Optimal design of drag reduction oscillators by considering drill string fatigue and hydraulic loss in sliding drilling. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2022. Vol. 208. P. 109572. DOI: [10.1016/j.petrol.2021.109572](https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.109572).
10. 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).
11. Wang X., Chen P., Ma T., Liu Y. Modeling and experimental investigations on the drag reduction performance of an axial oscillation tool. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2017. Vol. 39. P. 118–132. DOI: [10.1016/j.jngse.2017.01.018](https://doi.org/10.1016/j.jngse.2017.01.018).
12. Tikhonov V., Giers M., Yakhimovich V., Shemyakinsky B., Ring L. Multi-component friction testing of full-scale drill pipe specimen. *TRIBOLOGY AND DESIGN 2012: Tribology and Design II*: WIT Transactions on Engineering Sciences, Kos, Greece, 03 - 05 September, 2012. P. 65–76. DOI: [10.2495/TD120061](https://doi.org/10.2495/TD120061).
13. Wang P., Ni H., Wang R., Li Z., Wang Y. Experimental investigation of the effect of in-plane vibrations on friction for different materials. *Tribology International*. 2016. Vol. 99. P. 237–247. DOI: [10.1016/j.triboint.2016.03.021](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.03.021).
14. 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](https://doi.org/10.1016/J.PETROL.2021.108348).
15. Wang X., Yao X., Hu G., Chen P. Drag reduction performance of an axial oscillating tool with different kinds of wave form 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](https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.01.103).
16. Jones S., Feddema C., Sugiura J., Lightey J. A New Friction Reduction Tool with Axial Oscillation Increases Drilling Performance: Field-Testing with Multiple Vibration Sensors in One Drill String. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition: IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition 2016*, Fort Worth, Texas, USA, 01-03 March, 2016. DOI: [10.2118/178792-MS](https://doi.org/10.2118/178792-MS).
17. Zhong Z., Li Y., Zhao Y., Ju P. A Method of Evaluating the Effectiveness of a Hydraulic Oscillator in Horizontal Wells. *Sound & Vibration*. 2023: Vol. 57, No 0. P. 15–27. DOI: [10.32604/sv.2023.041954](https://doi.org/10.32604/sv.2023.041954).
18. Bandstra J. P. Comparison of Equivalent Viscous Damping and Nonlinear Damping in Discrete and Continuous Vibrating Systems. *Journal of Vibration and Acoustics*. 1983. T. 105, No 3. C. 382–392. DOI: [10.1115/1.3269117](https://doi.org/10.1115/1.3269117).
19. Modelica Association. Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling. Language Specification. Version 3.6. 2023. URL: <https://specification.modelica.org/maint/3.6/MLS.pdf>. (acc. date :11 March 2024).
20. Schiesser W. E., Griffiths G. W. A compendium of partial differential equation models. Cambridge. New York: Cambridge University Press, 2009. 474 p. ISBN: 0511576277.
21. Meyer G. H. The time-discrete method offlines for options and bonds. New Jersey: World Scientific Pub, 2015. 269 p. ISBN: 978-981-4619-67-7.
22. 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. Vol. 8, No 6. Art. id. 168781401665209. DOI: [10.1177/1687814016652090](https://doi.org/10.1177/1687814016652090).
23. Petzold, L R. 1982. Description of DASSL: a differential/algebraic system solver. <https://www.osti.gov/servlets/purl/5882821>.