

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНА ОЦІНКА НЕРІВНОМІРНОСТІ ОБЕРТАННЯ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ТАХО- ТА МОМЕНТОМЕТРІЇ ЇЇ ГИРЛОВОЇ ЧАСТИНИ

Я.С. Гридзжук

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 717967,
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Стаття присвячена визначенню коефіцієнта нерівномірності обертання бурильної колони, що є одним з чергових етапів її динамічного аналізу. Тертя викривлених ділянок бурильної колони до стінок свердловини та зміна моменту опору на долоті є основними причинами нерівномірності її обертання та виникнення крутильних коливань. Обертання гирлової частини бурильної колони із певною нерівномірністю відбувається під дією змінного крутного моменту на роторі. Завдання полягає у визначенні коефіцієнтів нерівномірності обертання та нерівномірності крутного моменту гирлової частини бурильної колони.

Для вирішення поставленої задачі на основі промислових досліджень проведено аналіз функцій частоти обертання гирлової частини бурильної колони та зведеного моменту сил на роторі в залежності від глибини свердловини. Шляхом числової апроксимації вказаних функцій за допомогою поліноміальних рівнянь шостого степеня встановлено емпіричні залежності для визначення коефіцієнтів нерівномірності обертання та нерівномірності крутного моменту. Вирішення поставленої задачі в подальшому сприятиме визначенню міри інертності та кінетичної енергії махових мас бурильної колони.

Ключові слова: бурильна колона, коефіцієнт нерівномірності обертання, крутильні коливання, кутова швидкість, крутний момент.

Статья посвящена определению коэффициента неравномерности обращения бурильной колонны, как одного из очередных этапов ее динамического анализа. Трение искривленных участков бурильной колонны о стенки скважины и изменение момента сопротивления на долоте являются основными причинами неравномерности ее вращения и возникновения крутильных колебаний. Вращение устьевого части бурильной колонны с определенной неравномерностью происходит под действием сменного крутящего момента на роторе. Задача состоит в определении коэффициентов неравномерности вращения и неравномерности крутящего момента устьевого части бурильной колонны.

Для решения поставленной задачи на основе промышленных исследований проанализированы функции частоты вращения устьевого части бурильной колонны и приведенного момента сил на роторе в зависимости от глубины скважины. Путем числовой аппроксимации указанных функций с помощью полиномиальных уравнений шестой степени установлены эмпирические зависимости для определения коэффициентов неравномерности вращения и неравномерности крутящего момента. Решение поставленной задачи в дальнейшем будет содействовать определению меры инертности и кинетической энергии маховых масс бурильной колонны.

Ключевые слова: бурильная колонна, коэффициент неравномерности вращения, крутильные колебания, угловая скорость, крутящий момент.

The article focuses on determining the drill string coefficient of non-uniformity of rotation, which is one of the next stages of its dynamic analysis. Friction of distorted parts of the drill string on the well walls and change in the moment of resistance on the bit are the main causes of non-uniformity of its rotation and occurrence of torsional oscillations. The rotation of the drill string wellhead with some non-uniformity occurs under the influence of the alternating torque on the rotor. The task is to determine the coefficients of non-uniformity of rotation and non-uniform torque of the drill string wellhead.

To solve the problem, based on industrial research, the functions of rotation frequency of drill string wellhead and the reduced torque of the rotor, depending on the depth of the well, were analyzed. By numeric approximation of these functions, using polynomial equations of the sixth degree, empirical dependences were established for determining the coefficients of non-uniformity of rotation and torque non-uniformity. The solution of this problem will assist to determine the measure of inertia and kinetic energy of the drill string rotating mass.

Key words: drill string, coefficient of non-uniformity of rotation, torsional oscillations, angular velocity, torque.

Вступ

Роторний та суміщений способи буріння, частка яких при спорудженні глибоких вертикальних і похило-скерованих свердловин на нафту й газ постійно збільшується, є складними багатofакторними процесами. При передачі осьового навантаження та крутного моменту до долота ключову роль відіграє бурильна колона. В процесі буріння свердловини у бурильній колоні виникають пружні хвилі, що переносять

енергію коливань і визначають динаміку процесу руйнування гірської породи. Усесторонні експериментальні та теоретичні дослідження хвильових процесів у бурильній колоні та їх раціональне використання дають змогу знайти нові резерви підвищення продуктивності буріння за рахунок оптимізації режимів буріння. Вибір оптимальних параметрів режиму буріння є одним із основних факторів, які впливають на покращення техніко-економічних показників при спорудженні свердловин. Він потребує

об'єктивного оцінювання інтенсивності різних видів коливань бурильної колони. Така особливість обумовлюється сучасними вимогами щодо точності та швидкості спорудження свердловин, а також вартості метра проходки.

Аналіз сучасних закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Сучасні дослідження динамічних процесів у бурильній колоні набувають великого значення у зв'язку із збільшенням глибин буріння, значною навантаженістю глибинного бурового обладнання та високими вимогами щодо ефективності і надійності його роботи. Питання нерівномірності обертання бурильної колони при роторному чи суміщеному способах буріння перш за все потребують визначення законів зміни основних параметрів крутильних коливань – кутової швидкості обертання та крутного моменту.

Крутильним коливанням бурильної колони присвячена велика кількість досліджень. Так, в одній з ранніх робіт [1] колона розглядається як крутильний маятник з одним ступенем вільності, і залежність моменту опору обертанню в нижньому кінці від кутової швидкості вважається експоненціальною. В [2] сформульована теорія коливань із періодами проковзування-застою в припущенні про стрибкоподібну характеристику тертя в парі “долото-вибій”. Спадаючі характеристики тертя в точці контактування долота з породою і на стінках свердловини прийняті в роботах [3, 4]. Тут же проведено аналіз областей стійкості режиму рівномірного обертання колони шляхом розкладання за модами пружних крутильних коливань, на підставі яких даються практичні рекомендації щодо усунення небажаних коливань. При цьому враховується спадаюча характеристика моменту двигуна, що відіграє стабілізуючу роль. Крутильні коливання бурильної колони з періодами проковзування й застою та експонентною характеристикою тертя між долотом і породою розглядаються також у роботі [5]. Для простих граничних умов стійкість обертання системи з розподіленими параметрами вивчається в [6]. У роботі запропоновано варіант керування моментом двигуна для погашення крутильних коливань. Автор запропонував розглядати не самі крутильні автоколивання, що розвиваються внаслідок спадаючої залежності моменту опору на долоті від його кутової швидкості, а зв'язані крутильно-повздожні коливання. При цьому взаємодія долота з породою, як механізм обміну енергією між двома типами коливань, відіграє в моделі основну роль. Відзначимо, що хоча в згаданих роботах дослідженню виду таких коливань надається значна увага, однак повної системи рівнянь у них так і не було наведено. При цьому в задачі про коливання бурильної колони використано модель сухого тертя, у той час як вертикальні коливання вважаються заданими.

Автором [7] проведено ґрунтовний аналіз динамічних процесів у нелінійних коливальних

механічних системах, отримано аналітичні залежності для дослідження нелінійних механічних систем дискретної структури, аналогом яких є бурильна колона. У роботі [8] бурильна колона моделюється як гнучкий стрижень із дисками на обох кінцях, причому один з дисків обертається у циліндрі з рідиною. За різної кривизни стрижня досліджено закономірності взаємодії “прилипання-ковзання” бурильної колони із стінкою свердловини. Робота [9] присвячена дослідженню поперечних та крутильних коливань бурильного інструмента, озброєного як шарошковими, так і PDC долотами. За результатами досліджень встановлено взаємозв'язок між вібрацією бурильної колони та питомою механічною енергією руйнування вибою. Автором [10] встановлено, що компоновка низу бурильної колони в умовах інтенсивних вібрацій та нерівномірного притискання до стінок свердловини може генерувати переривчасте “ковзання” і вихрові “кружляння”. Експериментальні дослідження у [11] проводилися з бурильною колоною, що працювала в режимі високо- і низькочастотних поперечних та крутильних коливань. За результатами досліджень розроблено методику визначення згинальних та крутильних навантажень у нижній частині бурильної колони. Автором [12] розроблено математичну модель для опису нестационарних коливань та стійкості довгої вертикальної прямолінійної бурильної колони. Шляхом аналітичної та числової реалізації моделі встановлено критичні значення осьового навантаження та крутного моменту для різних режимів буріння.

Виділення невіршених раніше частин загальної проблеми

Під час роторного та суміщеного способу буріння ділянки бурильної колони у свердловині зазнають поперечних деформацій вздовж її осі від дії осьового навантаження, сил інерції та крутного моменту. Аналіз стійкості бурильної колони при роторному бурінні свідчить, що навіть в строго вертикальній свердловині за самих мінімальних кутових швидкостей обертання ділянки бурильних труб втрачають свою прямолінійну форму та з певними силами притискаються до стінок свердловини [13]. Дія сил контактного тертя призводить до демпфування коливань бурильної колони та часткового зменшення осьового навантаження на долото. Однак ці сили стають одночасно і джерелом автоколивань за рахунок зміни сил тертя при переході від тертя спокою до тертя ковзання. Змінне тертя викривлених ділянок бурильної колони різної довжини до стінок свердловини з різною інтенсивністю на різних глибинах та зміна моменту опору на долоті є причиною зміни моменту сил на роторі та наслідком виникнення певної нерівномірності її обертання.

За таких міркувань бурильну колону слід вважати прототипом довгого гнучкого валу. Об'єктом для нових досліджень стають особливості нестационарного руху такого гнучкого валу як за раніше передбачуваним законом змі-

ни кутової швидкості обертання, так і при врахуванні механічного зв'язку вала з двигуном чи приводом. Коливальні процеси в бурильній колоні залежать від характеру збудовуючих силових факторів (випадковий або періодичний) і можуть бути неусталеними (запуск, зупинка) або усталеними (рух із середньою швидкістю). При запуску, зупинці та протягом усталеного руху кутова швидкість такого гнучкого вала, зазвичай, не є постійною, а змінюється за певними законами. Якщо робочий діапазон обертання вала машинного агрегату опиняється за критичним числом обертів, то, змінюючись, він неодмінно проходить через критичний стан. Як зазначено в [13], обертання бурильної колони на кутових швидкостях, близьких до критичних, характеризується її переходом в нестійке положення з появою поперечних (згинальних) коливань та біжучих хвиль. Явище генерування бурильною колоною згинальних коливань є однією з причин порушення геометричної точності запланованої траєкторії прямолінійної або криволінійної свердловини та виникнення геометричних недосконалостей її стовбура. Нове стійке положення із збільшеним числом півхвиль прогину утворюється при кутовій швидкості, яка дещо перевищує критичну. Тому досягнення критичних швидкостей призводить до збільшення числа півхвиль, а в інтервалі між двома суміжними критичними швидкостями стріла прогину півхвилі збільшується.

Теорія усталеного руху бурильної колони, як гнучкого вала мало досліджена і на даний час не дає відповіді на ряд питань, пов'язаних з переходом через критичні оберти, зокрема на питання про зміну максимальних прогинів. Останні, як відомо [14], зменшуються із збільшенням швидкості переходу через критичний стан. Формули для амплітуд коливань вала, отримані для обертання з постійною кутовою швидкістю, можуть виявитись малоефективними, навіть при порівняно повільному проходженні через критичні оберти. Тому для аналізу крутильних коливань в період як усталеного так і неусталеного обертання ділянок бурильної колони необхідно оцінити нерівномірність їх основних параметрів – кутової швидкості обертання та крутного моменту.

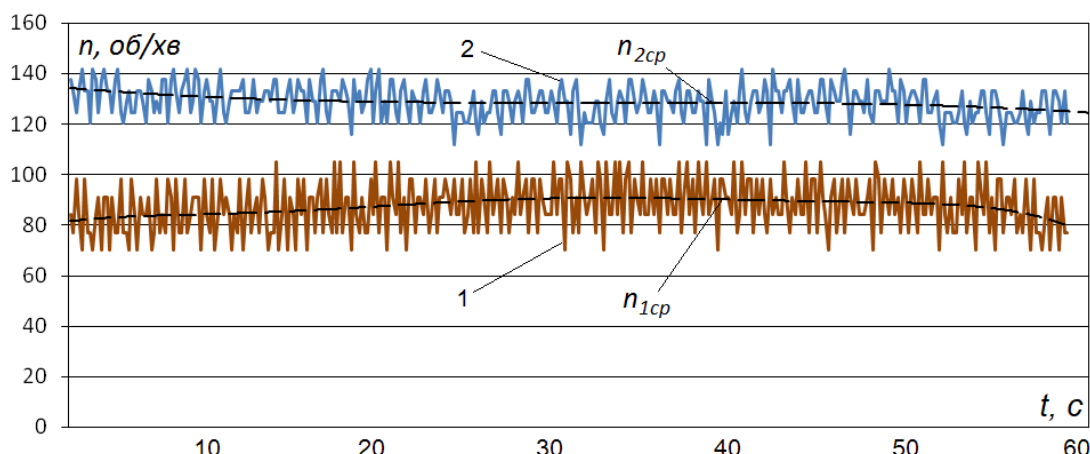
Формулювання цілей статті

Використовуючи результати промислових досліджень зміни частоти обертання ведучої труби та крутного моменту на роторі, необхідно виконати апроксимацію цих параметрів у вигляді емпіричних функцій від глибини свердловини $n(L)$, $M_{3\phi}(L)$, а також проаналізувати характер їх зміни. Спираючись на теоретичні положення динаміки машин, оцінити нерівномірність кутової швидкості обертання верху бурильної колони та нерівномірність крутного моменту на роторі.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

В динаміці механізмів і машин [15] розглядається одна з важливих задач – визначення найбільш вигідних співвідношень між силовими факторами, масами та швидкостями руху ланок механізму. Регулювання періодичних коливань швидкостей ланок механізму при його усталеному русі зазвичай виконується відповідним підбором мас ланок. Маса ланок повинні бути підібрані так, щоб вони могли акумулювати всі прирости кінетичної енергії механізму, які мають місце у випадку, коли робота рушійних сил є більшою за роботу сил опору. У випадку, коли робота сил опору перевищуватиме роботу рушійних сил, акумульована масами ланок кінетична енергія надалі повинна бути повернена механізму. Підбором мас ланок механізму можна регулювати періодичні та незначні випадкові коливання при його усталеному русі. Так, при зменшенні коефіцієнту нерівномірності обертання δ збільшується зведена маса механізму та його середня кінетична енергія T_{cp} , необхідна для приведення в рух механізму із заданою середньою кутовою швидкістю ω_{cp} . Тому збільшення рівномірності обертального руху бурильної колони може бути досягнуто збільшенням її зведеної маси, а більш точніше – збільшенням зведеного моменту інерції $J_{3\phi}$. Практично збільшення зведеного моменту інерції механізму, як правило, досягається за рахунок посадки на його головний вал додаткової маси – маховика. Він здатний накопичувати енергію під час прискореного руху механізму і повертати її при сповільненні. Така акумулююча функція маховика дозволяє використовувати накопичену ним кінетичну енергію для подолання підвищених корисних навантажень без збільшення потужності двигуна. Для обертання бурильної колони із певною нерівномірністю відповідно затрачається кінетична енергія її махових мас, величина якої на даний час залишається невизначеною.

Бурильна колона є механічною системою, яка служить для передачі крутного моменту від ротора до долота та одночасного створення осевого навантаження на долото. Бурильну колону, як довгий гнучкий вал, з певним припущенням можна розглянути як механізм з поступово нарощуваним кінематичним ланцюгом [16]. Поступове нарощування такого кінематичного ланцюга бурильними та обважненими бурильними трубами призводить до збільшення зведеної маси бурильної колони, і відповідно – до збільшення її зведеного моменту інерції $J_{3\phi}$. Для повертання бурильної колони у свердловині із визначеною нерівномірністю δ та більшим значенням $J_{3\phi}$ потрібний більший запас кінетичної енергії. В [15, 16] зазначено, що рушійні сили і сили опору можуть залежати заодно чи окремо від положення ведучої ланки механізму та від швидкості руху цієї ланки. Для бурильної колони при роторному чи суміщено-



1 – бетон, $n=82$ об/хв., $P=3000H$; 2 – пiсковик, $n=131$ об/хв., $P=2000H$

Рисунок 1 – Тахограми ротора $n(t)$ бурового стенда СБА-500 під час розбурювання блоків

му способі буріння такою ланкою є ведуча труба. Водночас ведучу трубу доцільно прийняти і за ланку зведення, до якої за певних умов можна звести моменти інерції ділянок бурильної колони.

Порівняльна оцінка динамічних властивостей бурильної колони в період усталеного обертання може бути охарактеризована коефіцієнтом динамічності, в якості якого згідно з [16] беруть відношення екстремального (максимального) значення кутового прискорення до квадрату середньої кутової швидкості обертання:

$$k_D = \frac{\varepsilon_{\max}}{\omega_{cp}^2}, \quad (1)$$

де ε_{\max} – максимальне значення кутового прискорення, рад/с²;

ω_{cp} – середня кутова швидкість обертання, рад/с.

Помноживши чисельник і знаменник останнього виразу на зведений момент інерції бурильної колони, коефіцієнт динамічності можна виразити через її максимальне значення зведеного моменту сил на ведучій трубi (роторі) та середнє значення кінетичної енергії:

$$k_D = \frac{\varepsilon_{\max}}{\omega_{cp}^2} \frac{J_{зв}}{J_{зв}} = \frac{M_{зв.\max}}{2T_{cp}}; \quad (2)$$

де $M_{зв.\max}$ – максимальний зведений момент сил на роторі, Н·м;

T_{cp} – середнє значення кінетичної енергії бурильної колони, Дж;

$J_{зв}$ – зведений до ведучої труби момент інерції бурильної колони, кг·м².

Зведений момент сил на роторі є сумою рушійного моменту, що прикладається з боку приводу, моменту сил опору на вибїї і моменту сил тертя бурильної колони до стінок свердловини. Інтенсивність його зміни визначається інтенсивністю зміни двох останніх дисипативних складових. Нерівномірність зведеного моменту сил на роторі у відповідності з [15, 16] можна подати таким виразом:

$$\mu = \frac{M_{зв.\max} - M_{зв.\min}}{M_{зв.\text{cp}}}, \quad (3)$$

де $M_{зв.\max}$, $M_{зв.\min}$, $M_{зв.\text{cp}}$ – відповідно максимальне, мінімальне та середнє значення зведеного моменту сил, Н·м.

Величина зведеного моменту сил на роторі прямо пропорційна величині зміни кутової швидкості обертання гирлової частини бурильної колони за співвідношенням:

$$M_{зв} = J_{зв} \varepsilon = J_{зв} \frac{d\omega}{dt}. \quad (4)$$

Кутова швидкість та частота обертання бурильної колони поєднані між собою наступним співвідношенням:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Впродовж процесу буріння ці кінематичні параметри змінюються відносно середнього значення в межах, що визначаються їх максимальним та мінімальним значенням:

$$\begin{cases} \omega_{cp} = (\omega_{\max} + \omega_{\min})/2; \\ n_{cp} = (n_{\max} + n_{\min})/2, \end{cases} \quad (5)$$

де ω_{\max} , ω_{\min} , ω_{cp} – відповідно максимальне, мінімальне та середнє значення кутової швидкості обертання, рад/с;

n_{\max} , n_{\min} , n_{cp} – відповідно максимальне, мінімальне та середнє значення частоти обертання, об/хв.

Нерівномірність обертання бурильної колони за відомих мінімального, максимального та середнього значень кутової швидкості чи частоти обертання згідно з [15, 16] визначається так:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{cp}}. \quad (6)$$

Розглянемо тахограми бурильного інструменту зареєстровані при розбурюванні блоків із бетону та пiсковика в стендових умовах (рис. 1).

Буріння проводилось компоновкою, що включала в себе бурильну трубу $\varnothing 60$ мм, перевідник та долото різального типу $\varnothing 40$ мм. Загальна довжина бурильного інструменту – 1,55 м. За відсутності тертя бурильної колони до стінок свердловини коливання частоти обертання між її максимальним та мінімальним значеннями на коротких часових інтервалах можна вважати стаціонарним випадковим ергодичним процесом. Дослідження проводились на двох передачах, для яких середні, максимальні та мінімальні значення частоти обертання колони відповідно становили:

$$n_{1max}=105\text{об/хв.}; n_{1min}=60\text{об/хв.},$$

$$n_{1cp}=82,5\text{об/хв.}, \delta_1=0,545;$$

$$n_{2max}=143\text{об/хв.}; n_{2min}=116\text{об/хв.},$$

$$n_{2cp}=129,5\text{об/хв.}, \delta_2=0,208.$$

Більша нерівномірність обертання бурильної колони спостерігається при більшому осьовому навантаженні. Більше значення осьового навантаження на долото є причиною збільшення зміни моменту опору на долоті, його частоти обертання та відповідного збільшення коефіцієнту δ . За допомогою середовища Microsoft Excel проведено апроксимацію числових даних зареєстрованих тахограм у вигляді поліноміальних рівнянь шостого степеня:

$$n_{1cp}(t) = -7 \cdot 10^{-13} t^6 + 7 \cdot 10^{-10} t^5 - 3 \cdot 10^{-7} t^4 + 5 \cdot 10^{-5} t^3 - 0,003 t^2 + 0,147 t + 81,69;$$

$$n_{2cp}(t) = 10^{-12} t^6 - 2 \cdot 10^{-9} t^5 + 6 \cdot 10^{-7} t^4 - 0,000 t^3 + 0,009 t^2 - 0,350 t + 130,52.$$

Найбільш точно встановити закони зміни зведеного моменту сил та частоти обертання ведучої труби бурильної колони при бурінні певних інтервалів свердловини, чи бурінні до проектної глибини можна за результатами їх довготривалої реєстрації в промислових умовах.

Як приклад наведемо ряд тахограм та моментограм ведучої труби, зареєстрованих в процесі буріння свердловин №18, №20, №22 Ольгіївського газоконденсатного родовища компанією ТОВ “КУБ-ГАЗ”. Тип свердловин – похило-скеровані; спосіб буріння – суміщений; проектний горизонт – С2d. Буріння проводилось буровою установкою “VARCO(DRCO)-K200-JPB”; бурова вежа KRETKO 127-44000T; ротор D-RT-275MB. В процесі буріння кожної свердловини постійно проводився комплекс технологічних досліджень, який включав автоматизовану реєстрацію, обробку та аналіз режимних параметрів буріння. Технологічний контроль за будівництвом свердловин проводився через кожен метр проходки.

Як видно з рис. 2-3, зміна частоти обертання є нестационарним коливним процесом як на коротких інтервалах, так і впродовж всього часу буріння свердловини до проектної глибини. Однак в інтервалах часу, що визначається одним рейсом, завжди можна виділити обмежене число відрізків часу, в межах яких процес буріння слід вважати нестационарним випадковим процесом з детермінованою зміною механічної швидкості буріння. Набула нестационарність

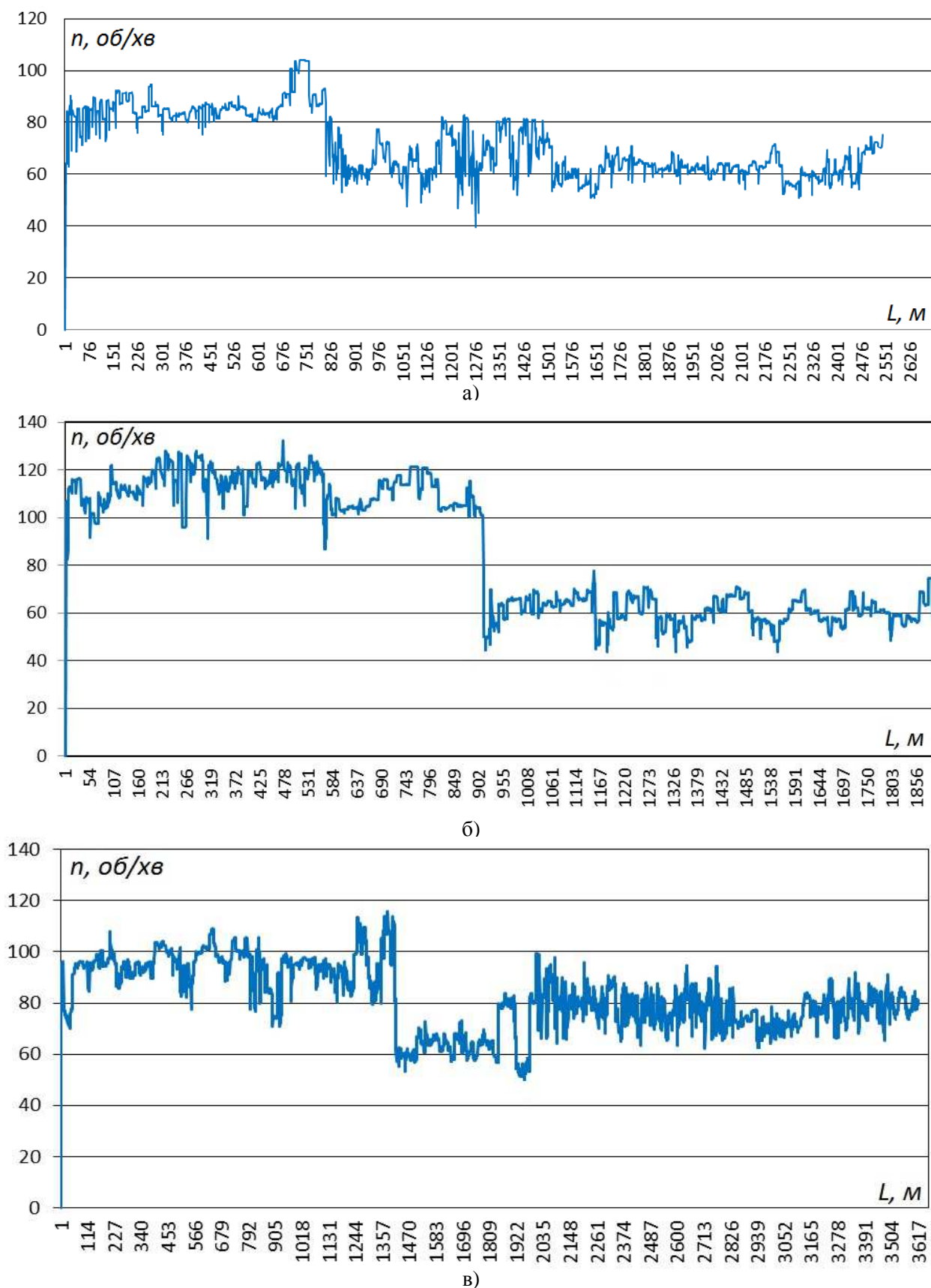
хвильових процесів, що мають місце у бурильній колоні, а також нелінійність залежності моменту опору обертання долота від швидкості його обертання призводять до виникнення й розвитку крутильних автоколивань. Крім того, крутильні автоколивання можуть бути непрямою причиною виникнення повздовжніх коливань бурильної колони, при яких механічна швидкість проходки може зменшуватися в 1,5...2 рази [12].

Враховуючи доволі велику зміну частоти обертання та зведеного моменту сил на ведучій трубі для подальших досліджень доцільно подати закони зміни цих параметрів у аналітичній формі. Щоб отримати достатньо точні аналітичні залежності, якими описуватимуться функції частоти обертання та зведеного моменту сил, в середовищі Microsoft Excel проведено апроксимацію числових даних графіків (рис. 2 – 3). Визначення вказаних параметрів при відомих графічних виглядах залежностей здійснено за методом найменших квадратів. За цим методом на основі експериментальних даних встановлено аналітичні функції у вигляді поліноміальних рівнянь шостого степеня, які наведені в таблиці 1. Змінною L позначено поточну довжину бурильної колони.

За результатами досліджень крутильних коливань ведучої труби при бурінні зазначених свердловин (таблиця 2) встановлено, що коефіцієнт нерівномірності її обертання змінюється в межах $\delta \approx 0,3 \div 0,5$; а коефіцієнт нерівномірності зведеного моменту сил – $\mu \approx 1,2 \div 2,0$. Більші значення коефіцієнтів нерівномірності відповідають меншим довжинам бурильних колон. Очевидно, що для бурильних колон з більшими довжинами за наявності більшої кількості прогнутих ділянок, інтенсивнішого тертя до стінок свердловини і, як наслідок, більшого демпфування коливань, зміна частоти обертання та зведеного моменту сил є меншими. Різка зміна частоти обертання пояснюється коливаннями типу “проковзування – застій”, коли моменти зупинки долота чергуються обертаннями з великою кутовою швидкістю.

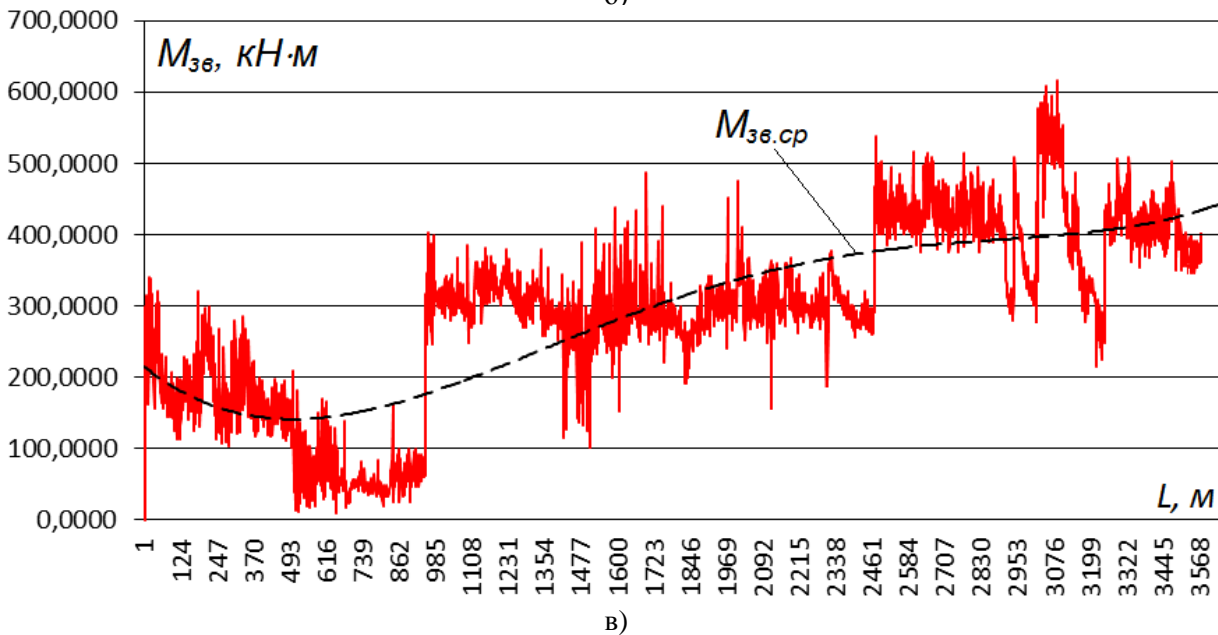
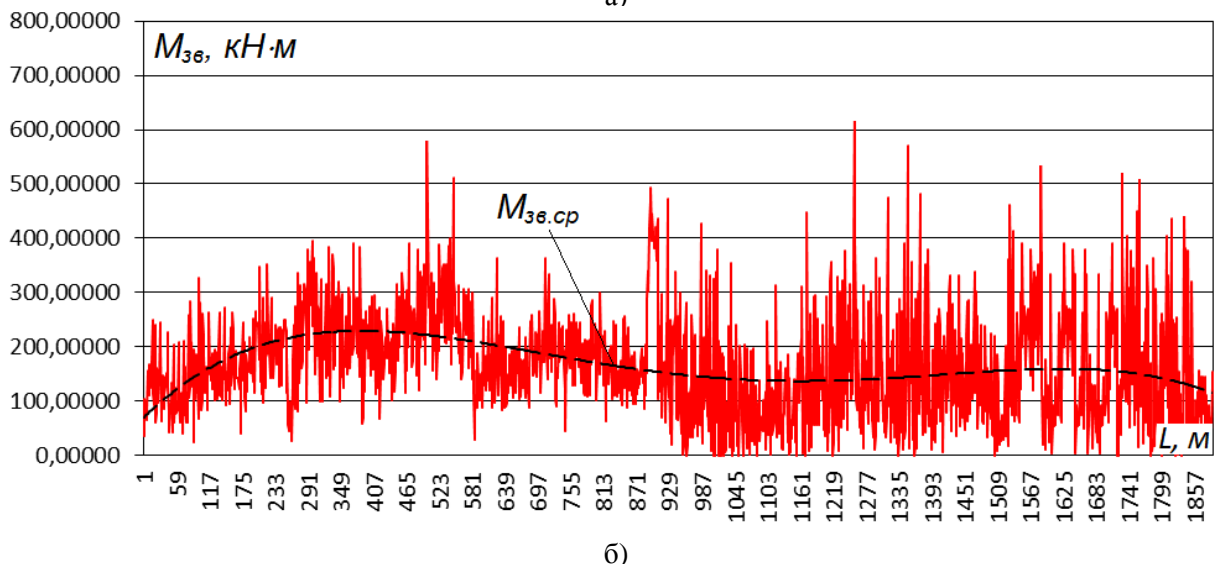
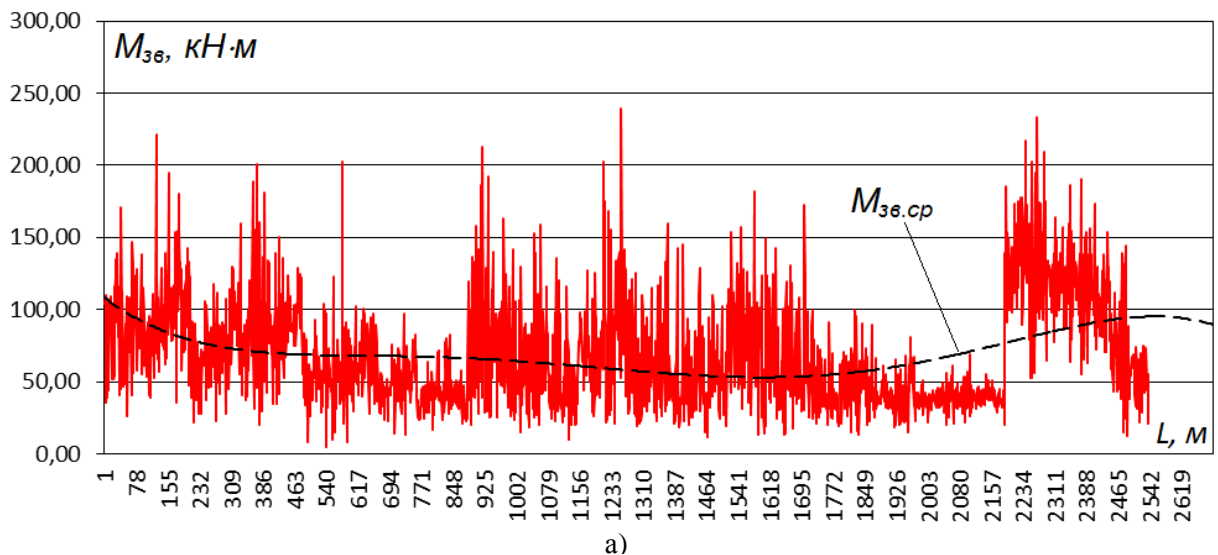
Висновки

В ході проведених досліджень режимних параметрів буріння отримано та проаналізовано функції зміни кутової швидкості обертання ведучої труби бурильної колони та зведеного моменту сил на роторі, визначено коефіцієнти нерівномірності кутової швидкості обертання та зведеного крутного моменту бурильної колони. Результати вимірювань зміни частоти обертання та крутного моменту поблизу вибою свідчать, що крутильні коливання із малими та великими амплітудами мають місце при бурінні в більшості випадків. Той факт, що значні зміни кутової швидкості долота мало проявляються на поверхні, пов’язаний з високою піддатливістю бурильної колони до кручення, її великим моментом інерції та дією сил контактного тертя, яка призводить до демпфування крутильних коливань бурильної колони. Небезпечною є



а) свердловина №18; б) свердловина №20; в) свердловина №22

Рисунок 2 – Тахограми ведучої труби $n(L)$ при бурінні свердловин Ольгіївського родовища



а) свердловина №18; б) свердловина №20; в) свердловина №22

Рисунок 3 – Моментограми ведучої труби $M_{36}(L)$ при бурінні свердловин Ольгіївського родовища

Таблиця 1 – Результати апроксимації графіків функцій $n(L)$ і $M_{зв}(L)$

№ свердловини	Аналітична функція
18	$n_{cp}(L) = 10^{-17}L^6 - 9 \cdot 10^{-14}L^5 + 2 \cdot 10^{-10}L^4 - 2 \cdot 10^{-7}L^3 - 5 \cdot 10^{-5}L^2 + 0,0635L + 74,398$
	$M_{зв, cp}(L) = -2 \cdot 10^{-16}L^6 + 10^{-12}L^5 - 3 \cdot 10^{-9}L^4 + 4 \cdot 10^{-6}L^3 - 0,0026L^2 + 0,5659L + 60,823$
20	$n_{cp}(L) = 4 \cdot 10^{-17}L^6 - 3 \cdot 10^{-13}L^5 + 9 \cdot 10^{-10}L^4 - 10^{-6}L^3 + 0,0004L^2 + 0,01L + 103,31$
	$M_{зв, cp}(L) = 10^{-16}L^6 - 10^{-12}L^5 + 3 \cdot 10^{-9}L^4 - 2 \cdot 10^{-6}L^3 + 0,0003L^2 + 0,423L + 104,34$
22	$n_{cp}(L) = 4 \cdot 10^{-18}L^6 - 4 \cdot 10^{-14}L^5 + 10^{-10}L^4 - 2 \cdot 10^{-7}L^3 + 8 \cdot 10^{-5}L^2 + 0,0233L + 85,08$
	$M_{зв, cp}(L) = 4 \cdot 10^{-18}L^6 - 8 \cdot 10^{-14}L^5 + 5 \cdot 10^{-10}L^4 - 10^{-6}L^3 + 0,0021L^2 - 1,1034L + 303,97$

Таблиця 2 – Результати дослідження нерівномірності частоти обертання та зведеного моменту сил ведучої труби

Інтервали дослідження, м	Значення параметрів								
	n_{cp} об/хв	n_{max} рад/с	n_{min} рад/с	ω_{cp} рад/с	δ	$M_{зв, max}$ кНм	$M_{зв, min}$ кНм	$M_{зв, cp}$ кНм	μ
Свердловина №18									
0÷800	84,2	105,0	63,5	8,8	0,493	220,2	9,81	115,0	1,829
800÷1200	66,3	81,6	51,1	6,9	0,460	212,7	11,5	112,1	1,795
1500÷2000	61,7	71,1	52,3	6,5	0,305	181,5	18,4	99,97	1,631
Свердловина №20									
0÷500	112,9	135,5	90,2	11,5	0,401	398,8	20,9	209,9	1,800
500÷900	104,1	121,4	86,8	10,9	0,332	570,3	21,5	295,9	1,855
900÷1860	61,3	79,2	43,4	6,4	0,384	617,2	2,1	309,6	1,987
Свердловина №22									
0÷1350	94,2	117,8	70,6	9,9	0,501	402,4	8,3	205,3	1,920
1350÷2000	67,9	83,5	52,2	6,6	0,461	489,7	100,2	294,9	1,321
2000÷3650	80,7	99,2	62,1	8,4	0,459	618,9	156,8	387,8	1,192

форма коливань типу “проковзування – застій”, коли періоди зупинки долота чергуються із обертаннями з великою кутовою швидкістю, що у кілька разів може перевищувати середню кутову швидкість обертання бурильної колони. Отримані результати визначення коефіцієнта нерівномірності обертання можуть бути використані при розрахунку величини махових мас бурильної колони.

Література

1 Белокобыльский С. В. Анализ фрикционных автоколебаний бурильной колонны при экспоненциальном законе сопротивления / С.В. Белокобыльский, В.К. Прокопов // Прикладная механика. – 1982. – Т. 18, № 12. – С. 98-101.
 2 Белокобыльский С. В. Фрикционные автоколебания и их приложение в динамике бурильной колонны: Автореф. канд. дисс. / С.В. Белокобыльский. – Л., 1983.
 3 Пальмов В. А. Неравномерное вращение бурильной колонны, обусловленное существенно нелинейным взаимодействием долота со скальной породой / В.А. Пальмов, Ю.М. Ветюков // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2003.

4 Rao K. U. M., Bhatnagar A., Misra B. Laboratory investigations on rotary diamond drilling // Geotechnical and Geological Engineering. – 2002. – Vol. 20. – P. 1-16.
 5 Palmov V. A. Stability Analysis of Drill-string Rotation for Deep Drilling of Oilwells // Appl. Math Mech. (Z. Angew. Math. Mech.). 1999. – Vol. 79.
 6 Carpinteri A., Pugno N. A fractal comminution approach to evaluate the drilling energy dissipation // Int. J. for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics. – 2002. – Vol. 26. – P. 499-513.
 7 Пукач П.Я. Методи аналізу динамічних процесів у нелінійних неавтономних механічних системах різної структури: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук: спец. 05.02.09 “Динаміка та міцність машин” / П.Я. Пукач. – Львів, 2014. – 40с.
 8 Chien-Min Liao. Experimental and numerical studies of drill-string dynamics: Dissertation submitted to the Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, 2011.
 9 Mohammed Fayeze Al Dushaishi. Investigation of drill string vibration reduction tools. master of science in petroleum engineering. missouri university of science and technology. – 2012.

10 Richard Duff. an experimental and computational investigation of rotating flexible shaft system dynamics in rotary drilling assemblies for down hole drilling vibration mitigation: Dissertation Submitted to the Graduate Faculty of the Louisiana State University and Agricultural and Mechanical College in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy. – 2013.

11 Gregory William Meyer. Investigations into the effects of secondary-frequency additions on slender rotating structures. Thesis submitted to the Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, College Park, in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science. – 2014.

12 Liangming Pan. Stability Analysis of the Rotary Drill-String. Phd diss., University of Tennessee, 2014.

13 Сароян А.Е. Теория и практика работы буровой колонны / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1990. – 263 с.

14 Голосков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голосков, А.П. Филиппов. – Киев: Наукова думка, 1977. – 339 с.

15 Зиновьев В.А. Основы динамики машинных агрегатов [Текст] / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239 с.

16 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин [Текст] / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1965. – 776 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії

08.11.17

Рекомендована до друку

професором Чудиком І.І.

(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)

канд. техн. наук Ставичним Є.М.

(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)