

Дослідження та методи аналізу

УДК 622.24.058

ВИЗНАЧЕННЯ ІНЕРТНОСТІ ТА КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ МАХОВИХ МАС БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ РОТОРНОМУ БУРІННІ

Я.С. Гриджук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727159,
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Стаття присвячена дослідженню динамічних явищ у бурильній колоні, виходячи з енергетичних позицій. Тертя викривлених ділянок бурильної колони до стінок свердловини та зміна моменту опору на долоті є основними причинами нерівномірності її обертання. Для обертання бурильної колони із визначеною нерівномірністю затрачається певна кінетична енергія її махових мас. Сформульовано задачу щодо визначення моменту інерції та кінетичної енергії махових мас бурильної колони при роторному бурінні за методом Ф. Віттенбауера.

Даний метод реалізовано завдяки промисловим дослідженням режимних параметрів буріння свердловини. Для вирішення поставленої задачі проведено дослідження функцій зміни зведеного моменту інерції бурильної колони, зведеного моменту сил та приросту кінетичної енергії залежно від змінного параметру – глибини свердловини. Шляхом виключення вказаного змінного параметру із залежностей зміни зведеного моменту інерції та приросту кінетичної енергії отримано функцію енергоінерції, за якою визначено момент інерції та кінетичну енергію махових мас бурильної колони. Вирішення поставленої задачі надалі сприятиме пошуку енергоощадних режимів роботи бурильної колони.

Ключові слова: бурильна колона, бурильний інструмент, кінетична енергія, махова маса, момент інерції.

Статья посвящена исследованию динамических явлений в бурильной колонне исходя из энергетических позиций. Трение искривленных участков бурильной колонны об стенки скважины и изменение момента сопротивления на долоте являются основными причинами неравномерности ее вращения. Для вращения бурильной колонны с определенной неравномерностью затрачивается определенная кинетическая энергия ее маховых масс. Сформулирована задача по определению момента инерции и кинетической энергии маховых масс бурильной колонны при роторном бурении по методу Ф. Виттенбауэра.

Данный метод реализован благодаря промышленным исследованиям режимных параметров бурения скважины. Для решения поставленной задачи проведены исследования функций изменения приведенного момента инерции бурильной колонны, приведенного момента сил и прироста кинетической энергии в зависимости от переменного параметра – глубины скважины. Путем исключения указанного переменного параметра из зависимостей изменения приведенного момента инерции и прироста кинетической энергии получена функция энергоинерции, с помощью которой определен момент инерции и кинетическая энергия маховых масс бурильной колонны. Решение поставленной задачи в дальнейшем будет содействовать поиску энергосберегающих режимов работы бурильной колонны.

Ключевые слова: бурильная колонна, бурильный инструмент, кинетическая энергия, маховая масса, момент инерции.

The article deals with the dynamic phenomena in the drill string based on the energy positions. The friction of the drill string curved sections to the wall and the change of resistance on the bit are the main causes of uneven rotation. A definite amount of its rotating mass kinetic energy is spent to rotate the drill string with the specified unevenness. The problem on determining the moment of inertia and kinetic energy of the drill string rotating mass during rotary drilling based on the method of F. Vittenbauer has been defined.

This method is implemented due to industrial research of the drilling operational parameters. To solve this problem the research of changes in the equivalent moment of inertia of the drill string, equivalent moment of kinetic energy force and growth depending on the well depth have been conducted. By removing the specified variables from dependency of change of the equivalent moment of inertia and the growth of kinetic energy, the energy-inertia function defining the moment of inertia and kinetic energy of the drill string rotating mass has been obtained. The solution to this problem will further promote the search for the energy-saving modes of the drill string.

Key words: drill string, drilling tool, kinetic energy, rotating mass, moment of inertia.

Вступ

Основними вимогами до експлуатації бурильного інструменту є зменшення динамічних навантажень на елементи бурильної колони, раціональний підбір її компоновки та конструкції долота, а також експлуатаційних режимів. Сучасною тенденцією розвитку та вдосконалення бурильної колони є використання енергоощадних безрезонансних режимів роботи, які дозволяють досягати технологічно необхідних амплітуд коливань її частин за значно нижчих значень збурювальних сил.

Вибір оптимальних параметрів режиму буріння є одним із основних факторів, які впливають на покращення техніко-економічних показників при спорудженні свердловин. Така особливість обумовлюється сучасними вимогами щодо точності та швидкості спорудження свердловин, а також вартості метра проходки. За різними даними механічна енергія, яка доводиться для руйнування породи вибою свердловини становить близько 30-40% від загальноприведеної на усті. Як засвідчує більшість досліджень, основною причиною цього є втрата підведеної потужності на подолання сил тертя, внаслідок складних умов роботи бурильної колони в стовбурі свердловини.

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.

У роботі [1] отримані рівняння, що описують поведінку бурильної колони в похило-скерованій свердловині при її одночасному обертальному та осьовому переміщеннях з урахуванням динамічних процесів, що супроводжують процес буріння. Для бурильної колони, що складається з ступені бурильних труб та обважнених бурильних труб встановлені умови виникнення крутильних автоколивань у процесі взаємодії породоруйнівного інструмента з вибоєм, а також умови, при яких можлива довгострокова зупинка долота на вибої. Робота [2] присвячена аналітичному вирішенню наукової проблеми, пов'язаної із синтезом динамічних компоновок при бурінні вибійними двигунами похило-скерованих свердловин, дослідженню їх коливань як динамічних систем з лінійними та нелінійними коефіцієнтами. На підставі отриманих рішень встановлені механічні критерії динамічної стійкості різних компоновок

бурильних колон, отримані їх амплітудно-частотні характеристики та фазові траєкторії. В роботі [3] розроблено нові аналітичні методи розрахунку силової навантаженості КНБК, підходи до проектування неорієнтованих КНБК, вдосконалено методи розрахунку енергетичних витрат під час поглиблення вибою. Автором [4] 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 [5] 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 [6] 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 [7] 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 [8] проводилися з бурильною колоною, що працювала в режимі високо- і низькочастотних поперечних та крутильних коливань. За результатами досліджень розроблено методику щодо визначення згинальних та крутильних навантажень в нижній частині бурильної колони. Автором [9] 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

Без уваги більшості дослідників залишається факт затрат частини кінетичної енергії на ексцентричне обертання ділянок бурильної колони у свердловині. Передусім це стосується роторного способу буріння, за якого ділянки бурильної колони у свердловині зазнають поперечних деформацій вздовж її осі від дії осьового навантаження, сил інерції та крутного моменту. Тертя викривлених ділянок бурильної колони різної довжини об стінки свердловини з різною інтенсивністю на різних глибинах та

зміна моменту опору на долоті призводить до певної нерівномірності її обертання. Для обертання бурильної колони із певною нерівномірністю відповідно затрачається кінетична енергія її махових мас, величина якої на даний час залишається невизначеною. В зв'язку з цим, визначення моменту інерції та кінетичної енергії махових мас є актуальною задачею, вирішення якої сприятиме пошуку енергоощадних режимів роботи бурильної колони.

Формулювання цілей статті

Існує ряд точних і наближених методів визначення моменту інерції махових мас (маховика), зокрема, методи Є. Л. Гутьяра, Ф. Віттенбауера, М. І. Мерцалова та метод середніх потужностей [10]. Для вирішення поставленої задачі скористаємось одним з точних методів – методом Ф.Віттенбауера. Згідно цього методу необхідно отримати та дослідити функції зміни зведеного моменту інерції $\Delta J_{36}(L)$, зміни зведеного моменту сил $M_{36}(L)$ та приросту кінетичної енергії $\Delta T(L)$ бурильної колони в залежності від змінного параметру – глибини свердловини L . Надалі шляхом виключення змінної L із залежностей $\Delta J_{36}(L)$ та $\Delta T(L)$ потрібно отримати функцію енергоінерції $\Delta T(\Delta J_{36})$, за якою визначити момент інерції та кінетичну енергію махових мас бурильної колони.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Нерівномірність обертання бурильної колони можна оцінити коефіцієнтом нерівномірності:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad (1)$$

де ω_{max} , ω_{min} , ω_{cp} – відповідно максимальна, мінімальна та середня кутова швидкість обертання бурильної колони, рад/с;

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \quad (2)$$

Бурильна колона є механічною системою, яка служить для передачі крутного моменту від ротора до долота та одночасного створення осевого навантаження на долото. З певним припущенням її можна розглянути як механізм з поступово нарощуваним кінематичним ланцюгом [10]. Поступове нарощування такого кінематичного ланцюга бурильними та обважненими бурильними трубами призводить до збільшення зведеної маси бурильної колони, і відповідно – збільшення її зведеного моменту інерції.

В динаміці механізмів і машин [11] розглядається одна з важливих задач – це задача про визначення найбільш вигідних співвідношень між силовими факторами, масами та швидкостями руху ланок механізму. Регулювання періодичних коливань швидкостей ланок механізму при його усталеному русі зазвичай викону-

ється відповідним підбором мас ланок. Маса ланок повинні бути підбрані 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 переважатиме роботу рушійних сил, акумульована масами ланок кінетична енергія надалі повинна бути віддана механізму назад. Підбором мас ланок механізму можна вирішити задачу про регулювання періодичних та незначних випадкових коливань при його усталеному русі. При зменшенні коефіцієнту нерівномірності δ збільшується зведена маса механізму та його середня кінетична енергія T_{cp} необхідна для приведення в рух механізму із заданою кутовою швидкістю ω_{cp} . Тому збільшення рівномірності обертального руху бурильної колони може бути досягнуто збільшенням її зведеної маси, а більш точно – зведеного моменту інерції J_{36} . З практичної сторони збільшення зведеного моменту інерції механізму, як правило, досягається за рахунок посадки на його головний вал додаткової маси – маховика. Сам маховик є своєрідним акумулятором кінетичної енергії механізму, який здатний накопичувати її під час прискореного руху механізму і віддавати її назад механізму при його сповільненні. Така акумулююча функція маховика дозволяє використовувати накопичену ним енергію для подолання підвищених корисних навантажень без збільшення потужності двигуна.

У відповідності із [10, 11] зведений момент інерції двоступеневої бурильної колони можна записати так:

$$J_{36} = J_M + \Delta J_{36}, \quad (3)$$

де J_M – момент інерції маховика, кг·м²;

ΔJ_{36} – зміна зведеного моменту інерції колони, кг·м².

Зміна зведеного моменту інерції рівна:

$$\Delta J_{36} = J_0 + \sum_{i=1}^n J_{II} + \sum_{i=1}^n J_{III}, \quad (4)$$

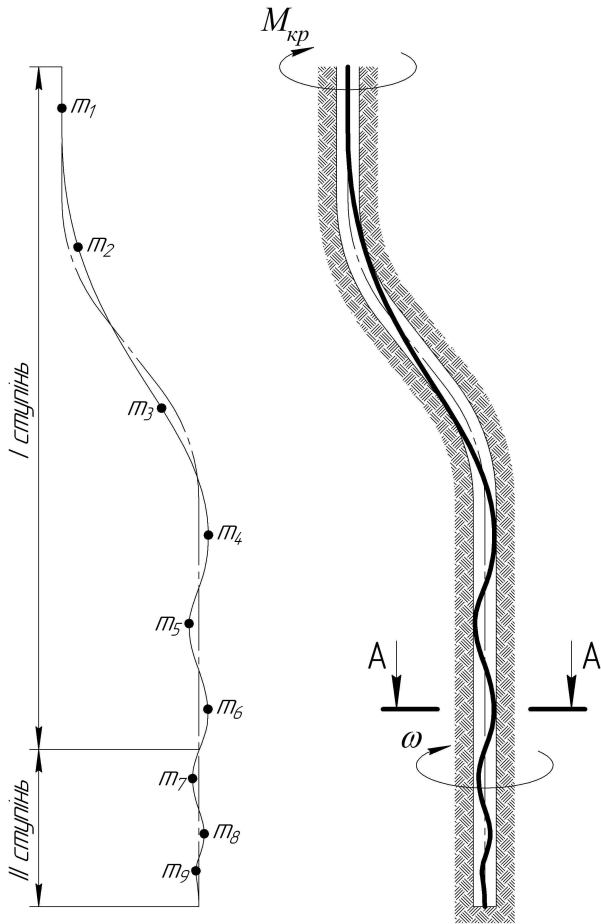
де J_0 – момент інерції ланки зведення (ведучої труби та ротора), кг·м²;

$\sum_{i=1}^n J_{II}$, $\sum_{i=1}^n J_{III}$ – сумарні моменти інерції ділянок I-ої та II-ої ступеней бурильної колони відповідно, кг·м².

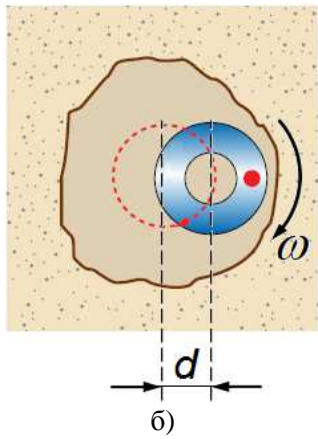
Перші доданки формул (3) і (4) J_M і J_0 вважаються постійними, а доданки $\sum_{i=1}^n J_{II}$ і

$\sum_{i=1}^n J_{III}$ є змінними і характер їх зміни є доволі складним. В першу чергу вони змінюються через те, що у міру поглиблення вибою поступово нарощується маса бурильної колони. Другою причиною їх зміни є неспівпадання осей перерізів ділянок бурильної колони із віссю її обер-

тання. Таке явище завжди має місце при викривленні осі бурильної колони, внаслідок якого осі поперечних перерізів її ділянок на різних глибинах віддаляються від осі обертання на різні відстані (рис. 1).



а)
A-A



б)

Рисунок 1 – Схема розташування зосереджених мас прогнутих ділянок бурильної колони (а) та приклад ексцентричного обертання перерізу ділянки у свердловині (б)

Якщо розглядати ділянки ступеней бурильних та обважнених бурильних труб, як циліндри, осі яких співпадають з віссю обертання,

то їх сумарні моменти інерції визначатимуться так:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n J_{Ii} = \sum_{i=1}^n m_{Ii} \rho_{Ii}^2; \\ \sum_{i=1}^n J_{IIi} = \sum_{i=1}^n m_{IIi} \rho_{IIi}^2, \end{cases} \quad (5)$$

де m_{Ii}, m_{IIi} – зосереджені маси i -их ділянок I-ої та II-ої ступені бурильної колони заповнених буровим розчином відповідно, кг;

ρ_{Ii}, ρ_{IIi} – радіуси інерції поперечних перерізів ділянок цих ступеней відповідно, м.

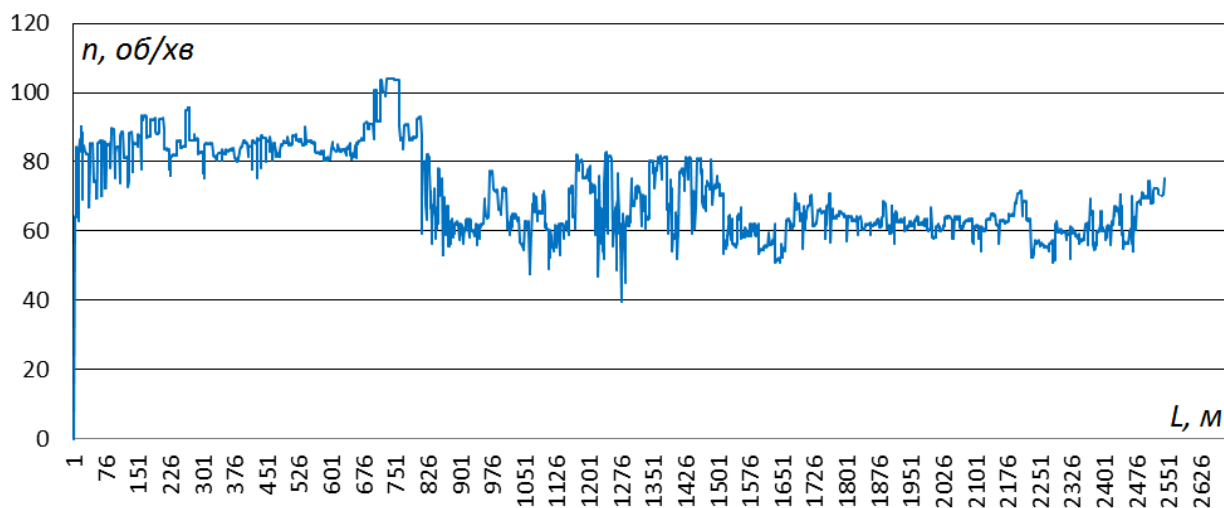
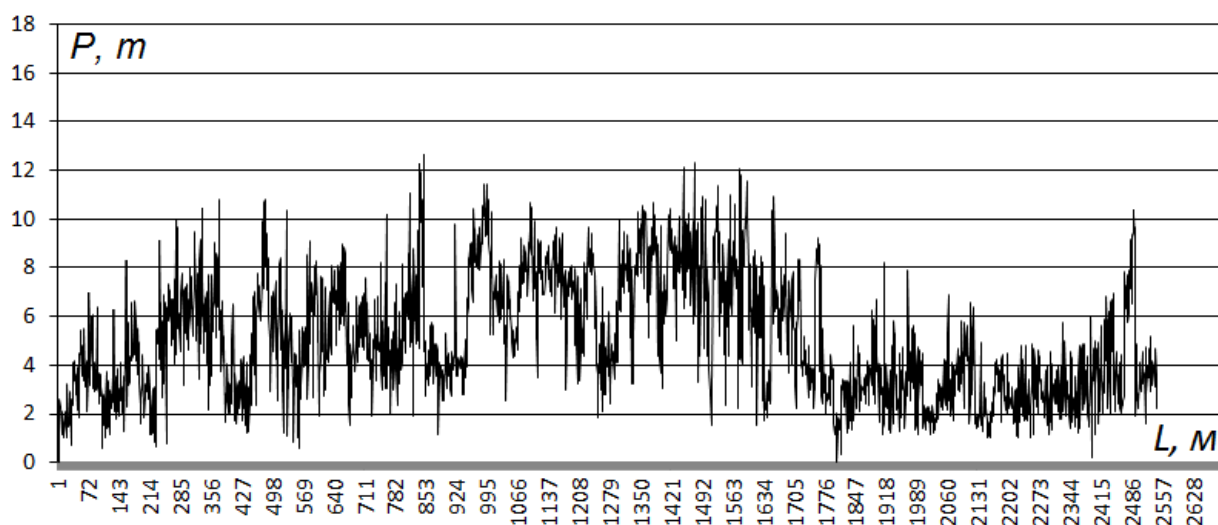
Використовуючи прийоми зведення мас [11], маси прогнутих ділянок бурильної колони можна розглянути як зосереджені в точках найбільшого прогину (рис 1). Якщо вісь перерізу ділянки бурильної колони не співпадає з віссю її обертання, але дві осі є паралельними, то сумарні моменти інерції таких i -их ділянок I-ої та II-ої ступені бурильної колони визначатимуться за теоремою Гюйгенса–Штейнера:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n J_{Ii} = \sum_{i=1}^n (m_{Ii} \rho_{Ii}^2 + m_{Ii} d_{Ii}^2) = \\ = \sum_{i=1}^n m_{Ii} (\rho_{Ii}^2 + d_{Ii}^2); \\ \sum_{i=1}^n J_{IIi} = \sum_{i=1}^n (m_{IIi} \rho_{IIi}^2 + m_{IIi} d_{IIi}^2) = \\ = \sum_{i=1}^n m_{IIi} (\rho_{IIi}^2 + d_{IIi}^2), \end{cases} \quad (6)$$

де d_{Ii}, d_{IIi} – відстань між віссю ділянки I-ої та II-ої ступені бурильної колони і віссю її обертання відповідно, м.

Для дослідження функцій зміни зведеного моменту інерції бурильної колони $\Delta J_{ze}(L)$, зміни зведеного моменту сил $M_{ze}(L)$ та приросту кінетичної енергії $\Delta T(L)$ залежно від глибини свердловини L використано дані експериментальних досліджень режимних параметрів буріння свердловини №18 Ольгівського газоконденсатного родовища ТОВ “КУБ-ГАЗ”. Тип свердловини - похило-скерована; спосіб буріння - роторно-турбінний; проектна глибина – 2600 м. Проектний горизонт - C2d. Буріння проводилось буровою установкою “VARCO(DRCO)-K200-JPB”; бурова вишка KRETKO 127-44000T; ротор D-RT-275MB. В процесі буріння свердловини постійно проводився комплекс технологічних досліджень, який включав в себе автоматизовану реєстрацію, обробку та аналіз режимних параметрів буріння. Технологічний контроль за будівництвом свердловини проводився через кожен метр проходки в інтервалі 112 – 2638 м.

Враховуючи дані зареєстрованих режимних параметрів буріння – зміни частоти обертів ротора та осьового навантаження на долото

Рисунок 2 – Графік зміни частоти обертів ротора $n(L)$ Рисунок 3 – Графік зміни осевого навантаження на долото $P(L)$

(рис. 2, 3), а також параметри компоновки бурильної колони у відповідності із методикою, наведеною у [12], визначено кількість та довжини півхвиль її прогинів. Маса прогнаних ділянок зведено у точки їх найбільшого віддалення від осі обертання у відповідності з [11] і визначено величини цих зосереджених мас. Вважаючи середні кутові швидкості обертання ділянок колони однаковими за залежностями (4) – (6) визначено функцію зміни зведеного моменту інерції бурильної колони $\Delta J_{36}(L)$ (рис. 4).

З графіка зміни зведеного моменту інерції бурильної колони видно, що для перших 500м буріння ΔJ_{36} змінюється у відносно малих межах, що пояснюється відносно невеликою масою бурильної колони, відсутністю великих прогинів та зміщень її ділянок у поперечних напрямках. Після 1000м бурильна колона зазнає значного викривлення у двох взаємно перпендикулярних площинах, прогини в цих площинах спричинюють відхилення осей ділянок бурильної колони, що втратили стійкість від осі

свердловини та поступове збільшення зведеного моменту інерції колони. Приведемо деякі числові значення: для інтервалу буріння 0–500м ΔJ_{36} змінюється в межах від 498,8 до 809,9 $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; а для інтервалу буріння 1000–2550м – від 601,4 до 1327,2 $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Для повертання бурильної колони у свердловині із необхідною нерівномірністю δ та більшим значенням ΔJ_{36} потрібний більший запас кінетичної енергії. В джерелі [10] 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 роторно-турбінному способі буріння за таку ланку обрано ведучу трубу. Разом з тим, ведучу трубу можна обрати і за ланку зведення, до якої за певних умов можна звести маси та моменти інерції ділянок бурильної колони.

Рівняння руху механізму будь-якого машинного агрегату згідно [10] у більшості випадків записують у формі теореми про зміну кінетичної енергії:

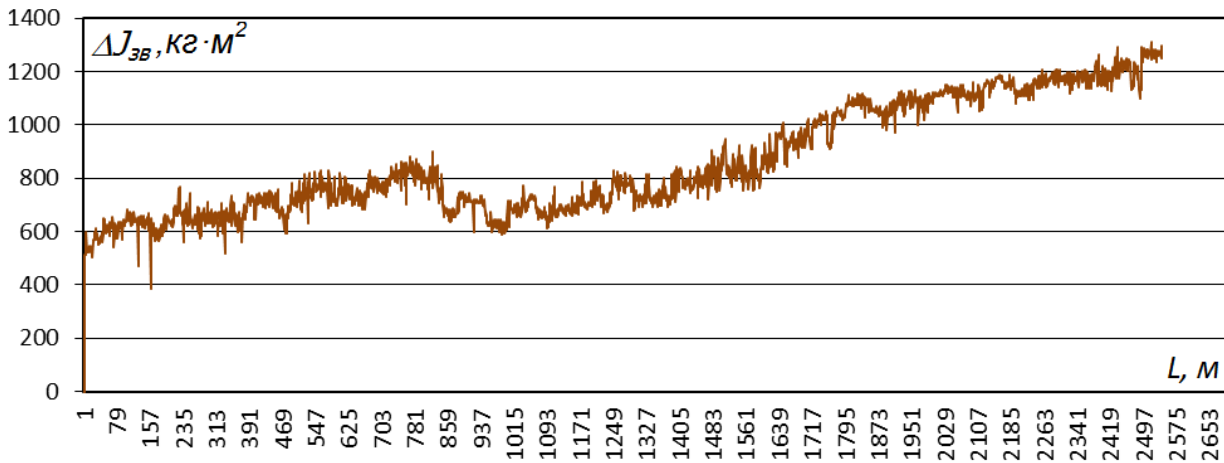


Рисунок 4 – Графік зміни зведеного моменту інерції $\Delta J_{зв}(L)$

$$T - T_0 = A_p - A_o, \quad (7)$$

де T_0, T – кінетична енергія механізму в початковому та кінцевому положеннях відповідно, кДж;

A_p, A_o – робота рушійних силових факторів та робота сил опору відповідно, кДж.

Роботу рушійного моменту на роторі та роботу сил опору при обертанні колони можна визначити за допомогою інтегралу:

$$\begin{aligned} A_p - A_o &= \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_P d\varphi - \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_O d\varphi = \\ &= \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_P - M_O) d\varphi, \end{aligned} \quad (8)$$

де M_P – рушійний (крутний) момент на роторі кН·м;

M_O – момент сил опору (сума моменту сил тертя бурильної колони об стінки свердловини та моменту опору на долоті) кН·м;

φ – кут повороту бурильної колони, рад.

Зареєстровані в ході промислових досліджень числові дані сумарного моменту сил $M_{зв}(L)$ (рис. 5) є сумою рушійного моменту M_P і моменту сил опору M_O . Визначення роботи зведеного моменту сил $M_{зв}(L)$ можна провести шляхом числового інтегрування за наступною залежністю:

$$\begin{aligned} A_p - A_o = \Delta A &= \left[(M_{P(j-1)} - M_{O(j-1)}) + \right. \\ &\left. + \frac{(M_{P(j-1)} - M_{O(j-1)}) + (M_{Pj} - M_{Oj})}{2} \right] \Delta\varphi, \end{aligned} \quad (9)$$

де $\Delta\varphi = \omega_{cp} \Delta t = \frac{\pi n_{cp} \Delta S}{30 V_{cp}}$ – крок зміни кута повороту колони рад;

ΔS – інтервал проходки колони довжиною 1 метр;

n_{cp} – середня частота обертання колони при бурінні конкретного інтервалу, об/хв;

V_{cp} – середня механічна швидкість буріння конкретного інтервалу, м/с;

j – порядковий номер конкретного інтервалу.

Приріст кінетичної енергії визначатиметься різницею робіт рушійних силових факторів та сил опору: $\Delta T = T - T_0 = A_p - A_o = \Delta A$. З урахуванням (9), приріст кінетичної енергії запишеться таким чином:

$$\begin{aligned} \Delta T &= \left[(M_{P(j-1)} - M_{O(j-1)}) + \right. \\ &\left. + \frac{(M_{P(j-1)} - M_{O(j-1)}) + (M_{Pj} - M_{Oj})}{2} \right] \left(\frac{\pi n_{cp} \Delta S}{30 V_{cp}} \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Графічну інтерпретацію залежності (10) у вигляді функції $\Delta T(L)$ наведено на рисунку 6.

Функцію енергоінерції $\Delta T(\Delta J_{зв})$ отримано шляхом виключення глибини свердловини L із залежностей $\Delta J_{зв}(L)$ та $\Delta T(L)$. Традиційно її подано у вигляді діаграми Ф. Віттенбауера (рис. 7), за якою визначено момент інерції махових мас. Для цього обчислено кути нахилу дотичних до діаграми $\Delta T(\Delta J_{зв})$ за такими формулами:

$$\begin{cases} \psi_{max} = \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 \left(1 + \delta + \frac{\delta^2}{4} \right) \right] \approx \\ \approx \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 (1 + \delta) \right]; \\ \psi_{min} = \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 \left(1 - \delta + \frac{\delta^2}{4} \right) \right] \approx \\ \approx \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 (1 - \delta) \right], \end{cases} \quad (11)$$

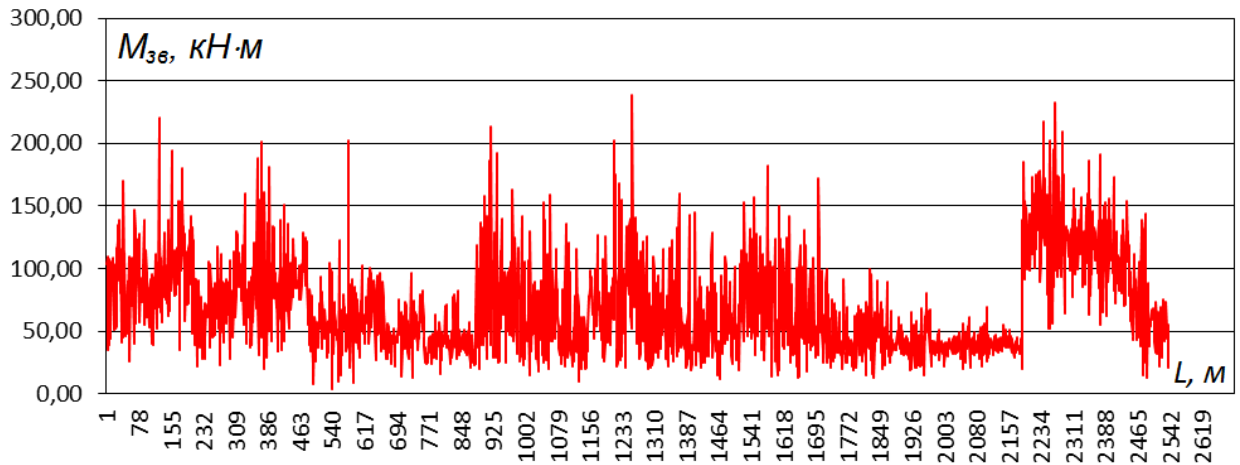


Рисунок 5 – Графік зміни зведеного моменту сил $M_{36}(L)$

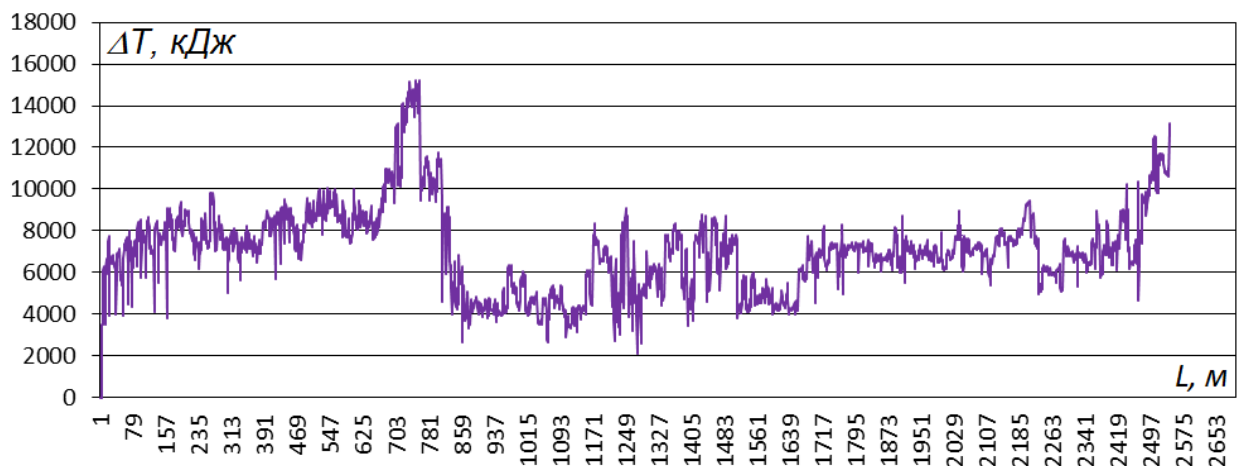


Рисунок 6 – Графік зміни приросту кінетичної енергії бурової колони $\Delta T(L)$

де μ_J – масштабний коефіцієнт осі ΔJ_{36} , $\text{кг}\cdot\text{м}^2/\text{мм}$;

μ_T – масштабний коефіцієнт осі ΔT , $\text{кДж}/\text{мм}$.

Значення масштабних коефіцієнтів визначено наступним чином:

$$\mu_J = \frac{\Delta J_{36 \max}}{OD} = \frac{1400}{210} = 6,67 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{мм};$$

$$\mu_T = \frac{\Delta T_{\max}}{OE} = \frac{18000}{103} = 174,76 \text{ кДж}/\text{мм};$$

де ΔT_{\max} , $\Delta J_{36 \max}$ – максимальна шкала осей діаграми $\Delta T(\Delta J_{36})$ кДж та $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ відповідно;

OE ; OD – максимальна ордината та максимальна абсциса діаграми $\Delta T(\Delta J_{36})$ відповідно, мм .

Величину моменту інерції махових мас визначено за довжиною відрізка, який утворюється в результаті перетину осі зміни кінетичної енергії двома дотичними, проведених до гілок діаграми енергоінерції $\Delta T(\Delta J_{36})$:

$$J_m = \mu_T \frac{(AB)}{\omega_{cp}^2 \delta}, \quad (12)$$

де (AB) – довжина відрізка на осі ΔT , мм .

Кінетична енергія обертального руху махових мас бурової колони:

$$T_m = J_m \frac{\omega_{cp}^2}{2}. \quad (13)$$

Отримані результати досліджень моменту інерції та кінетичної енергії махових мас проведено за формулами (12) – (13) наведені в таблиці 1.

З метою наочності на діаграмі $\Delta T(\Delta J_{36})$ (рис. 7) умовно виділено п'ять частин, кожна з яких характеризує свій інтервал буріння. Характерно, що для бурової колони довжиною до 500м дотичні, проведені до гілок діаграми $\Delta T(\Delta J_{36})$ відсікають на осі ΔT відрізок більшої довжини $(A_1B_1)=10,72$ мм , при якому момент інерції махових мас та їх кінетична енергія є більшими, а із збільшенням довжини колони до 2000м – відповідний відрізок меншої довжини $(A_2B_2)=3,46$ мм . За довжинами цих відрізків визначено моменти інерції та кінетичні енергії обертального руху махових мас бурової колони (табл. 1). Результати розрахунків

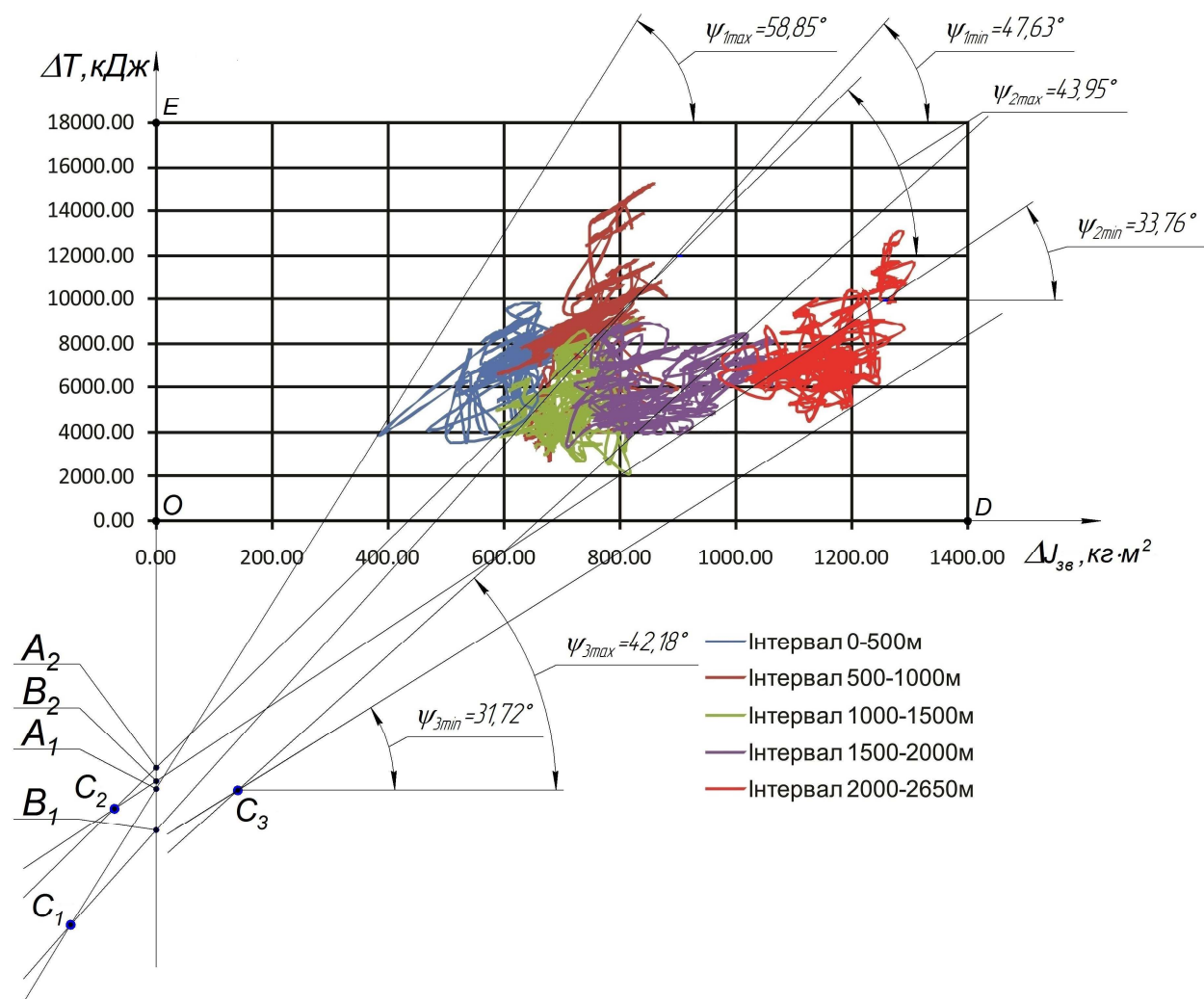


Рисунок 7 – Діаграма енергоінерції $\Delta T(\Delta J_{36})$

Таблиця 1 – Числові значення параметрів дослідження моменту інерції та кінетичної енергії махових мас

Інтервали дослідження, м	Значення параметрів								
	n_{cp} , об/хв	ω_{cp} , рад/с	δ	ψ_{max} , град	ψ_{min} , град	(AB) мм	J_m , кг·м ²	T_m , кДж	ΔT_{max} , кДж
0÷500	81,10	8,49	0,203	58,85	47,63	10,72	128,03	4614,21	9975,44
1500÷2000	62,48	6,54	0,181	43,95	33,76	3,46	78,11	1670,44	9102,25
2000÷2650	60,41	6,32	0,189	42,18	31,72	-	-	-	13080,11

свідчать, що для колони довжиною 500м кінетична енергія обертального руху махових мас становить близько 46% від максимального приросту енергії, а для колони довжиною 1500÷2000м – 18%. Це пояснюється необхідністю наявності махових мас, які б забезпечували обертання бурильної колони з із необхідним коефіцієнтом нерівномірності δ . При цьому точки перетину C_1 і C_2 дотичних в обох випадках утворилися ліворуч від осі ΔT . Для колони довжиною більшою 2000м дотичні, проведені до гілок діаграми $\Delta T(\Delta J_{36})$ перетинаються праворуч від осі ΔT . Це вказує на те, що інертність бурильної колони такої довжини є настільки

великою, що у використанні маховика немає потреби, хоча його функцію після 2000 метрів проходки надалі “виконують” нарощені бурильні та обважені бурильні труби. З певними припущеннями [13] в такому випадку бурильний інструмент можна розглядати як машинний комплекс із уявним ізотакним маховиком. Ізотакний маховик – це махова маса, яка відноситься до машинного агрегату, у якого відбувається зміна не фактичної маси, а геометрії розташування його складових частин. Таку особливість можна застосовувати при бурінні інтервалу свердловини в період між двома послідовними моментами нарощування бурильної колони, коли геометрія просторового розташу-

вання внаслідок прогинів її ділянок може частково керуватися за допомогою спеціальних гібридних роторних керованих систем.

Висновки

В ході проведених теоретичних досліджень режимних параметрів буріння отримано та досліджено функції зміни зведеного моменту інерції бурильної колони, зведеного моменту сил, приросту кінетичної енергії та енергоінерції. Для конкретних інтервалів буріння визначено коефіцієнт нерівномірності обертання бурильної колони, а також момент інерції та кінетичну енергію її махових мас. За конкретних умов буріння встановлено, що обертання бурильної колони малої довжини (до 500м) із визначеною нерівномірністю вимагає використання махових мас з більшим моментом інерції ($128\text{кг}\cdot\text{м}^2$), а колони більшої довжини (до 2000м) – махових мас з меншим ($78\text{кг}\cdot\text{м}^2$). Інертність бурильної колони довжиною понад 2000м є настільки великою, що використання махових мас для її обертання із визначеною нерівномірністю не є доцільним.

Література

1. Хегай В.К. Управление динамикой бурильной колонны в направленных скважинах: автореф. дисс. на соиск. учен. степени док. техн. наук: спец. 25.00.15 – “Технология бурения и освоения скважин” / В.К.Хегай. – Ухта, 2005. – 45с.
2. Лягов А.В. Динамические компоновки для бурения забойными двигателями: автореф. дисс. на соиск. учен. степени док. техн. наук: спец. 05.02.13 “Машины, агрегаты и процессы” (Нефтегазовая отрасль) / А.В. Лягов. – Уфа, 2005. – 47с.
3. Чудик І.І. Розвиток наукових основ буріння скерованих свердловин з мінімальними втратами енергії: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук: спец. 05.15.06 “Розробка нафтових та газових родовищ” / І.І.Чудик. – Івано-Франківськ, 2011. – 42с.
4. 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.
5. 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.
6. Mohammed Fayez Al Dushaishi. Investigation of drillstring vibration reduction tools. master of science in petroleum engineering. missouri university of science and technology. 2012.
7. 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.

8. 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.

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

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

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

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

13. Воробйов М.С. Перспективні напрямки вдосконалення теорії машин [Текст] / М.С. Воробйов. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. – 190 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
28.08.17

Рекомендована до друку
професором Чудиком І.І.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Ставичним Є.М.
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)