

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Юрич Лідія Романівна

УДК 622.24.05:622.276

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН
З ВРАХУВАННЯМ СТАНУ ПОРОДОУЙНІВНОГО ІНСТРУМЕНТУ**

05.15.10 – буріння свердловин

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Л. Р. Юрич

Науковий керівник Івасів Василь Михайлович, доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2021

АНОТАЦІЯ

Юрич Л. Р. Удосконалення технології буріння свердловин з врахуванням стану породоруйнівного інструменту. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.10 – буріння свердловин. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2021.

На сьогодні проблема нарощування обсягу видобування вуглеводнів є надзвичайно актуальною для нашої держави. Одним із шляхів її вирішення є збільшення обсягів буріння. При цьому доводиться вирішувати різнопланові та багатофакторні задачі. Перш за все, необхідно здійснити провідку свердловини згідно з проектом та високими техніко-економічними показниками. Це, в свою чергу, включає проектування і реалізацію таких режимів буріння, за яких максимально забезпечується ефективне руйнування вибою породоруйнівним інструментом з безаварійною роботою компоновок низу бурильної колони (КНБК) та бурильної колони в цілому. Як свідчить практика, цього не завжди вдається досягнути.

Вибір оптимального для певних умов буріння породоруйнівного інструменту та максимальне вичерпання його ресурсу з високими техніко-економічними показниками, є однією з задач при плануванні спорудження свердловин. Зважаючи на значне зростання обсягів буріння свердловин долотами PDC, дослідження впливу стану озброєння на ефективність їх роботи є актуальними. Використання для цього в промислових умовах дорогівартісних вимірювальних комплексів не завжди є економічно виправданим, чим зумовлена певна інформаційна невизначеність щодо умов роботи породоруйнівного та бурильного інструменту. Тому розроблення недорогих, простих і надійних в експлуатації технічних засобів для реєстрації навантаженості глибинного

обладнання з дослідженням особливостей взаємодії долота з вибоєм свердловини є актуальною задачею.

З метою забезпечення безаварійної роботи КНБК важливим є пошук можливостей для зниження їх навантаженості із збереженням техніко-економічних показників буріння, що потребує правильного вибору конструкції компоновки та режимних параметрів її експлуатації. Тому дослідження присвячені забезпеченню ефективного руйнування гірських порід за безаварійної роботи компонок низу бурильної колони шляхом врахуванням їх фактичної навантаженості та коригування режимно-технологічних параметрів буріння.

Проведено експериментальні дослідження впливу зношення алмазно-твердосплавної пластин (АТП) на зміну силових та енергетичних параметрів процесу різання гірської породи. Визначено середні значення сили та її складових, величину питомого навантаження, роботи та питомої енергії процесу руйнування гірської породи. Встановлено, що збільшення ступеню зношення пластини зумовлює зростання результуючої сили. При глибині різання $h=0,5$ мм результуюча сила зростає в 1,9 рази, а при глибині $h=2,0$ мм – 5,7 рази. Одночасна зміна ступеню зношування АТП та глибини різання до 2,0 мм, призводить до зростання результуючої сили у 46,7 рази.

Встановлено, що зі збільшенням ступеня зношення в межах результуючої сили зменшується складова, спрямована безпосередньо на різання породи, та збільшується складова, спрямована на вдавлювання ріжучого елемента. Збільшення результуючої сили спричиняє зростання величини моменту опору руйнування гірської породи та необхідної потужності, а, відповідно, й рівня навантаженості КНБК. Виявлено несуттєвий вплив зростання глибини різання на величину питомого навантаження для нових пластин. Для АТП з ознаками зношення питомі навантаження є суттєво меншими ніж, для гострої і можуть досягати значень, недостатніх для енергоефективного руйнування гірської породи. Отримані результати дають підставу регламентувати ступінь зношення ріжучих елементів породоруйнівного інструменту.

Проведено експериментально-теоретичні дослідження параметрів коливань

бурильного інструменту, оснащеного долотом ріжучо-сколюючого типу. Встановлено залежність амплітуди поздовжніх коливань від режимних параметрів буріння та стану озброєння долота. Зменшення висоти зношеної сегментної частини різця на 1 мм спричинює зменшення амплітуди поздовжніх коливань в 1,4-1,8 рази. Визначено та побудовано графічні залежності роботи і потужності руйнування вибою від часу реалізації.

Запропоновано здійснювати оцінювання ступеню зношення озброєння долота за показниками зміни миттєвих значень режимно-технологічних параметрів буріння та параметрами коливальних процесів бурильного інструменту.

В аналітичному та числовому вигляді розроблено математичну модель для визначення довжини зношеної частини різця долота (хорди), а також інтенсивності його спрацювання для бурильного інструменту за умов поздовжніх та крутильних коливань. За результатами реалізації моделі отримано залежності зміни довжини хорди та швидкості зношування різця від часу роботи та шляху різання. Встановлено параболічний характер зміни довжини хорди. Для нової АТП питома навантаження на породу є максимальним, що спричиняє велику інтенсивність спрацювання її робочої поверхні. Надалі швидкість спрацювання зменшується, оскільки збільшується площа контакту АТП з вибоєм та зменшується величина контактного тиску. Середнє значення довжини хорди після 3 годин буріння при $n=181$ об/хв, $P=8$ кН становитиме 2,7 мм; при $n=131$ об/хв, $P=6$ кН – 2,5 мм; а при $n=82$ об/хв, $P=5$ кН – 1,9 мм.

Розроблено метод коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи елементів компоновок низу бурильної колони з врахуванням стану озброєння долота. За основу методу взято ідею постійного моніторингу режимно-технологічних параметрів буріння, силових і кінематичних характеристик, стану озброєння породоруйнівного інструменту та подальшого оцінювання їхнього взаємозв'язку і впливу на роботу КНБК. В цілому метод передбачає проектування режимно-технологічних параметрів, моніторинг в процесі буріння, а також прийняття рішень щодо ефективності

ведення бурових робіт та доцільності їх продовження з використанням наявного інструменту.

Розроблено конструкцію та виготовлено дослідний зразок пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Пристрій дає змогу оцінити рівень навантаженості та характер коливальних процесів КНБК. Оцінено працездатність пристрою промисловою апробацією дослідного зразка на свердловині Кадобнянська 28 ТОВ «Карпатська бурова компанія». При цьому встановлено фактичні значення згинального моменту, осьового навантаження на долото, реакції на опорно-центруючому елементі. Побудовано амплітудно-частотні характеристики повздовжніх коливань компоновки та виділено в якості першої інформативної ознаки величину основної гармоніки, викликаній різанням породи та додаткової гармоніки, спричиненої її стиранням. Пікові значення для нового долота складають близько 4,3 мм на частоті 10 Гц (частота різання) та 1,8 мм – на частоті 8 Гц (частота стирання). Для частково спрацьованого долота за цих же частот їх значення, відповідно, складають 3,6 мм та 1,9 мм. Другою інформативною ознакою спрацювання долота визначено площу спектру коливань, яка для нового долота становить 5,2 мм·Гц, а для зношеного – 3,8 мм·Гц.

Обґрунтовано доцільність використання для зниження навантаженості КНБК гнучкої ланки – пружної муфти. Проведено аналітичні дослідження впливу її параметрів на відхиляюче зусилля на долоті та згинальний момент в елементах компоновки. Встановлено недоцільність використання муфт довжиною, меншою ніж 4 м. Використання пружних муфт довжиною 4-6 м та жорсткістю 1-4 кН·м², разом із зміною режимних параметрів буріння дає змогу знизити величину максимального згинального моменту в КНБК без суттєвої зміни відхиляючого зусилля на долоті.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено науково-прикладну задачу, що полягає у забезпеченні ефективного руйнування гірських порід за безаварійної роботи компоновок низу бурильної колони шляхом врахуванням їх фактичної навантаженості, стану

породоруйнівного інструменту та коригування режимно-технологічних параметрів буріння.

Ключові слова: буріння, свердловина, гірська порода, руйнування гірських порід, долото, компоновка низу бурильної колони, навантаженість, сила різання.

ABSTRACT

Yurych L. R. Improving the technology of drilling wells taking into account the state of the rock destruction tool. – Manuscript.

Thesis for a PhD Degree in Engineering in the specialty 05.15.10 – Well drilling. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2021.

Today, the problem of increasing the volume of hydrocarbon production is extremely urgent for our state. One of the ways to solve it is to increase the volume of drilling. In this case, it is necessary to solve diverse and multifactorial tasks. First of all, it is necessary to carry out the drilling in accordance with the project and high technical and economic indicators. This, in turn, includes the design and implementation of such drilling modes that maximize the effective destruction of the bottomhole by the rock destruction tool with trouble-free operation of the bottom hole assembly (BHA) and the drill string as a whole. As practice shows, this is not always possible to achieve.

The choice of a rock destruction tool that is optimal for certain drilling conditions and the maximum use of its service life with high technical and economic indicators is one of the tasks when planning well construction. Despite a significant increase in the volume of drilling with PDC bits, studies of the influence of the state of the structure on the efficiency of their operation are relevant. The use of expensive measuring systems for this in industrial conditions is not always economically feasible, which causes a certain information uncertainty regarding the operating conditions of rock destruction and drilling tools. Therefore, the development of inexpensive, simple and reliable in

operation technical means for recording the loading of downhole equipment with the study of the features of the interaction of the bit with the bottom of the well is an urgent task.

In order to ensure trouble-free operation of the BHA, it is important to search for opportunities to reduce their load while maintaining the technical and economic parameters of drilling, which requires the correct choice of the assembly design and operating parameters of its operation. Therefore, the research is devoted to ensuring the effective destruction of rocks with trouble-free operation of the bottom hole assemblies by taking into account their actual loading and adjusting the operational and technological parameters of drilling.

Experimental studies of the influence of wear of PCD insert on the change of power and energy parameters of the process of cutting rocks have been carried out. The average values of the force and its components, the magnitude of the specific load, work and specific energy of the process of rock destruction are determined. It was found that an increase in the degree of wear of the plate causes an increase in the resultant force. At a depth of cut $h = 0.5$ mm, the resultant force increases 1.9 times, and at a depth of $h = 2.0$ mm it increases 5.7 times. A simultaneous change in the degree of wear of the PCD and the depth of cut to 2.0 mm, leads to an increase in the resultant force by 46.7 times.

It was found that with an increase in the degree of wear, within the limits of the resultant force, the component aimed directly at cutting the rock decreases, and the component directed at the indentation of the cutting element increases. An increase in the resultant force leads to an increase in the value of the moment of resistance to destruction of the rock and the required power, and, accordingly, the level of loading of the BHA. An insignificant effect of the increase in the depth of cut on the value of the specific load for new inserts was revealed. For PCD with signs of wear, the specific loads are significantly lower than for sharp ones and can reach values that are insufficient for energy-efficient destruction of rocks. The results obtained provide a basis for regulating the degree of wear of cutting elements of rock destruction tools.

An experimental and theoretical study of the vibration parameters of a drilling

tool equipped with a cutting-shearing type drilling bit is carried out. The dependence of the amplitude of longitudinal vibrations on the operating parameters of drilling and the state of the bit structure has been established. A decrease in the height of the worn segment part of the cutter by 1 mm causes a decrease in the amplitude of longitudinal vibrations by 1.4-1.8 times. The graphic dependences of the work and the destruction power of the bottomhole on the implementation time are determined and built.

It is proposed to assess the degree of wear of the bit structure by the indicators of changes in the instantaneous values of the operating and technological parameters of drilling and the parameters of the oscillating processes of the drilling tool.

In an analytical and numerical form, a mathematical model has been developed to determine the length of the wearing part of the bit cutter (chord), as well as the intensity of its operation for a drilling tool in conditions of longitudinal and torsional vibrations. Based on the results of the implementation of the model, the dependences of the change in the chord length and the wear rate of the cutter on the operating time and cutting path were obtained. The parabolic character of the change in the chord length was established. For the new PCD, the specific load on the rock is maximum, which causes a high rate of wear on its working surface. In the future, the response speed decreases, since the contact area of the PCD with the bottom increases and the contact pressure decreases. The average value of the chord length after 3 hours of drilling at $n = 181$ rpm, $P = 8$ kN will be 2.7 mm; at $n = 131$ rpm, $P = 6$ kN – 2.5 mm; and at $n = 82$ rpm, $P = 5$ kN – 1.9 mm.

A method for adjusting the operating and technological parameters of drilling and ensuring trouble-free operation of the elements of the bottom-hole assembly, taking into account the state of the bit structure has been developed. The method is based on the idea of continuous monitoring of the operating and technological parameters of drilling, force and kinematic characteristics, the state of the rock destruction tool structure and further assessment of their relationship and impact on the operation of the BHA. In general, the method provides for the design of operating and technological parameters, monitoring during drilling, as well as making decisions on the effectiveness of drilling operations and the feasibility of continuing them using the available tool.

A design was developed and a prototype of a device for measuring forces in a drill pipe string was manufactured. The device allows one to assess the level of loading and the nature of the oscillatory processes of the BHA. The operability of the device was assessed by industrial testing of a prototype at well Kadobnianska 28, LLC “Karpatska Drilling Company”. At the same time, the actual values of the bending moment, axial load on the bit, reaction on the support-centering element were established. The amplitude-frequency characteristics of the longitudinal vibrations of the assembly are constructed and the value of the fundamental harmonic caused by the cutting of the rock and the additional harmonic caused by its wear is highlighted as the first informative indicator. Peak values for a new bit are about 4.3 mm at 10 Hz (cutting frequency) and 1.8 mm at 8 Hz (wear frequency). For a worn-out bit at the same frequencies, their values are 3.6 mm and 1.9 mm, respectively. The second informative sign of bit wear was determined by the area of the vibration spectrum, which for a new bit is 5.2 mm·Hz, and for a worn one – 3.8 mm·Hz.

The expediency of using a flexible link – an elastic coupling to reduce the BHA loading – has been substantiated. Analytical studies of the influence of its parameters on the deflection force on the bit and the bending moment in the assembly elements have been carried out. The inexpediency of using couplings with a length of less than 4 m has been established. The use of elastic couplings with a length of 4-6 m and a stiffness of 1-4 kN·m², together with a change in the operating parameters of drilling, makes it possible to reduce the value of the maximum bending moment in the BHA without a significant change in the deflecting force on the bit.

Based on the performed theoretical and experimental studies, a scientific and applied problem was solved, which consists in ensuring the effective destruction of rocks with trouble-free operation of the bottom hole assemblies by taking into account their actual loading, the state of the rock cutting tool and adjusting the operational and technological parameters of drilling.

Key words: drilling, well, rock, rock destruction, bit, bottom hole assembly, loading, cutting force

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні результати дисертації

1. Ivasiv V., Yurych A., Zabolotnyi S., Yurych L., Bui V., Ivasiv O. Determining the influence of the condition of rockdestroying tools on the rock cutting force. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. №1(103). P. 15-20. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
2. Chudyk I., Raiter P., Grydzhuk Ya., Yurych L. Mathematical model of oscillations of a drill tool with a drill bit of cutting-scraping type. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. №1. P. 52-58. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
3. Чудик І. І., Гриджук Я. С., Юрич Л. Р. Оцінка затрат механічної енергії бурильної колони при роторному бурінні. *Нафтогазова енергетика*. 2018. №2(30). С. 17-24. (Фахове видання України).
4. Юрич Л. Р. Метод забезпечення експлуатаційної надійності та оцінки залишкового ресурсу елементів бурильної колони. *Молодий вчений*. 2016. №11(38). С. 54-57. (Видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
5. Івасів В. М., Гриджук Я. С., Гриців В. В., Юрич Л. Р. Проблеми забезпечення експлуатаційної надійності елементів бурильних колон. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №6/6(26). С. 41- 44. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
6. Івасів В. М., Рачкевич Р. В., Юрич А. Р., Юрич Л. Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ" Серія: Динаміка і міцність машин*. 2015р. №57 (1166). С. 45-48. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
7. Івасів В. М., Гриджук Я. С., Юрич Л. Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Технологический аудит и резервы производства*. 2014. №6/4(20). С. 15-17. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).

Тези наукових конференцій

8. Юрич Л. Р. Оцінка можливості дослідження динаміки бурильного інструменту при роботі з долотами ріжучого-сколюючого типу в лабораторних умовах. *Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації (Вип.48)* : матеріали міжнар. наук. інтернет-конф. м. Переяслав-Хмельницький, 25 червня 2019 р. Переяслав-Хмельницький, 2019. С. 203-205.

9. Юрич Л. Р. Пристрій для оцінювання навантаженості елементів бурильної колони. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф., м. Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ, 2016. С. 185-187.

10. Івасів В. М., Гридчук Я. С., Юрич Л. Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. присвяченої семидесятиріччю газонафтопромислового факультету, м. Івано-Франківськ, 10-12 грудня 2014 р. Івано-Франківськ, 2014. С. 190-192.

Патент

11. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № U201311632; заявл. 02.10.2013; опубл.11.03.2014, Бюл. №5.

ЗМІСТ

ВСТУП	14
РОЗДІЛ 1	
АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ	
1.1 Стан проблеми забезпечення безаварійної роботи елементів бурильних колон.....	19
1.2 Методи дослідження роботи доліт та шляхи підвищення їх ефективності...	23
1.3 Коливання компоновок низу бурильної колони та породоруйнівного інструменту.....	33
1.4 Постановка завдань досліджень	38
РОЗДІЛ 2	
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТАНУ ПОРОДОРУЙНІВНОГО ІНСТРУМЕНТУ НА СИЛОВІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПАРАМЕТРИ РІЗАННЯ.....	
2.1 Матеріали та обладнання для проведення експериментальних досліджень .	41
2.2 Методика проведення та обробка результатів досліджень	47
2.3 Результати досліджень впливу ступеня зношення ріжучого елемента на параметри процесу різання	59
Висновки до розділу 2	62
РОЗДІЛ 3	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДОЛІТ РІЖУЧО-СКОЛЮЮЧОГО ТИПУ В СКЛАДІ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ .	
3.1 Обладнання та засоби для дослідження роботи бурильного інструменту ...	67
3.2 Дослідження роботи, потужності осьового навантаження та крутного моменту бурильного інструменту	72
3.3 Розробка математичної моделі впливу динамічних параметрів бурильного інструменту на величину спрацювання доліт.....	80
3.4 Числова модель для дослідження коливань бурильного інструменту.....	88
Висновки до розділу 3	97

РОЗДІЛ 4	
РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ КОРИГУВАННЯ РЕЖИМНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЗАСОБІВ ДЛЯ ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЇ.....	99
4.1 Метод коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи компоновки низу бурильної колони з врахуванням стану озброєння долота.....	99
4.2 Удосконалення пристрою та методу оцінювання навантаженості компоновки низу бурильної колони	106
4.3 Промислова апробація методу та конструкції пристрою	118
4.4 Обґрунтування доцільності використання пружних елементів для зменшення навантаженості КНБК	127
Висновки до розділу 4	135
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	136
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	139
ДОДАТКИ.....	159
Додаток А	160
Додаток Б.....	162
Додаток В.....	182
Додаток Г	184

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. На сьогодні проблема нарощування ресурсного потенціалу вуглеводнів і видобутку нафти та газу є надзвичайно актуальною для України. Одним із шляхів її вирішення є збільшення обсягів буріння. При цьому, для забезпечення проводки свердловини згідно з проектом та високих техніко-економічних показників буріння доводиться вирішувати різнопланові та багатофакторні задачі.

Однією з задач при плануванні спорудження свердловин є вибір оптимального для певних умов буріння породоруйнівного інструменту з максимальним вичерпанням його ресурсу. Зважаючи на зростання обсягів буріння свердловин долотами PDC, додаткових досліджень потребують питання впливу стану їх озброєння на ефективність роботи. Використання для цього в промислових умовах дороговартісних вимірювальних комплексів не завжди є економічно виправданим, чим зумовлена певна інформаційна невизначеність щодо умов роботи як породоруйнівного, так і бурильного інструменту в цілому. Тому розроблення методів забезпечення ефективного руйнування гірських порід за безаварійної роботи компоновок низу бурильної колони (КНБК) з урахуванням особливостей взаємодії долота з вибоєм свердловини є актуальною задачею, вирішення якої передбачає створення недорогих, простих і надійних в експлуатації технічних засобів для реєстрації навантаженості глибинного обладнання.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота має науково-прикладний характер і виконана в рамках загального плану наукових досліджень Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, держбюджетної науково-дослідної роботи Д-7-15-П – «Розроблення інноваційних технологій освоєння родовищ природніх вуглеводнів з низькопроникними колекторами» (номер держреєстрації РК 0115U002281), науково-дослідних робіт «Підвищення працездатності нафтогазових машин та обладнання» (номер держреєстрації 0118U006955) та

«Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти і газу, їх транспортування та диверсифікації постачання для підвищення енергетичної безпеки України» (номер держреєстрації 0115U007099).

Мета і завдання досліджень. Мета дисертаційної роботи полягає в забезпеченні ефективного руйнування гірських порід за безаварійної роботи компонок низу бурильної колони.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких завдань:

1. Аналіз досліджень щодо умов руйнування гірських порід долотами PDC і забезпечення безаварійної роботи КНБК.
2. Дослідження впливу ступеню зношення озброєння доліт на силові та енергетичні параметри руйнування гірської породи.
3. Дослідження роботи доліт ріжучо-сколюючого типу в складі бурильного інструменту за повздовжніх та крутильних коливань.
4. Розроблення методу коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи КНБК.
5. Розроблення технічних засобів для оцінювання навантаженості КНБК та шляхів її зниження.

Об'єктом дослідження є процес руйнування гірської породи та обумовлена ним навантаженість елементів КНБК.

Предметом досліджень є вплив ступеня зношення породоруйнівного інструменту на силові та енергетичні параметри процесу.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених завдань у дисертаційній роботі використовується комплексний підхід, який включає критичний аналіз та узагальнення опублікованих науково-технічних досягнень у поєднанні з теоретичними та експериментальними дослідженнями. Теоретичні дослідження здійснено шляхом математичного моделювання об'єкта досліджень з використанням основних положень та законів аналітичної механіки, теорії коливань, механіки твердого тіла та теорії руйнування. Числові дослідження виконано з використанням спеціалізованих пакетів прикладних програм та автоматизованих систем. Експериментальні лабораторні дослідження

проводилися шляхом руйнування гірської породи з реєстрацією силових параметрів процесу різання та параметрів вертикальних коливань. Обробку та аналіз даних здійснено з використанням статистичних методів.

Наукова новизна одержаних в дисертаційній роботі результатів полягає у наступному:

– вперше експериментально встановлено закономірності впливу ступеня зношення одиничного різця на силові та енергетичні параметри процесу різання гірської породи;

– створено і реалізовано математичну модель процесу зношування озброєння долота в складі бурильного інструменту за поздовжніх та крутильних коливань;

– обґрунтовано метод коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи КНБК з врахуванням стану озброєння долота.

Практичне значення отриманих результатів визначається можливістю їх використання при проектуванні та коригуванні режимно-технологічних параметрів буріння для забезпечення ефективного руйнування гірських порід і безаварійної роботи компоновок низу бурильної колони та полягає у:

– розробленні удосконаленої конструкції пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб (патент України №88307) та проведенні його дослідно-промислового випробування;

– практичному використанні результатів дисертаційної роботи у керівному документі “Методика аналітично-експериментальної оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони”, що впроваджена до використання в ПрАТ “Газінвест”.

Результати напрацювань також впроваджені в навчальний процес кафедри буріння свердловин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача. Результати досліджень, положення і

висновки, що виносяться на захист, розроблені і належать особисто авторів. Роботи [133, 134, 135] опубліковані одноосібно. З робіт, опублікованих у співавторстві, на захист виносяться тільки ті частини, які розроблені особисто автором.

Зокрема, на основі критичного аналізу літературних джерел, в роботах [47, 50] систематизовано види відмов елементів бурильної колони та їх причини. В роботі [49] встановлено необхідність розроблення методу оцінювання фактичної навантаженості глибинного обладнання, удосконалення системи реєстрації та моніторингу. В роботі [159], за результатами експериментальних досліджень, встановлено закономірності впливу ступеню зношення одиничного різця на силові та енергетичні параметри різання. В роботі [121] здійснено аналіз затрат потужності в механічній системі “силовий привід – бурильна колона – вибій” при роторному бурінні. В роботі [158] встановлено аналітичний взаємозв’язок між параметрами поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту. У роботі [51] проведено аналітичні дослідження впливу параметрів пружної муфти на відхиляюче зусилля на долоті. У [88] прийнято безпосередню участь у розробленні конструкції пристрою та встановленні пружних характеристик дослідного зразка.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися і обговорювалися на: Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи» (м. Івано-Франківськ, 10-12 грудня 2014 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу» (м. Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016 р.); Міжнародній науковій інтернет-конференції «Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації» (м. Переяслав-Хмельницький, 25 червня 2019 р.)

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на наукових семінарах кафедри нафтогазових машин та обладнання, а також кафедри буріння

свердловин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 11 наукових публікаціях, з яких 7 – статті у фахових виданнях України та журналах, що внесені до міжнародних наукометричних баз і систем, 3 – матеріали конференцій, 1 патент України на корисну модель.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Роботу викладено на 184 сторінках машинописного тексту. Обсяг основного тексту складає 123 сторінки. Роботу проілюстровано 45 рисунками та 10 таблицями. Список використаних джерел містить 191 найменування, із яких 135 кирилицею та 56 латиницею.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ

ДОСЛІДЖЕННЯ

Буріння свердловин є складним технологічним процесом, під час якого доводиться вирішувати різнопланові багатофакторні завдання. Перш за все необхідно здійснити проводку свердловини згідно з проектом ведення бурових робіт та високими техніко-економічними показниками. Це, в свою чергу, включає проектування і реалізацію таких режимів буріння, за яких максимально забезпечується ефективне руйнування вибою породоруйнівним інструментом з безаварійною роботою елементів КНБК та бурильної колони. Як свідчить практика, цього не завжди вдається досягнути.

1.1 Стан проблеми забезпечення безаварійної роботи елементів бурильних колон

Дослідженням, пов'язаних з підвищенням ефективності ведення бурових робіт присвячені роботи великої кількості дослідників: Абубакірова Ф. А., Акчуріна Х. І., Артима В. І., Балицького П.В., Борисова К.І., Белліні Ф., Векерика В. І, Григулецького В. Г., Гуляєва В. І., Гусмана А. М., Джуса А. П., Зайцева В. І., Івасіва В. М., Ішемгужіна І. Є., Калініна А. Г., Крижанівського Є. І., Лачиняна Л. А., Лисканича М. В., Мислюка М. А., Мойсишина В. М., Нескоромних В. В., Огороднікова П. І., Світлицького В. М., Малярчука Б. М., Пустовойтенка І. П., Сарояна А. Є., Симонянца Л. Є., Соловійова Н. В., Третьяка А. А., Федорова Б. В., Чіхоткіна А. В., Чулкової В.В., Чудика І. І., Юніна Є. К. та ін. Зокрема розглядаються забезпечення безаварійної роботи бурильної колони та підвищення ефективності роботи бурових доліт.

Проведені дослідження дозволили класифікувати аварії за видами (групами), з'ясувати і систематизувати причини їх виникнення, основні методи

попередження і ліквідації. Чільне місце в цій класифікації посідають аварії з елементами колони бурильних труб та долотами. На основі аналізу аварійності авторами [56] встановлено, що відсоток аварій з бурильною колоною становить близько 40%, а з долотами близько 7 % від усього числа аварій. Ці дані практично підтверджують дослідження І. П. Пустовойтенко [91], в яких зазначено, що найбільше число аварій пов'язано з елементами бурильної колони (38%). Також зазначається, що в багатьох випадках бурові компанії намагаються приховати окремі аварії або віднести їх до ускладнень, що ускладнює аналізування і розробку ефективних способів їх попередження і ліквідації.

Практика буріння нафтових та газових свердловин [14, 40, 84, 96 та ін.] свідчить, що аварії, які відбуваються з бурильними трубами, як правило, мають втомний характер. Здебільшого втома металу спричинена змінними навантаженнями, а саме: згин, коливання, крутильні удари [47, 49].

Руйнування елементів бурильної колони можуть відбуватися як під час процесу буріння, так і під час ліквідації аварій, які є наслідком порушення технології буріння. За даними джерела [1] саме 23 % аварій, як поступових відмов, припадає на злам та відгвинчування бурильного інструменту (БІ) і елементів КНБК внаслідок прихоплення.

Керуючись поданою у [61] класифікацією, можна зробити висновок про те, що втомні руйнування елементів бурильної колони можуть бути як поступовими так і раптовими.

Багаторічний досвід експлуатації бурильних колон свідчить, що суттєва частка загального числа відмов бурильних колон за весь термін експлуатації припадає на так звані вібраційні відмови [63].

Головним чинником, який обмежує довговічність елементів КНБК, є їх складний напружений стан, який визначається дією цілого ряду різноманітних детермінованих та випадкових навантажень. Точні значення та характер навантажень, які діють на елементи КНБК, повністю не вивчені до цього часу. Деколи сумарні напруження у випадку перевантажень досягають значення границі плинності і навіть границі міцності матеріалу труб. Урахування їх

комплексної дії є дуже складною проблемою. Для її ефективного вирішення, перш за все, слід оцінити сучасний стан проблеми, шляхом аналізу отриманих результатів проведених аналітичних і експериментальних досліджень в зазначеному напрямі.

Як свідчить практика ведення бурових робіт, кількість факторів, які тим чи іншим чином впливають на довговічність елементів БК є суттєвою. І врахування всіх їх одночасно при дослідженні є неможливим. Тому у більшості досліджень обмежувались тими чи іншими навантажувальними факторами і досліджували їх вплив [49, 63]. З розвитком комп'ютерних технологій та програмного забезпечення відкрились нові можливості для досліджень, які знайшли своє відображення у роботах [10, 33, 36, 39, 93].

Так, у роботі [93] опираючись на теоретичні дослідження взаємодії БК зі стінками як криволінійної, так і прилеглих до неї прямолінійних ділянок похило-скерованої або горизонтальної свердловини розроблені розрахункові моделі, побудовано залежності напружень згину у бурильних трубах від довжини криволінійної ділянки. Кількісно досліджено вплив виробок необсадженого стовбура на деформацію бурильної колони. Виявлено значний вплив жолобів та каверн на навантаженість елементів бурильної колони. Обґрунтовано доцільність застосування С-критерію для прогнозування довговічності елементів БК, враховуючи при розрахунку як напруження, що мають місце в небезпечному перерізі, так і ступінь його пошкодження. За результатами досліджень вдосконалено метод прогнозування довговічності різьбових з'єднань БК за умови поширення в поперечному перерізі півеліптичних поверхневих втомних тріщин.

Подальший розвиток подібного роду дослідження знайшли відображення у роботі [10], автор якої визначив локальні напруження згину в елементах колон на викривлених ділянках із урахуванням сил розтягу і параметрів викривлення свердловини. За результатами досліджень запропоновано розрахунково-експериментальний метод оцінювання залишкового ресурсу колон, в основі якого лежить удосконалений метод підсумовування втомних пошкоджень елементів колон за випадкового навантажування та розроблено чотирипараметричне

рівняння кривої корозійної втоми.

У роботі [36] значну увагу приділено напружено-деформованому стану безпосередньо різьбового з'єднання. Автором розроблено тривимірну модель замкового різьбового з'єднання із повним відтворенням його конструктивних та технологічних параметрів. На основі імітаційного моделювання одержано характер розподілу нормальних напружень у різьбовому з'єднанні від прикладеного моменту згвинчування. Також шляхом врахування локальних напружень, що виникають у впадині різьби різьбового з'єднання бурильної труби, удосконалено метод прогнозування втомного ресурсу бурильних труб на основі С-критерію.

Дещо інший підхід до питання забезпечення надійності елементів КНБК запропоновано автором [39]. Зокрема, автор обмежився дослідженням різьбових з'єднань обважнених бурильних труб (ОБТ). Для оцінювання їх навантаженості і прогнозування довговічності запропоновано використання індикаторів втоми. Для цього встановлені співвідношення між напруженим станом в перерізах індикаторів і зовнішнім навантаженням, що діє на замкові різьбові з'єднання ОБТ. За результатами досліджень запропоновано методику пришвидшеного оцінювання навантаженості різьбових з'єднань ОБТ, що зазнають дії статичних та динамічних навантажень.

Автор [33] до питання забезпечення надійної експлуатації БК підійшов з позиції впливу на неї вібраційних навантажень. На основі аналізу математичних моделей, за допомогою методів фізичної інтерпретації динаміки складних механічних систем в середовищі MapleSim, створено комп'ютерну модель для дослідження повздовжніх коливань БК. За результатами моделювання встановлено залежності між кінематичними характеристиками у верхній та нижній частинах колони. Також запропоновано метод прогнозування довговічності елементів БК, відповідно до якого пропонується реєструвати вібрацію (віброшвидкість, віброприскорення) на усті свердловини і надалі за удосконаленою математичною моделлю, яка дозволяє врахувати вібраційне навантаження, прогнозувати їх довговічність.

За результатами аналізу результатів і методів досліджень впливу різних чинників на забезпечення безаварійної роботи елементів БК [47, 49, 50] можна стверджувати, що практично відсутні дослідження, орієнтовані, перш за все, на практичне застосування теоретичних основ у взаємозв'язку з промисловими результатами. Забезпечення високих техніко-економічних показників буріння та безаварійної роботи елементів КНБК можливе тільки при постійному моніторингу навантажень, які діють на них.

На сьогодні обсяги буріння свердловин долотами PDC постійно збільшуються, оскільки руйнування породи різанням є найбільш ефективним. Обумовлено це тим, що міцність породи на розтягнення і сколювання є значно меншою за міцність на стискання. У зв'язку з цим роботи, спрямовані на підвищення ефективності ведення бурових робіт з використанням доліт PDC є досить актуальними. Це, в свою чергу, залежить від ефективності їх озброєння і руйнівного впливу на породу. Зважаючи на це, постає питання дослідження їх роботи на вибої і, зокрема, впливу стану озброєння на ефективність ведення бурових робіт та навантаженість глибинного обладнання.

1.2 Методи дослідження роботи доліт та шляхи підвищення їх ефективності

Вибір оптимального породоруйнівного інструменту для певних умов буріння є однією з проблем при плануванні будівництва свердловини. Раціональний вибір породоруйнівного інструменту здатний забезпечити значну економію капітальних витрат при будівництві свердловин, тому оптимізація процесів буріння стимулює впровадження нових типів і конструкцій бурових доліт [2, 7-9, 16-21, 23, 28, 37, 41-43 та ін.].

На ринку послуг, частка бурових доліт PDC становить понад 70% [17, 119, 124]. Застосування доліт PDC дає змогу не тільки підвищити механічну швидкість буріння і домогтися найкращої керованості траєкторією, а й скоротити терміни будівництва свердловин, що призводить до значного економічного ефекту.

Показники роботи інструменту з пластинами PDC можуть становити в різних гірничо-геологічних умовах, з механічною швидкістю від 2,3 до 30 м/год., а за стійкістю від 200 до 1000 м. Крім того, в таких долотах відсутні рухомі частини, що знижує їх аварійність.

В даний час модифікації доліт PDC розвиваються швидкими темпами. Конкуруючі виробники пропонують великий спектр доліт PDC для різних умов застосування при бурінні і відборі керна, практично безперервно удосконалюючи і вносячи нововведення в конструкцію [2, 7-9, 16-21, 23, 28, 37, 41-43 та ін.]. В цілому можна констатувати, що удосконалення доліт PDC здійснюється шляхом проведення досліджень в таких напрямках:

- розроблення нових матеріалів для виготовлення доліт, різців та захисту калібрувальних поверхонь [22, 27, 43, 57, 74 та ін.];
- розроблення елементів конструкції доліт (профіль, форма лопатей та їх кількість, нові геометричні форми різців, їх розташування тощо) [7-9, 15-21, 23, 28, 37, 41-43, 66-75, 100-108 та ін.]

Значну увагу, при цьому, приділяють питанням взаємодії породоруйнівного інструменту з гірською породою та її ефективного руйнування.

У роботах [146, 147] наведено широкий огляд досліджень щодо розподілу температури, сил та напружень, що виникають при різанні. Також розглянуті питання ефективності роботи ріжучих елементів, механізму руйнування гірських порід, теорії різання, зношування та причин відмов породоруйнівного інструменту. Здійснено порівняння теорії різання металу і теорії різання порід та зроблено акцент на подібності цих процесів. Значною мірою роботи є оглядово-теоретичними, але дають можливість оцінити стан та перспективи вирішення проблеми забезпечення ефективного руйнування гірських порід. Зокрема, зазначається необхідність проведення різнопланових досліджень з аналізом промислового матеріалу, проведенням аналітичного та експериментального моделювання процесів, розробленням ріжучих елементів нових типів і конструкцій на основі новітніх матеріалів.

Зазначені вище напрямки досліджень знайшли своє відображення в інших наукових роботах.

Так, у роботі [144] здійснено спробу аналітично пояснити механізм взаємодії гірської породи з різцями PDC при лінійному різанні. При цьому, зона дроблення гірських порід розглядається на межі гірської породи під переднім торцем різця, яка як ядро руйнування відповідає як за явище дроблення, так і за сколювання породи при різанні. На основі рівноваги моментів та принципу мінімальної енергії відколу виведені залежності для визначення сил різання та осьового зусилля. Основні положення запропонованої теорії підтверджені результатами експериментальних досліджень.

Оскільки показники роботи доліт суттєво залежать від схеми розташування та геометричних параметрів озброєння, багато робіт присвячено визначенню цих питань. Схема розміщення різців істотно впливає на ефективність руйнування породи [15]. Для підвищення ефективності руйнування породи розташування різців повинно максимально відповідати умовам утворення вільних поверхонь вибою свердловини [69].

Вивченню динамічних процесів різання сколювання гірської породи різцями PDC присвячені роботи [16-20]. Зокрема, аналітично отримані залежності для визначення глибини та опору різанню-сколюванню. Запропоновано методику вибору параметрів та схем встановлення досліджуваних ріжучих елементів. Встановлено залежність інтенсивності нормального зношування пластин PDC по висоті в залежності від режимів буріння для порід з відомою абразивністю і контактною міцністю. А також залежність, що дає змогу прогнозувати виникнення аномального зношування пластин PDC в залежності від товщини шару зрізаної породи, контактної міцності породи, конструктивних особливостей долота, схеми розміщення озброєння, осьового навантаження на долото, частоти його обертання і поточного зносу пластин PDC.

В роботі [43] встановлено причини погіршення процесу різання-сколювання при розвороті під невеликим кутом ріжучих елементів у долоті. Розроблено рекомендації щодо застосування модуля переднього кута в залежності від

розміщення ріжучого елемента відносно осі долота. Отримано емпіричні залежності сили реакції породи від осьової і тангенціальною складових при постійному передньому куті різання. Зазначено вплив високих частот обертання бурильної колони на інтенсивність вібрації, що призводять до відколів АТП. В ході проведення аналітичних досліджень розглядались типові циліндричні різці PDC без ознак зношення. Це, ймовірно, пов'язано з суттєвим ускладненням розрахункової схеми процесу різання та аналітичного визначення його силових параметрів.

Авторами [9] теоретично обґрунтовані параметри механізму руйнування гірських порід різцями PDC в режимі сколювання при формуванні відкритої поверхні. Розроблені рекомендації стосовно кутів встановлення і розмірів основних різців, що забезпечують сприятливі умови для ефективного сколювання гірської породи, з метою зниження енергетичних витрат на процес її руйнування. В роботі [65] виконано значний обсяг теоретичних і експериментальних досліджень механізму руйнування гірських порід різцями PDC та проведено аналіз схеми долота з негативним кутом установлення різців PDC з точки зору інтенсивності зношування торцевої поверхні різців. В якості методу досліджень прийнято метод кінетостатики, що дає змогу оцінити головні чинники, які визначають ефективність руйнування гірської породи в процесі її взаємодії з різцем PDC. Розроблені рекомендації щодо вдосконалення конструктивних параметрів доліт PDC в залежності від властивостей гірських порід.

Окремі параметри, які характеризують процес руйнування, не можуть бути встановлені аналітично. У зв'язку з цим поширеними є лабораторні експериментальні дослідження руйнування породи різцями різної форми та типів.

Авторами [185] здійснені експериментальні дослідження впливу глибини різання, швидкості різання і переднього кута різця на силові параметри різання. Встановлено що середня сила різання пропорційна глибині різання за невеликих значень останньої. Однак, середня сила різання має тенденцію відхилитися від лінійної залежності при порогових значеннях глибини різання. Зазначено, що швидкість різання не має очевидного впливу на розмір і кількість стружки, що

утворюється. Чого не скажеш про передній кут різця. За менших кутів розмір стружки теж менший.

Вивченню робочих характеристик циліндричного різця PDC, зокрема кута тертя, потужності різання, затраченої енергії на руйнування присвячено роботу [187]. Головною особливістю цієї роботи є виконання досліджень як у повітрі, так і в середовищі бурового розчину. При цьому, незважаючи на технічну можливість визначення впливу стану озброєння на параметри різання, дослідження в зазначеному напрямку не проводились.

Сучасні системи проектування бурових доліт різного типу ґрунтуються на накопичених фахівцями експериментальних даних, теоретичних уявленнях про процеси руйнування гірських порід, аналізі властивостей і параметрів міцності гірських порід.

З розвитком цифрових та комп'ютерних технологій широкого розповсюдження набули дослідження з використанням імітаційного моделювання. При цьому використовуються як спеціально розроблені системи, так і системи автоматизованого проектування, інженерного аналізу та підготовки виробництва для виробів будь-якої складності й призначення.

Компанія SMITH розробила інженерно-аналітичну систему IDEAS, в якій розглядається робота різця в динамічному середовищі буріння з урахуванням впливу всіх елементів компоновки низу бурильної колони [176]. В ході проектування здійснюється аналіз показників роботи долота, геологічних умов, режимних параметрів буріння та зносу долота. На наступному етапі, за результатами аналізу, розробляються і виконуються лабораторні випробування взаємодії різців з різними породами. У порівнянні з іншими системами проектування доліт, що дозволяють оцінити лише взаємодію різців з породою, лабораторні дані з системи IDEAS представляють кількісні параметри за фактичними зусиллями на різцях і за швидкостями буріння. Інформація використовується для аналізування конструкції долота з урахуванням літологічних особливостей, аналогічних тим, для яких проектується долото. Система дозволяє прогнозувати поведінку долота разом з компонованням за

допомогою методу скінченних елементів і даних, отриманих в ході лабораторних досліджень властивостей гірських порід. Модель, побудована за допомогою синхронізованого за часом моделювання з шістьма ступенями вільностей, досить точно прогнозує сили і вібрації, які часто мають вирішальний вплив на відхиляюче зусилля на долоті, термін служби вибійних давачів вимірювальної апаратури, цілісність бурильної колони і ефективність процесу буріння в цілому. Можливість ідентифікації джерел коливань дозволяє пропрацювати необхідні зміни в конструкції КНБК та оптимізувати режими буріння на етапі проектування.

В компанії Varel [184] для проектування інструменту використовують власний програмний продукт – SPOT™. При роботі в середовищі SPOT™ з урахуванням поставлених завдань і геологічної інформації домагається створення конструкції з оптимальним балансом швидкості, стійкості і керованості. Використовуючи перевірені математичні алгоритми, програма SPOT максимально враховує вплив безлічі чинників і конструктивних особливостей. На кінцевому етапі проектування створена конструкція проходить віртуальне моделювання процесу буріння. Такий підхід дозволяє здійснити підбір найбільш ефективної конфігурації долота.

Програмне забезпечення IBitS™ використовується фахівцями Halliburton для проектування нових конструкцій доліт під конкретну задачу і оптимізації підбору бурового долота [80]. Долота проектуються з застосуванням функцій моделювання сил, що діють на долото, в умовах заданих режимів буріння. Програма розраховує осьові і поперечні сили, а також крутний момент, що діють на кожен ріжучий елемент в залежності від геометрії і просторового розміщення на робочій поверхні долота. Сума цих сил відображається в результуючих величинах, що вказують на прогнозовані показники роботи долота в заданих умовах.

Серед класичних систем автоматизованого програмування для досліджень найчастіше використовують Ansys, SolidWors, ABAQUS, AutoCad, КОМПАС-3D. Такі програми дають змогу, тією чи іншою мірою, використовувати певні вбудовані модулі для проектування та дослідження напружено-деформованого

стану доліт чи їх елементів.

Так, в роботі [171] розроблено модель кінцевих елементів, яка може достовірно фіксувати тріщини гірської породи, в той же час вона здатна оцінювати зусилля буріння для різних значень швидкості буріння, кутової швидкості долота і конфігурації різця. Сили різання аналізуються для різних значень навантаження на долото, переднього кута, початкової глибини різання і швидкості різання для лінійного різання з одним різцем. Авторами [164] досліджено взаємодії з породою алмазного ріжучого елемента нового типу (3-RDE). Отримано тривимірну (3D) модель динамічного розриву гірських порід ріжучим елементом типу 3-RDE. Вивчено відмінності механізму руйнування гірських порід 3-RDE та циліндричними ріжучими елементами. Також проаналізовано вплив глибини різання, кута повороту та властивостей породи на руйнування гірської породи.

При промисловій експлуатації та виборі конструкцій бурових доліт про їх ефективність судять за результатами відпрацювання за певних геолого-технічних умов, тобто постфактум. Здійснюється опис спрацювання долота та розрахунок його техніко-економічних показників: показники рейсової швидкості і вартість одного метра проходки в інтервалі буріння. Раціональним типом долота визнається той, що забезпечує мінімальну вартість метра проходки [7, 8, 42, 43, 113, 123-127 та інші].

Оцінка роботи PDC доліт за результатами їх відпрацювання та пропозиції щодо підвищення ефективності наведено в роботі [42]. Критеріями оцінки слугували середні значення проходки, механічної швидкості та часу буріння. Для розглянутих доліт запропоновано збільшення запасу озброєння, кількість лопатей та зменшення діаметру ріжучих елементів. Зазначається, що для підтвердження доцільності запропонованих проєктних рішень необхідним є проведення ряду аналітичних, а надалі експериментальних досліджень. У роботах такого плану метою є адаптація доліт до застосування у певних геолого-технічних умовах буріння. Тому детально не розглядаються особливості силової взаємодії породоруйнівного інструменту з вибоєм.

Однак, у міру вдосконалення конструктивних особливостей доліт PDC, значимість критерію мінімуму питомих витрат на один метр проходки спадає, поступаючись проблемі якнайповнішого використання робочого ресурсу інструменту.

На даний час оператори сервісу бурових доліт для оцінки ступеню їх зношення застосовують розрахунковий критерій Depth of cut (DOC), що характеризує поглиблення долота за один оберт:

$$DOC = \frac{1000 \cdot ROP}{60 \cdot RPM}, \quad (1.1)$$

де ROP – середня механічна швидкість буріння, м/год;

RPM – швидкість обертання долота, об/хв..

Як свідчить практика, використання цього критерію є виправданим при бурінні однорідних порід. Разом з цим непоодинокими є випадки, в яких за результатами опису спрацювання долота, за системою IADC, приймається рішення стосовно його подальшого використання, а зниження показника DOC були спричинені іншими чинниками.

Також дослідниками здійснюється оцінка ефективності роботи доліт за величиною енергоємності руйнування [2, 110, 137, 150 та ін.]. Так, авторами [110] проводилось стендове буріння мармуру шарошковими долотами (III 190,5 С-ГВ та III 215,9 С-ГВ), а також долотами ріжучо-сколюючого типу з алмазно-твердосплавними пластинами (АТП) 8Л-188,7 РСА – з гострими кромками ріжучих елементів і 8Л-188,7 РСА-F – кромки ріжучих елементів яких оснащені фасками. Встановлено стрибкоподібний характер зміни енергії об'ємного руйнування вибою зазначеними типорозмірами доліт. Максимальна проходка, за один оберт, змінювалася в діапазоні $h=0,4 \div 2,5$ мм за осьового навантаження $P=5 \div 19$ кН (долото 8Л-188,7 РСА) та $h=0,42 \div 2,2$ мм при $P=8 \div 30$ кН (долото 8Л-188,7 РСА-F). Середні значення енергоємностей руйнування, для обох типорозмірів складають $180 \div 190$ Дж/см³. Для шарошкових доліт при осьовому

навантаженні $P=18\div 19$ кН та енергоємності руйнування $180,7$ Дж/см³ проходка, за один оберт склала $h=0,25$ мм, а при $83-85$ кН і $101,9$ Дж/см³ – $2,0\div 2,2$ мм відповідно.

У разі наявності значного зносу окремих елементів озброєння долота змінюється динаміка його роботи, що може спричинити передумови до його руйнування та зростання напружень в елементах КНБК.

При роботі доліт PDC зношуванню піддається в основному тільки звернена до вибою, ріжуча кромка. За даними компанії Smith Bits більше 60% доліт типу PDC виходять з ладу саме через зношування і відколів нижньої кромки різців [16, 17, 119, 128, 124, 176 та ін.]. При цьому зношення різців характерне на інтервалі, що складає близько 80% його радіуса та в периферійній частині. Це пов'язано із зростанням сили опору руйнуванню гірської породи і, як наслідок, інтенсивнішому зношуванню різців.

На основі аналізу промислових даних побудовані дослідження [124, 129]. Зокрема, в роботі [124] розроблені методичні та технологічні рішення щодо вибору доліт PDC з посиленням антивібраційним озброєнням для середніх і твердих гірських порід. Експериментально встановлено зниження рівня вібрацій бурильного інструменту, зносу периферійного озброєння і збільшення терміну служби доліт PDC за рахунок застосування посиленого антивібраційного озброєння доліт при розбурюванні середніх і твердих гірських порід. Запропоновано методику вибору доліт PDC з посиленням антивібраційним озброєнням, що базується на диференційованому підході до оцінки стану різців порівнюваних доліт.

В роботі [129] розроблено математичну модель буримості PDC-доліт в умовах родовища Узень. При розробленні моделі буримості враховувався ступінь зменшення ресурсу кожного долота PDC, який був зареєстрований раніше при бурінні попередніх інтервалів свердловин. Для цього здійснювались хронометражні спостереження за швидкістю буріння і зменшенням ресурсу роботи доліт PDC при поглибленні свердловини. За результатами обробки отриманих даних методами математичної статистики визначено кореляційні

зв'язки між швидкістю і часом використання долота. При проведенні досліджень долота відпрацьовувались до повного зношування відповідно до загальноприйнятих методик кодування.

В цілому варто підсумувати, що удосконалення бурових інструментів з різцями PDC полягає в реалізації можливості ефективного розбурювання товщ гірських порід з пропластками твердих порід і підвищення ресурсу інструменту.

Згадані вище дослідження та отримані результати є лише невеликою частиною робіт, що стосуються питань підвищення ефективності різців та доліт PDC. Докладено багато зусиль для розуміння взаємодії «різець – порода» і пов'язаних з нею явищ, для розроблення нових конструкцій ріжучих елементів і доліт. Оскільки продуктивність доліт PDC в процесі буріння є сукупним результатом роботи окремих різців, дослідження, спрямовані на підвищення їх ефективності в лабораторних умовах, зазвичай, починаються з вивчення поведінки одиничного різця. Основна увага приділяється: тертю і теплообміну під час взаємодії різця і породи, оптимізації, розрахунку геометричних параметрів різців PDC, в тому числі їх просторовому розподілу, моніторингу і управлінню процесом різання породи. Аналогічний підхід застосовується і при проектуванні конструкцій доліт, як складного технічного об'єкта.

При цьому не береться до уваги зміна характеристик різців у взаємозв'язку із ступенем їх зношення. Дослідження свідчать, що зношуваність озброєння характеризується стиранням, сколюванням і дробленням, які є основними недоліками доліт PDC [16, 18, 67, 68]. Долота PDC після відпрацювання зношуються нерівномірно - найбільше зношуються різці периферійної частини через найбільші питомі навантаження тертя, а найменше – центральні. Однією з причин зношування є неоптимальне силове навантаження окремих ділянок робочої поверхні, а також виникнення руйнівних вібрацій [16, 99, 101 та ін.].

Проаналізувавши публікації, можна дійти висновку, що на даний час комп'ютерне моделювання є найефективнішим засобом створення бурових інструментів. Разом з тим є очевидним, що без створення сучасної, вдосконаленої аналітичної бази, без врахування всіх аспектів роботи бурильного інструменту

при комп'ютерному моделюванні, процес вдосконалення та ефективного відпрацювання доліт не може бути до кінця оптимальним.

Зважаючи на це, дослідження, спрямовані на виявлення впливу стану ріжучих елементів породоруйнівного інструменту на силові і енергетичні параметри різання та шляхи дотримання їх у допустимих межах, є перспективними. Для оцінювання впливу велике значення мають стендові дослідження. Отримані результати, ймовірно, слугуватимуть зниженню вартості спорудження свердловин, шляхом оптимального відпрацювання доліт із забезпеченням високої ефективності бурових робіт загалом, в тому числі і безаварійної експлуатації елементів компоновок низу бурильної колони.

1.3 Коливання компоновок низу бурильної колони та породоруйнівного інструменту

Ринок видобування вуглеводнів вимагає застосування найефективніших і економічно вигідних технологій. При цьому намагаються максимально скоротити витрати, застосовуючи високопродуктивне і високоякісне обладнання, разом з залишається низка питань, які вимагають якнайшвидшого вирішення. Однією з таких проблем є негативний вплив на бурове устаткування вібрації, що виникає в процесі руйнування гірських порід.

Сучасні дослідники класифікують коливання бурильної колони на три основні види: осьові, торсіонні і поперечні. При комплексному прояві декількох видів коливань складно розробити заходи для попередження аварій, тому необхідно розробляти заходи для попередження їх виникнення.

Найбільш часто осьові коливання виникають при чергуванні пластів різної твердості, а також під час проходження твердих пропластків. При збільшенні амплітуди коливань долото починає підскакувати, втрачаючи контакт з вибоєм. Це спричиняє виникнення додаткової енергії, яка сприяє руйнуванню гірської породи, але, в той же час, негативно діє на породоруйнівний інструмент. Це призводить до зламу і передчасного зношування озброєння долота та до зниження

швидкості буріння [52]. Осьові коливання мають частоту 1-10 Гц і гасяться самою бурильною колоною. Тому швидкість їх загасання безпосередньо залежить від ваги і жорсткості компоновки низу бурильної колони [136]. При появі осьових коливань великої амплітуди слід збільшити навантаження і зменшити швидкість обертання долота. Також до найбільш ефективних методів боротьби з осьовими коливаннями можна віднести використання різних демпфуючих пристроїв, амортизаторів, що дозволяють збільшити ресурс бурового обладнання.

Торсіонна вібрація проявляється у стрибкоподібному русі бурильної колони, що спричинений різкими прискореннями і уповільненнями при її обертанні. При обертанні долото призупиняється з рівною періодичністю, що зумовлює зростання крутного моменту і скручування колони. При перевищенні моменту скручування над моментами опору різання породи і сил тертя об стінки свердловини відбувається різке прискорення долота (так званий режим stick-slip). Тривалість процесу може досягати декількох хвилин, а максимальна інтенсивність коливань відбувається в КНБК. Торсіонна вібрація характерна при бурінні PDC долотами, причому процес супроводжується поперечними коливаннями вибірного обладнання [136]. Дані коливання мають частоту нижче 1 Гц і можуть спричинити руйнування озброєння долота, втомне зношування різбових з'єднань, відкручування і падіння обладнання в свердловину. Вибором долота з великою агресивністю, часто порушується баланс між жорсткістю колони і реактивним моментом від гірської породи, що в свою чергу, веде до виходу із зони стабільного буріння і виникненню торсіонних коливань [132]. Те ж саме відбувається і при невірно запроєктованих режимних параметрах буріння, коли при занадто великому навантаженні і малій швидкості обертання зростає показник ROP. Найбільш характерними ознаками на гирлі присутності stick-slip ефекту є різке зниження швидкості буріння до 30-40 відсотків і періодична зміна швидкості обертання і крутного моменту на 20-25 відсотків [162]. Гасіння торсіонних коливань також проводиться колоною інструменту, що знаходиться над долотом, і загальним опором тертя об стінки свердловини. Однак жорсткість колони в тангенціальному напрямку є недостатньою для повного гасіння

коливань [179]. Зважаючи на це основним способом усунення торсіонних коливань є зміна режимно-технологічних параметрів буріння: обмеження осьового навантаження і збільшення швидкості обертання. Для підвищення ресурсу доліт також можливе включення в КНБК вибійних двигунів з великою частотою обертання і демпфуючих пристроїв, що працюють в тангенціальному напрямку.

Близько 70 відсотків відмов і аварій відбувається через поперечні коливання. В результаті поперечного руху бурильної колони і долота виникає вигин і завихрення (ексцентричне обертання інструменту навколо точки, що не є її геометричним центром). При цьому відбувається збільшення діаметра стовбура свердловини. Розрізняють завихрення долота і завихрення КНБК, що мають частоту коливань 5-100 Гц і 5-20 Гц відповідно [136]. Завихрення одного елемента часто переходить в завихрення іншого, та може супроводжуватися торсіонними коливаннями з високою частотою [162]. За цих умов різці доліт PDC піддаються багаторазовим ударним навантаженням. Бічні вібрації і високі ударні навантаження на задню частину різців з синтетичними полікристалічними алмазами знижують термін служби долота і можуть спричинити його серйозну поломку. Менш руйнівне переднє завихрення відбувається, коли миттєвий центр обертання рухається у напрямку обертання долота. Вирішити цю проблему можна зниженням швидкості обертання і збільшенням осьового навантаження. Також для обмеження ексцентричного обертання встановлюють наддолотні калібратори та підвищують жорсткість КНБК [162].

Вібрації долота є основною причиною зношування і поломок різців PDC. На долото впливають різні типи вібрацій, в залежності від цілого ряду чинників. Застосування прогресивних швидкісних режимів буріння можливо лише при використанні методів і засобів боротьби з вібраціями.

Серед основних причини вібрацій виділяють: геологічні причини, технічні та технологічні [16, 18, 52, 76, 132, 136, 162, 179 та ін].

Вібрація виникає при бурінні перемежовуючих твердих і м'яких порід, зруйнованих і тріщинуватих, осадових і шаруватих, смужчатих і гнейсовидних,

шаруватість або сланцюватість яких утворює гострий кут з віссю свердловини. Інтенсивні вібрації виникають при проходці інтервалів, що складені нестійкими породами схильними до обвалювання та каверно- і жолобоутворень, де бурильна колона може мати суттєвий вигин. До технічних причин відносять: застосування викривлених бурильних труб; неспіввісність в колоні через неправильне виготовлення різьбових з'єднань і корпусів ніпелів, муфт і замків; односторонній знос труб і з'єднань; недостатня жорсткість бурильної колони; відсутність обважнених бурильних труб у КНБК; невідповідність типів доліт фізико-механічним властивостям гірських порід; застосування доліт з великою кількістю сколених чи втрачених різців тощо. До технологічних причини відносять: перевищення осьового навантаження на долото і швидкості обертання інструменту; ведення бурових робіт за значних перегинів стовбура свердловини чи наявності на вибої шматків металу; відсутність антивібраційних засобів; недостатні мастильні властивості промивальних рідин.

При підвищених амплітудах коливань колони створюються часті і сильні ударні навантаження на долото, які збільшують його зношуваність. На вибої долота здійснюють хаотичні рухи, які включають бічні, осьові і крутильні вібрації, що знижують термін служби долота за рахунок пошкодження окремих різців. До головних факторів, що викликають вібрацію бурильної колони, відносяться відцентрові зусилля, що виникають на незбалансованих ділянках колони і в замкових з'єднаннях, часті зміни величини крутного моменту і стискаючі зусилля, сили тертя колони об стінки свердловини, пульсація промивальної рідини і т.д. Зважаючи на різноманіття причин вібрацій аналітично неможна однозначно отримати залежності для визначення величин частот коливань. Найбільш достовірні дані про частоту можуть бути отримані лише експериментально – безпосереднім виміром у свердловині.

Все це негативно впливає на ефективність буріння свердловин. Низькі показники ефективності буріння вказують на недосконалість механічної взаємодії долота з вибоєм свердловини, як у зв'язку з конструкцією доліт і їх поступового зношування при роботі, так і внаслідок застосування неефективних режимів

буріння, які сприяють створенню інтенсивних вібрацій КНБК. Втрата стійкості КНБК, в наслідок виникнення коливань долота, веде до різкого падіння механічної швидкості буріння і величини проходки. Дані ускладнення ведуть до зростання невиробничого часу. З точки зору фізичного процесу це означає, що велика частина енергії, що підводиться до вибою, затрачається не на руйнування гірської породи, а на подолання дисипативних сил, створення і підтримання в системі незатухаючих коливань.

Одним з ключових чинників, що впливають на безаварійну проводку свердловин, є правильний підбір долота і технологічних параметрів буріння. Особливо це актуально для умов перемежованого геологічного розрізу. Для вирішення проблеми потрібна оптимізація режимів буріння в комплексі з конструкцією породоруйнівного інструменту і відповідна КНБК, що забезпечує зниження рівня вібрацій і стабілізує реактивний момент на долоті. Зважаючи на те, що ресурс бурових доліт дає можливість використання їх при бурінні навіть декількох свердловин, варто звернути увагу на необхідність врахування початкового ступеню спрацювання долота при проектуванні режимно-технологічних параметрів буріння. А також, за можливості, встановити залежності впливу стану озброєння долота на техніко-економічні та режимно-технологічні параметри буріння і навантаженість КНБК для конкретних геологічних умов та типових конструкцій компоновок. На першому етапі таких досліджень необхідно володіти достовірною інформацією про режимно-технологічні параметри буріння та фактичний рівень навантаженості компоновки. Моніторинг бажано здійснювати вимірюваннями, як на денній поверхні, так і безпосередньо у свердловині, адже зареєстровані на усті величини параметрів суттєво відрізняються від їх значень на вибої. У подальшому, з накопиченням промислових даних, їх систематизацією, обробкою, аналізуванням та встановленням впливу стану озброєння долота на режимно-технологічні параметри буріння від вибійних реєстраторів можна відмовитись.

1.4 Постановка завдань досліджень

Буріння долотами PDC характеризується кращими техніко-економічними показниками. Долота PDC руйнують гірську породу шляхом різання, що є набагато ефективнішим, ніж дроблення. Основна причина виходу з ладу таких доліт є їх пошкодження через ударні навантаження. Зважаючи на це, дослідження динамічних навантажень, спричинених взаємодією долота з вибоєм, і зокрема, впливу стану озброєння долота на ефективність його роботи є актуальними. При цьому, першочерговим завданням є розроблення методів та засобів коригування режимно-технологічних параметрів буріння з оцінюванням фактичних навантажень для підвищення ефективності проведення робіт і забезпечення безаварійної роботи елементів КНБК. Коригування необхідно здійснювати як при проектуванні робіт, так і безпосередньо в процесі довбання, зокрема враховуючи ступінь зношення озброєння. Особливої актуальності зазначені питання набувають при розробці родовищ з відносно неглибоким заляганням продуктивних горизонтів, а також при бурінні дегазаційних свердловин в районах видобування корисних копалин шахтним методом. При цьому бурові роботи здійснюються з використанням маятникових компоновок низу бурильної колони найпростішої конструкції. Цим зумовлена інформаційна невизначеність щодо умов роботи породоруйнівного та бурильного інструменту. Тому постає питання розроблення недорогих, простих і надійних в експлуатації технічних засобів для реєстрації навантаженості КНБК та оцінювання технічного стану глибинного обладнання.

Також важливим та таким, що вимагає додаткових досліджень, залишається питання динаміки роботи доліт на вибої, адже одним з джерел коливань КНБК є збурюючі сили, обумовлені роботою долота.

З точки зору забезпечення безаварійної роботи КНБК важливим є пошук можливостей для зниження їх навантаженості. При цьому необхідним є як правильний вибір конструкції компоновки, так і режимних параметрів її експлуатації.

Узагальнюючи наведене вище, можна сформулювати мету дисертаційної роботи: забезпечення ефективного руйнування гірських порід за безаварійної роботи компоновок низу бурильної колони.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких завдань:

1. Дослідження впливу ступеню зношення озброєння доліт на силові та енергетичні параметри руйнування гірської породи.
2. Дослідження роботи доліт ріжучо-сколюючого типу в складі бурильного інструменту за повздовжніх та крутильних коливань.
3. Розроблення методу коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи КНБК.
4. Розроблення технічних засобів для оцінювання навантаженості КНБК та шляхів її зниження.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТАНУ ПОРОДУРІЙНІВНОГО ІНСТРУМЕНТУ НА СИЛОВІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПАРАМЕТРИ РІЗАННЯ

Питанню підвищення ефективності різців та доліт PDC присвячено багато робіт та досліджень [2, 7-9, 12, 15-21, 23-28, 37, 38, 41-43, 55, 57, 66-75 та ін.].

Докладено багато зусиль для розуміння взаємодії «різець – порода» і пов'язаних з нею явищ, для розроблення нових конструкцій ріжучих елементів і доліт.

Оскільки продуктивність доліт PDC в процесі буріння є сукупним результатом роботи окремих різців, дослідження, спрямовані на підвищення їх ефективності в лабораторних умовах, зазвичай, розпочинаються з вивчення поведінки одиничного різця. Основна увага приділяється: тертю і теплообміну під час взаємодії різця і породи, оптимізації, розрахунку геометричних параметрів різців PDC, в тому числі їх просторовому розподілу, моніторингу і управлінню процесом різання породи [15-21, 23-28, 37, 38, 66-75, 99, 100-111, 141-147 та ін.].

При цьому не береться до уваги зміна характеристик різців у взаємозв'язку із ступенем їх зношення. Зважаючи на це, дослідження, спрямовані на виявлення впливу стану ріжучих елементів породоруйнівного інструменту на силові параметри різання та шляхи дотримання їх в допустимих межах, є перспективними. Отримані результати ймовірно слугуватимуть зниженню вартості спорудження свердловин, шляхом оптимального відпрацювання доліт.

Також зважаючи на останні тенденції буріння, дослідження елементів динаміки породоруйнівного інструменту дасть інформацію для детальнішої оцінки напружено-деформованого стану елементів компоновок низу бурильної колони.

2.1 Матеріали та обладнання для проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження¹ виконувались на блоках абразивного пісковіку Тербовлянського родовища (рисунок 2.1), середня міцність при стисканні якого складає 86,8 МПа, а модуль пружності $E=14300$ МПа. Визначення міцності гірської породи при стисканні проводилися на випробувальній гідравлічній машині ГРМ-1 (до 500 кН). Випробування проводилися на зразках розмірами 50×50×50 мм.



Рисунок 2.1 – Блоки тербовлянського пісковіку

Дослідження проводилися¹ на експериментальному стенді, створеному на основі токарно-карусельного верстата 1М552 (рисунок 2.2).

Технічна характеристика стенда:

– швидкість обертання планшайби, хв^{-1}	– 2,2 – 80
– подача на оберт планшайби, мм	– 0,04 – 16
– потужність привода, кВт	– 40
– найбільші габарити встановлюваних блоків породи, мм	

¹ Випробування виконувались в Інституті надтвердих матеріалів ім. В. М. Бакуля НАН України спільно з н. с. Заболотним С. Д.

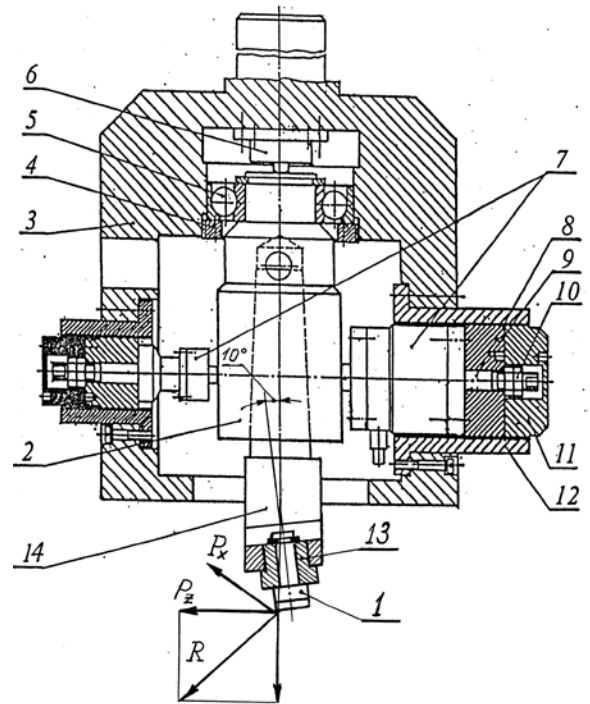
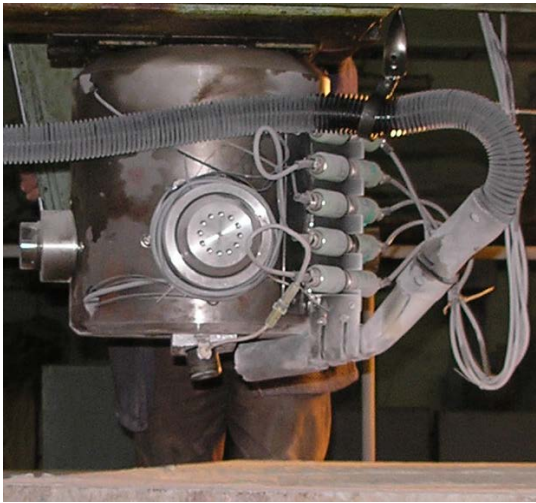
діаметр	– 2100
висота	– 1600



Рисунок 2.2 – Стенд для проведення експериментальних досліджень

Стенд укомплектований тривимірним динамометром, конструкція якого захищена патентом України [89] (рисунок 2.3). Динамометр дозволяє одночасно вимірювати із частотою у смузі 0–500 Гц три складові зусилля різання: P_z (колова) до 100 кН, P_y (нормальна) та P_x (радіальна) до 50 кН.

Досліджуваний різець 1 кріпиться в різцетримачі, що конусним хвостовиком кріпився в отворі балки-вала 2. Протилежний кінець балки-вала 2 закріплений у корпусі динамометра 3 за допомогою гайки 4 і радіально-упорних підшипників 5. Складова зусилля P_y (рисунок 2.3, б), що виникає в процесі різання, сприймається давачем реєстрації сили 6, що закріплений на внутрішній торцевій поверхні корпуса. Коефіцієнт тертя, що враховує втрати в підшипниковій підвісці, складає 0,0015–0,0020. Таким чином, втрати не перевищують 0,2 % величини складової P_y . Складові зусилля різання P_z і P_x реєструються встановленими у двох взаємно перпендикулярних напрямках чотирма давачами 7 (на рисунку 2.3 наведені 2 давачі, інші 2 давачі не зазначені для стислості викладу).



а)

б)

а) загальний вигляд; б) поздовжній розріз

1 – різець; 2 – балка-вал; 3 – корпус; 4 – гайка; 5 – підшипник; 6, 7 – давачі сили;
8 – вал; 9, 10, 11 – гайки; 12 – стакан; 13 – втулка; 14 – різцетримач

Рисунок 2.3 – Динамометр тривимірний

Давачі реєстрації сили 7 кріпляться до валу 8, що розташований у гайці 9 і фіксується гайками 10. Обертанням гайки 9 у стакані 12 регулюється зазор між адаптером давача й валом, а також задається попереднє зусилля притискання до балки-валу. Стабільність зусилля притискання забезпечується гайкою 11.

У зоні контакту адаптерів давачів з валом можливі втрати за рахунок сил тертя, що становлять 0,03–0,07 від величини зусиль. У зв'язку із цим передбачено внесення необхідних виправлень, за результатами тарування. Втрати й взаємовплив складових сили різання не перевищували 1–2 % абсолютних значень зусилля різання.

Для вимірювання складових сил різання застосовані давачі U3 (до 100 кН) та С9В (до 50 кН) виробництва фірми Hottinger Baldwin Messtechnik. Точність вимірювання показників становила 0,1–0,2% від величини прикладених

навантажень при робочому діапазоні температур $-10\dots+80^{\circ}\text{C}$. Для вимірювання й реєстрації складових сил різання використовувалась система фірми Werktoff Prufmaschinen Service, сертифікована відповідно до міжнародного стандарту ISO 9000. Система, крім давачів реєстрації сили, включає пристрій збору й перетворення інформації (Spider) та програмне забезпечення для реєстрації й обробки результатів вимірювання. Загальний вигляд динамометра із закріпленим різцем наведено на рисунку 2.4.



Рисунок 2.4 – Загальний вигляд динамометра із закріпленим різцем

Алмазно-твердосплавна пластина (АТП) [5] за своєю конструкцією є двошаровими пластини діаметром 13,5 мм і висотою 3,5 мм, один шар яких висотою 0,5–0,8 мм є алмазним полікристалом, а інший – основою з твердого сплаву (рисунок 2.5, а, б). Основна експлуатаційна характеристика АТП – зносостійкість алмазовмісного шару пластини. Буріння шпурів і свердловин складеними міцними і абразивними гірськими породами розрізах призводить до інтенсивного зношування АТП та вимагає збільшення загальної прикладеної до ріжучого елемента сили.

З метою імітації роботи ріжучих елементів на різних етапах зношування на

АТП виконані хорди зношення розміром 5,0 та 8,0 мм (рисунок 2.5, в, г), що відповідатиме характерному для промислової експлуатації зносу озброєння. В ході проведення досліджень застосовувалися АТП, що є складовими промислового різця РШ-140.



а) б) – нової; в) – з довжиною хорди зношення 5,0 мм; г) – з довжиною хорди зношення 8,0 мм

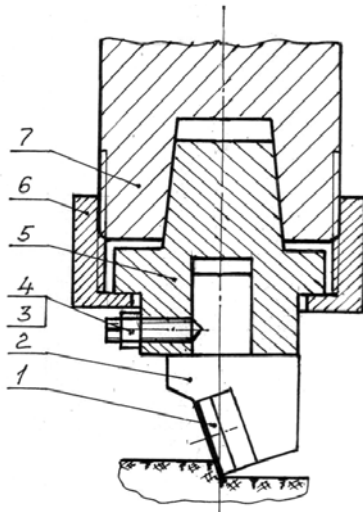
Рисунок 2.5 – Загальний вигляд алмазно-твердосплавної пластини (АТП)

При проведенні досліджень застосовувалися блоки міцного тербовлянського пісковику (рисунок 2.6) розміром 1,5x1,5x1,25 м.



Рисунок 2.6 – Загальний вигляд процесу різання блоку різцем з АТП

Різець, що моделює породоруйнівний елемент різця РШ-140 зображено на рисунку 2.7. Він містить у собі АТП діаметром 13,5 мм 1, закріплену механічно в утримувачі 2. Стопорним гвинтом 3 і гайкою 4 хвостовик корпусу різця кріпиться у переходнику 5. Різець із переходником кріпиться накладною гайкою 6 у різцетримачі 7 динамометра.



а)



б)

- 1 – АТП діаметром 13,5 мм;
- 2 – утримувач;
- 3 – стопорний гвинт;
- 4 – гайка;
- 5 – перехідник;
- 6 – накладна гайка;
- 7 – різцетримач динамометра.



в)

а) – схема конструкції різцетримача, б) – корпус різцетримача

в) – різцетримач у зібраному стані

Рисунок 2.7 – Різець, що моделює породоруйнівний елемент РШ-140

Перелічене вище обладнання дає можливість здійснити експериментальні дослідження впливу ступеню зношення породоруйнівного інструменту на силові та енергетичні параметри процесу різання.

2.2 Методика проведення та обробка результатів досліджень

Перед проведенням досліджень необхідно підготувати обладнання. Насамперед слід підготувати поверхню блоку пісковика, шляхом планування різцем до стану однорідної рівної площини.

Основними техніко-економічними показниками застосування доліт є механічна швидкість буріння (м/год), проходка на долото (м) та вартість буріння 1 метра свердловини (грн/м). Тому при імітації буріння породоруйнівним елементом різця РШ-140 прийняті параметри дослідження, характерні для процесу буріння свердловин (шпурів) із їх застосовуванням:

- а) глибина різання (на оберт планшайби верстата) 0,5; 1,0; 1,5 та 2,0 мм;
- б) швидкість переміщення ріжучого елемента по блоку 0,523 – 0,561 м/с.

Глибина різання вибрана за результатами проведеного огляду в області досліджень механізму руйнування міцних гірських порід і створення ефективного бурового інструмента. Встановлено, що для руйнування гірських порід подача на оберт інструмента повинна становити не менше 0,3 мм. При меншій подачі процес руйнування здійснюється в режимі малоефективного поверхневого стирання. Швидкість переміщення визначена розрахунковим шляхом з врахуванням технічних характеристик експериментальної установки.

В ході проведення досліджень здійснювався запис складових сили різання в цифровому вигляді. На їх основі визначались мінімальні, максимальні й середні значення складових сили. Розраховувалась довжина шляху різця L в залежності від радіусу кола різання R (від 500 до 650 мм), тривалість часу різання t (таблиця 2.1); результуючі значення сили різання P , робота, витрачена на процес різання A , питома енергія процесу руйнування гірської породи G та питома навантаження q (таблиця 2.3). При проведенні розрахунків використані

загальновідомі фізичні залежності.

Довжину шляху різання визначаємо, виходячи з геометричних розмірів експериментального стенду та блоків, на яких проводилось дослідження:

$$L = 2 \cdot R \cdot \arcsin\left(\frac{W}{2 \cdot R}\right), \quad (2.1)$$

де L – довжина шляху різця;

R – радіус кола різання R (від 500 до 650 мм);

W – ширина блоку (0,97 м).

Результуюче значення сили різання визначаємо за результатами вимірювання її складових:

$$P_{рез} = \sqrt{P_{зсер}^2 + P_{усер}^2}, \quad (2.2)$$

де $P_{рез}$ – результуюче значення сили різання (кН).

Тоді роботу, витрачену на процес різання, визначаємо за формулою

$$A = P_{рез} \cdot L, \quad (2.3)$$

де A – робота витрачена на процес різання (Дж);

Визначаємо площу сколів гірської породи при різанні (m^2) за формулою:

$$S = L \cdot s, \quad (2.4)$$

де s – ширина сколу, мм

Питому енергію процесу руйнування гірської породи розраховуємо за залежністю:

$$G = \frac{A}{2 \cdot S}, \quad (2.5)$$

де G – питома енергія процесу руйнування гірської породи (Дж/м²);

Лінійну швидкість різання визначаємо як відношення довжини шляху різання до часу:

$$V = \frac{L}{\tau}, \quad (2.6)$$

де V – швидкість різання, (м/с);

τ – час різання (50 points = 1 с), с.

Кутову швидкість обертання станини станда визначаємо за формулою:

$$\omega = \frac{V}{R}, \quad (2.7)$$

ω – кутова швидкість обертання станини станда, (с⁻¹)

Кут повороту різця відносно осі:

$$\varphi = \frac{\omega \cdot t}{t}. \quad (2.8)$$

Результати визначення параметрів різання наведені в таблиці 2.1.

Питоме навантаження при різанні визначаємо за співвідношенням 2.9:

$$P_{num} = \frac{P_{рез}}{S_{\kappa}}, \quad (2.9)$$

де S_k – площа контакту в парі «різець-гірська порода», мм^2

Таблиця 2.1 – Параметри процесу різання

Глибина різання, мм	Радіус кола різання R, мм	Довжина шляху різання L, мм	Час різання t, с	Швидкість руху різця V, м/с	Кутова швидкість, с^{-1}	Кут повороту, рад
0,5	650	1094	2,025	0,540	0,831	0,410
1	600	1129	2,013	0,561	0,935	0,464
1,5	550	1187	2,26	0,525	0,955	0,422
2	500	1324	2,53	0,523	1,046	0,413

Величину S_k (таблиця 2.2) визначаємо за результатами геометричної побудови контактної пари «різець-гірська порода», за різного ступеню зношення різця та глибини різання.

Таблиця 2.2 – Площа зони контакту «різець-гірська порода»

АТП \varnothing 13,5 мм	Площа зони контакту «різець-гірська порода», мм^2			
	Глибина різання, мм			
	0,5	1	1,5	2
АТП гостра (хорда 0, мм)	0,058239	0,161336	0,294107	0,450796
Хорда 5, мм	3,080367	7,031355	11,62818	16,73813
Хорда 8, мм	4,369657	9,307299	14,69417	20,44938

Отримані в ході досліджень результати візуалізовані на діаграмі (рисунок 2.8), яка відображає вплив зношення, змодельованого хордами шириною 5,0; 8,0 та 0 мм, при глибині різання 0,5; 1,0; 1,5 та 2,0 мм на зміну складових сили різання (P_z та P_y).

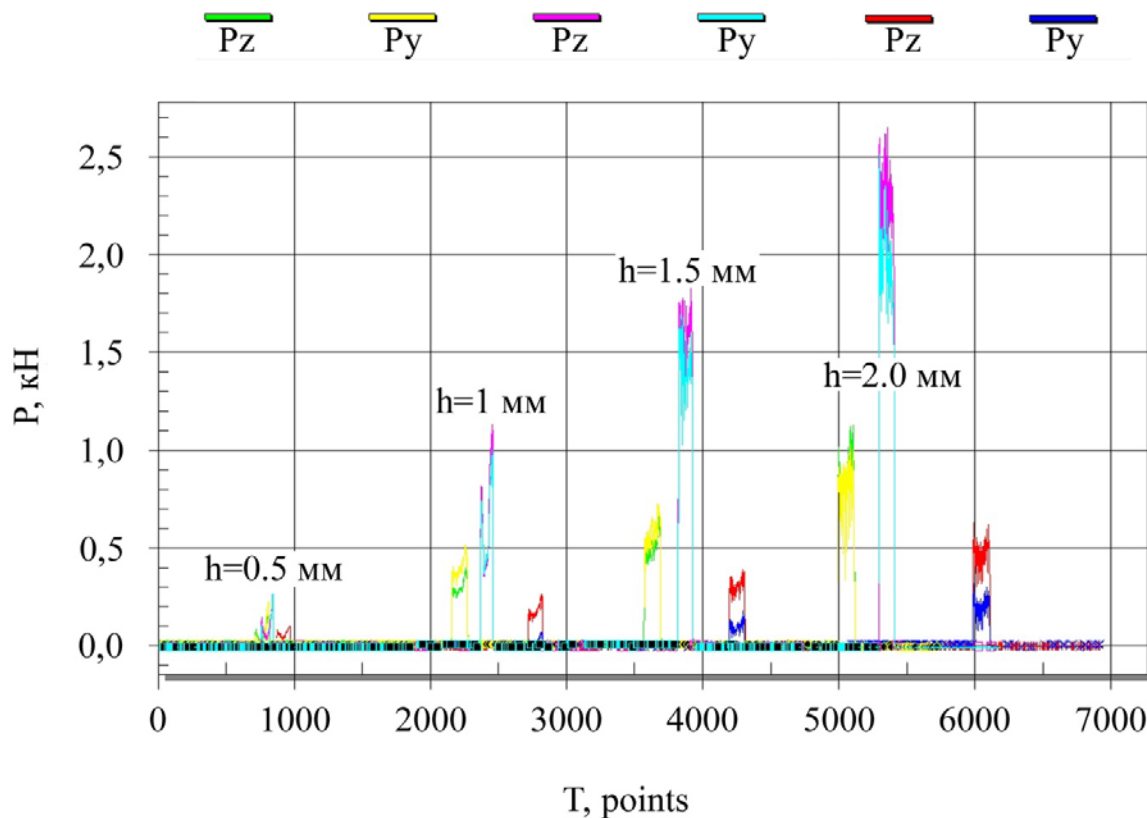


Рисунок 2.8 – Результати досліджень впливу ширини хорди зношення 5,0; 8,0 та 0 мм на зміну складових сили різання (P_z та P_y) при глибині різання 0,5; 1,0; 1,5 та 2,0 мм

На рисунку 2.9 зображені сліди різання на поверхні блоку за різних глибин різання 0,5; 1,0; 1,5 та 2,0 мм.

Результати експериментальних досліджень оброблялися із застосуванням наявного програмного забезпечення. За результатами проведених досліджень побудовані графічні залежності впливу ступеня зношення різця на силові параметри процесу різання (рисунок 2.10-2.13).

Порівняльний аналіз геометричних параметрів продуктів руйнування здійснено на основі вивчення отриманих при різанні фрагментів шламу.



Рисунок 2.9 – Загальний вигляд зони руйнування гірської породи

На основі взятих окремих фрагментів (рисунок 2.8), які відповідають відповідним глибинам різання від 0,5 до 2,0 мм, встановлено основні параметри різання (таблиця 2.3). За результатами обробки експериментальних даних побудовані графічні залежності зміни силових параметрів процесу різання (рисунок 2.10 та 2.11).

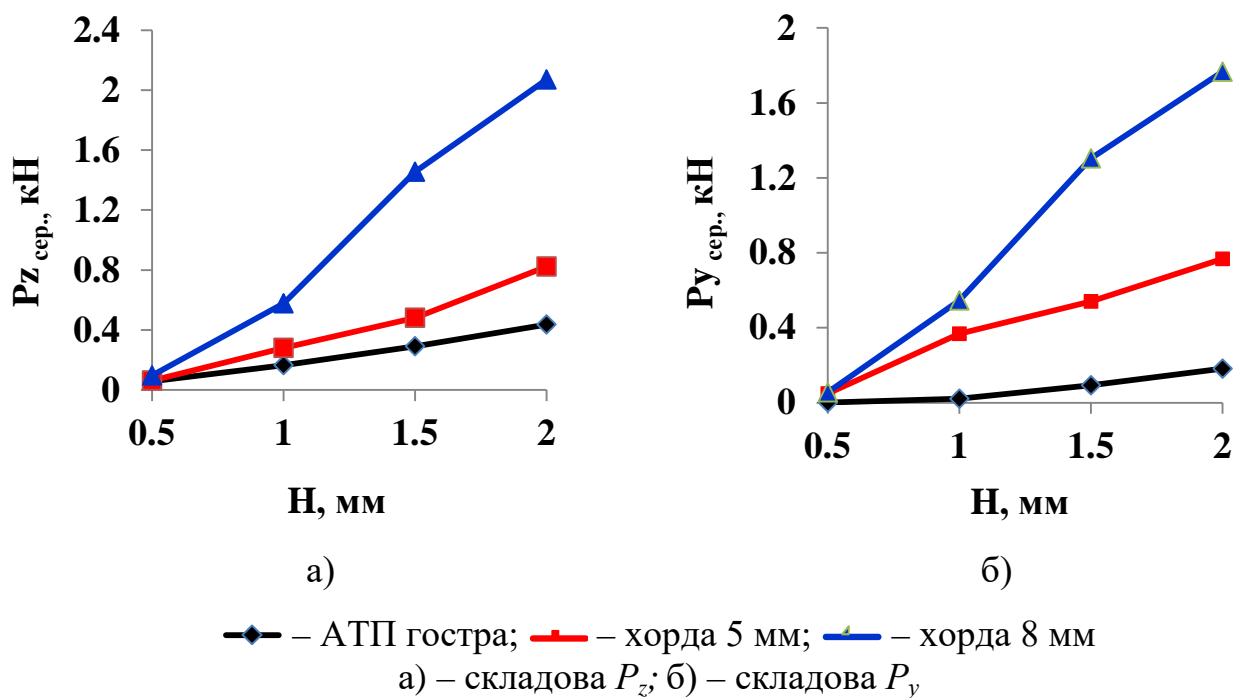
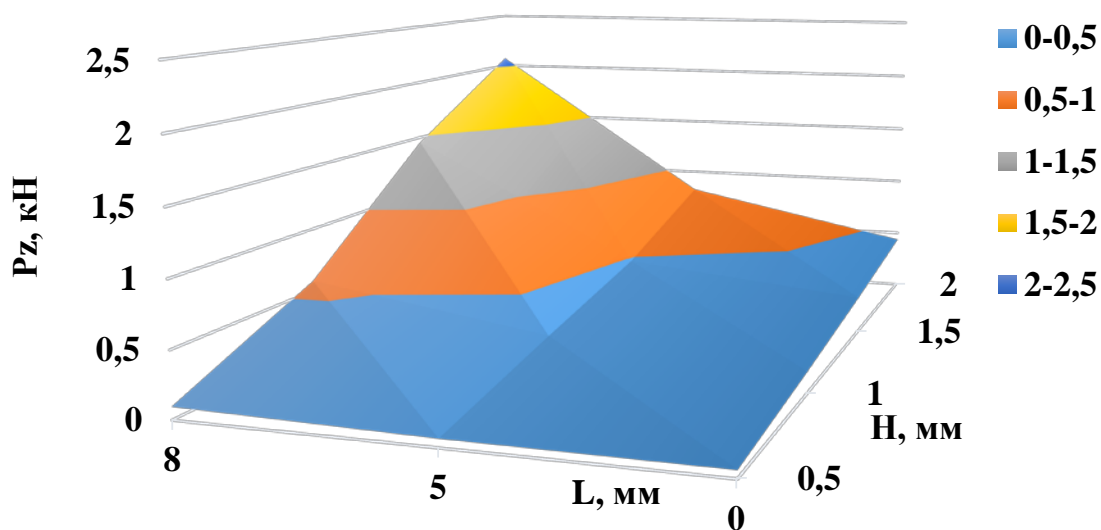


Рисунок 2.10 – Залежність зміни усереднених значень складових сили різання від глибини різання та ступеню зношення АТП

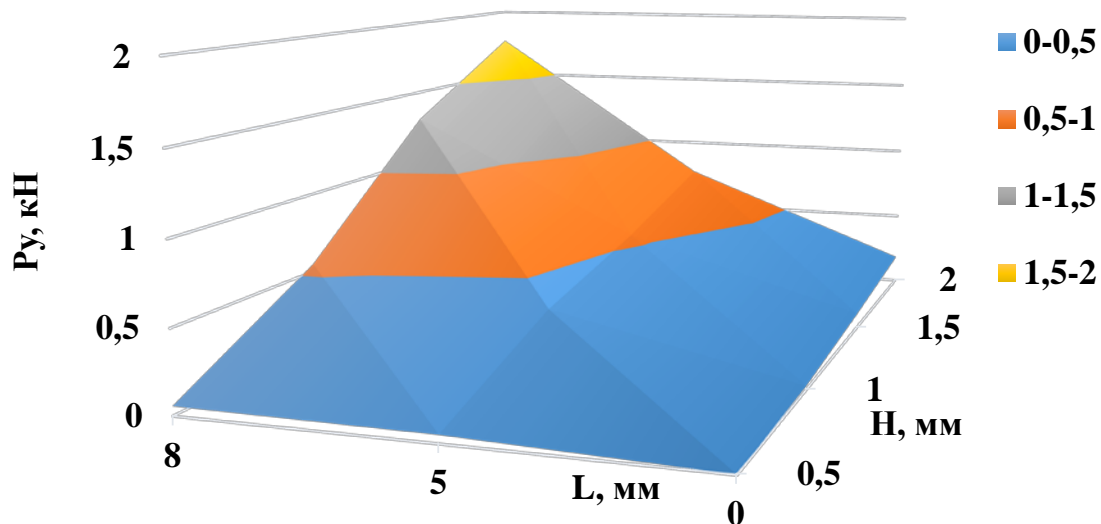
Таблиця 2.3 – Результати експериментальних досліджень

АТП Ø 13,5 мм	Глибина різання, мм							
	0,5		1,0		1,5		2,0	
	$P_{z \text{ сep.}}$ кН	$P_{y \text{ сep.}}$ кН	$P_{z \text{ сep.}}$ кН	$P_{y \text{ сep.}}$ кН	$P_{z \text{ сep.}}$ кН	$P_{y \text{ сep.}}$ кН	$P_{z \text{ сep.}}$ кН	$P_{y \text{ сep.}}$ кН
АТП нова	0,057	0,001	0,166	0,022	0,292	0,094	0,436	0,181
Результуюча сила, кН	0,058		0,167		0,306		0,472	
Питоме навантаження, кН/мм ²	1,001		1,035		1,040		1,047	
Ширина сколу, мм /довжина шляху різання, м	7,5/1,094		10/1,129		15/1,187		20,2/1,324	
Робота, витрачена на процес різання, кНм	0,064		0,188		0,363		0,624	
Питома енергія процесу руйнування гірської породи кДж/м ²	3,88		8,32		10,19		11,66	
АТП з довжиною хорди зношення 5,0 мм	0,063	0,049	0,28	0,368	0,481	0,541	0,822	0,768
Результуюча сила, кН	0,079		0,462		0,724		1,125	
Питоме навантаження, кН/мм ²	0,026		0,066		0,062		0,067	
Робота, витрачена на процес різання, кНм	0,09		0,522		0,903		1,27	
АТП з довжиною хорди зношення 8,0 мм	0,096	0,056	0,578	0,546	1,454	1,303	2,07	1,766
Результуюча сила, кН	0,111		0,795		1,953		2,721	
Питоме навантаження, кН/мм ²	0,025		0,085		0,130		0,133	
Робота, витрачена на процес різання, кНм	0,121		0,897		2,31		3,603	

Відображені в таблиці 2.3 результати свідчать про суттєвий вплив зношення породоруйнівного інструменту на силові та енергетичні параметри процесу різання. Аналіз отриманих результатів проведено в підрозділі 2.3.



а)

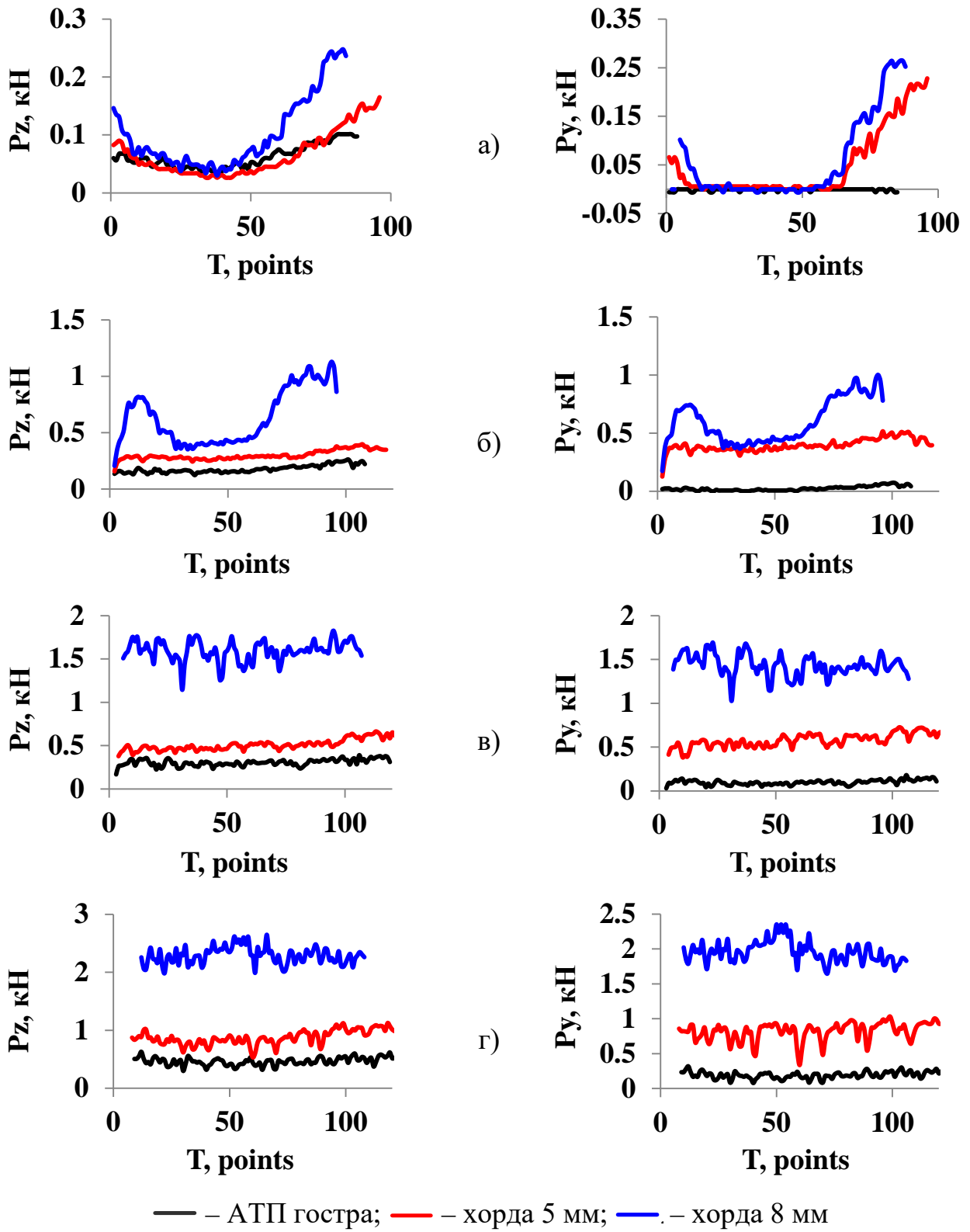


б)

а) – складова P_z ; б) – складова P_y

Рисунок 2.11 – Залежність зміни складових сили різання від глибини різання (H) та ступеню зношення АТП (L)

Шляхом виділення та співставлення характерних ділянок узагальнюючого графіка (рисунок 2.8), побудовано залежності зміни складових сили різання за різного ступеня зношення ріжучого елемента (рисунок 2.12).



а) – глибина різання 0,5 мм; б) – глибина різання 1 мм; в) – глибина різання 1,5 мм; г) – глибина різання 2 мм

Рисунок 2.12 – Зміна миттєвих значень складових сили різання (P_z та P_y) при роботі з інструментом різного ступеня зношення

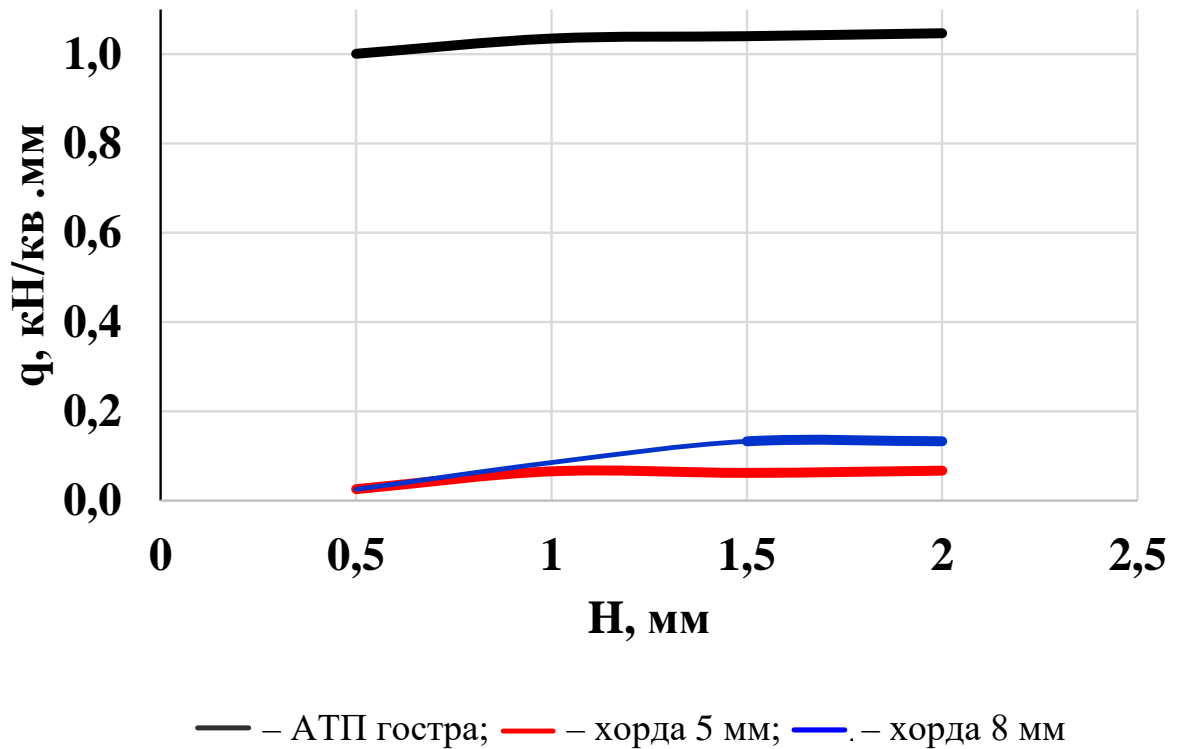


Рисунок 2.13 – Залежність зміни усереднених значень питомих навантажень від глибини різання та ступеню зношення АТП

Використовуючи отримані в результаті експериментальних досліджень значення силових параметрів для стандартних діаметрів доліт PDC, в діапазоні 40 – 444 мм, визначено усереднений момент опору різання гірської породи при роботі з інструментом різного ступеня зношення.

$$M_{оп} = P_{рез} \cdot R_{д}, \quad (2.10)$$

де $M_{оп}$ – момент опору гірської породи різання, Н*м;

$R_{д}$ – радіус долота.

Як свідчить практика ведення бурових робіт, максимальний знос різців долота відбувається на периферійній його частині. Тому при дослідженні розглядався одиничний різець, розташований на відстані $0,8 \cdot R_{д}$ від центру долота. Залежності зміни усередненого моменту опору різання гірської породи представлені на рисунку 2.14.

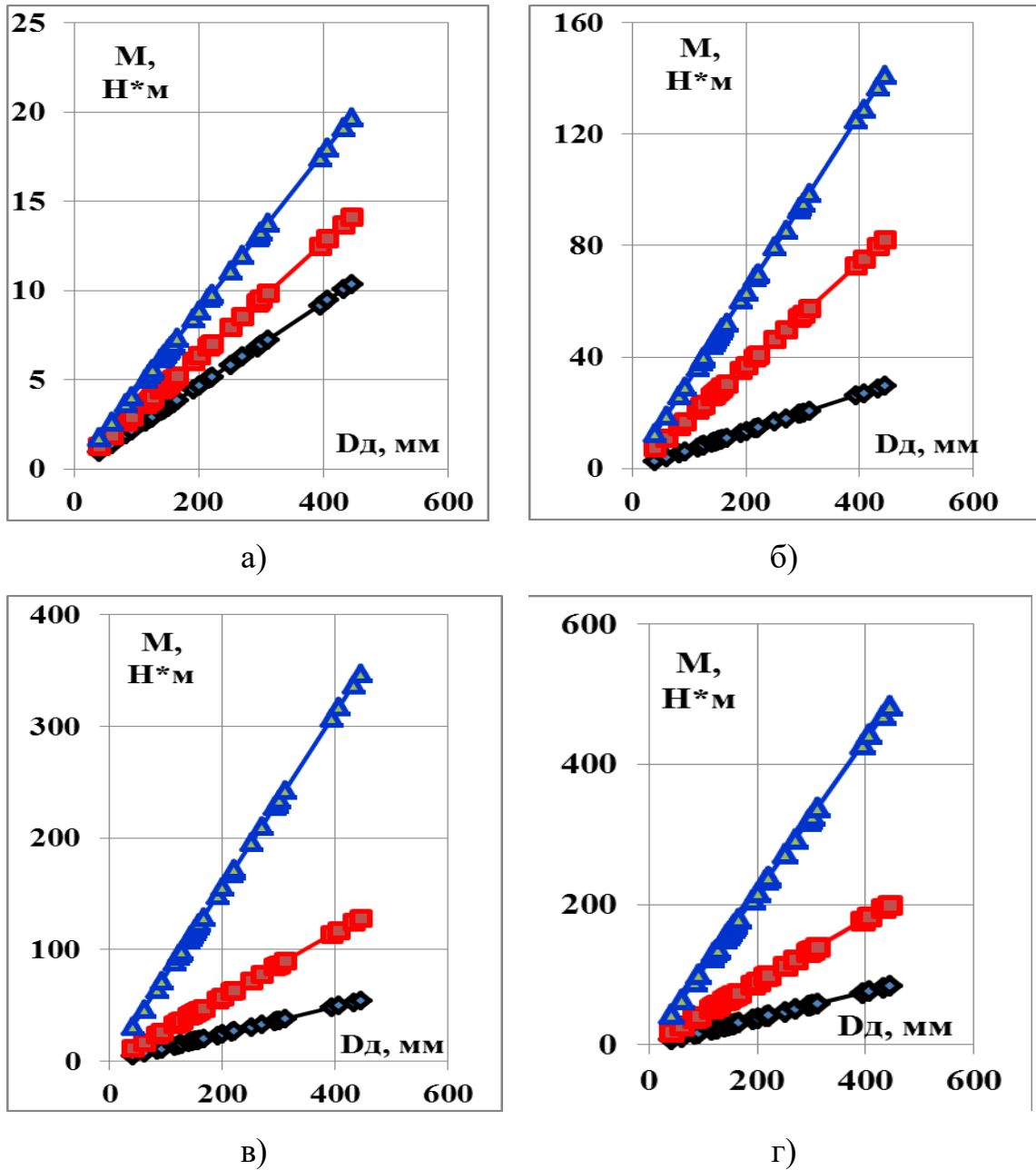


Рисунок 2.14 – Залежність зміни усередненого моменту опору різання гірської породи при роботі з інструментом різного ступеня зношення АТП

Також для гострої АТП визначено величину потужності, яку необхідно затратити для руйнування породи:

$$N_p = M_{оп} \cdot \omega \quad (2.11)$$

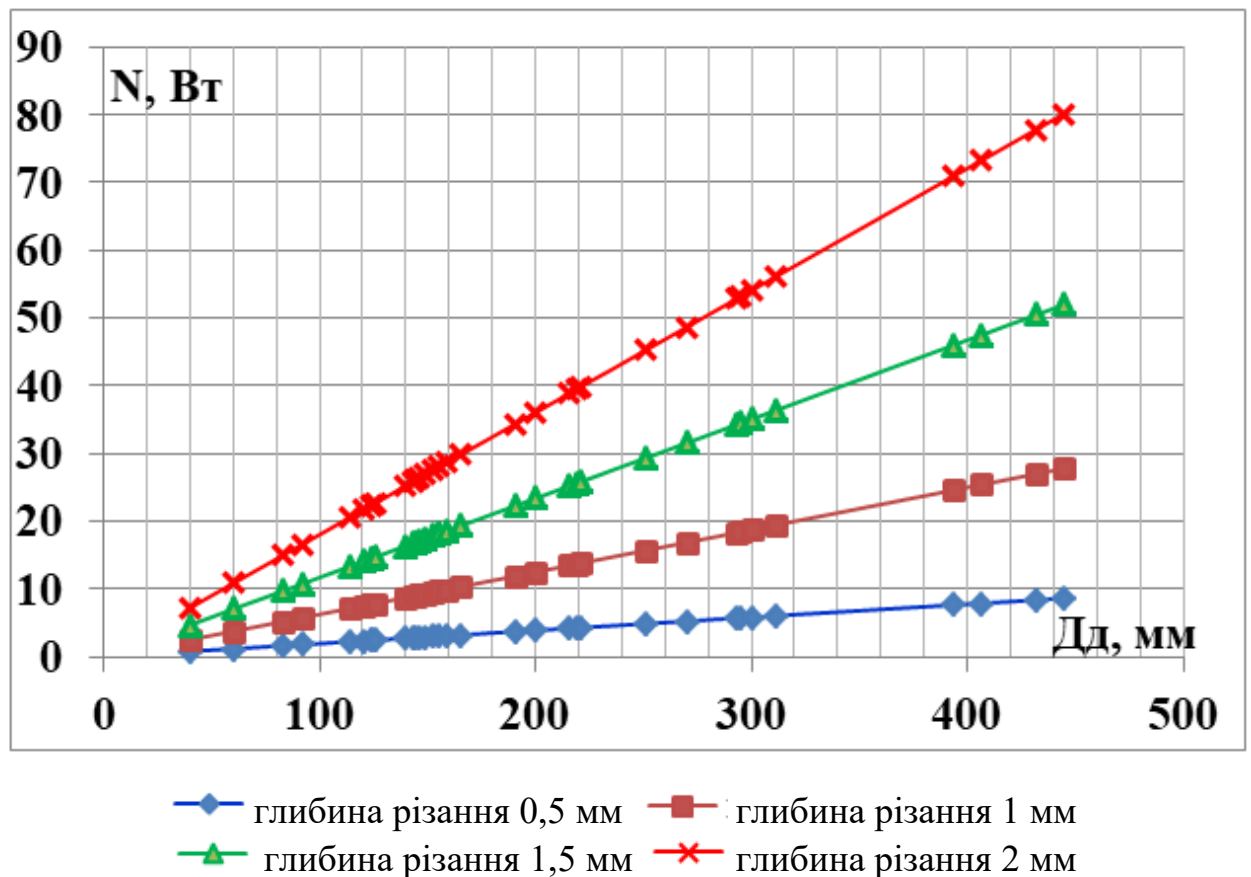


Рисунок 2.15 – Залежність зміни усередненої потужності необхідної для руйнування гірської породи за різних глибин різання гострою АТП

Отримані результати свідчать про суттєвий вплив ступеню зношення породоруйнівного інструменту на силові та енергетичні параметри процесу різання. Зокрема, при глибині різання 0,5 мм зі збільшенням ступеню зношення АТП, від 0 до 8 мм, величини зазначених параметрів змінюються в таких діапазонах: $P_{\text{ср}}=0,058\text{--}0,111$ кН, $P_{z\text{ср}}=0,057\text{--}0,096$ кН, $P_{y\text{ср}}=0,001\text{--}0,056$ кН, $q=1,001\text{--}0,025$ кН/мм², $A=0,064\text{--}0,121$ Дж. При глибині різання 2 м діапазон змін становить $P_{\text{ср}}=0,472\text{--}2,721$ кН, $P_{z\text{ср}}=0,436\text{--}2,07$ кН, $P_{y\text{ср}}=0,181\text{--}1,766$ кН, $q=1,047\text{--}0,133$ кН/мм², $A=0,624\text{--}3,603$ Дж. Енергоємність процесу руйнування породи при збільшенні глибини різання з 0,5 до 2,0 мм, для гострої АТП, зростає з 3,88 кДж/м² до 11,66 кДж/м². Більш детальну увагу до отриманих результатів приділено у наступному підрозділі.

2.3 Результати досліджень впливу ступеня зношення ріжучого елемента на параметри процесу різання

З метою оцінки впливу ступеню зношення породоруйнівного елемента на параметри різання проведемо аналіз отриманих результатів.

Як видно з отриманих результатів (таблиця 2.3), при збільшенні глибини різання гострою АТП з 0,5 до 2,0 мм результуюча сила зростає у 8 разів. Збільшення ступеню зношення АТП (розміру хорди від 0 до 8 мм) зумовлює зростання результуючої сили. Так, при глибині різання $h=0,5$ мм результуюча сила зростає в 1,9 рази, а при глибині $h=2,0$ мм – 5,7 рази. В той же час одночасна зміна ступеню зношування АТП (розміру хорди від 0 до 8 мм) та глибини різання до 2,0 мм, призводить до зростання результуючої сили у 46,7 рази.

За результатами аналізу фрагментів шламу встановлено, що при заглибленні АТП відкол фрагмента породи відбувається дискретно (стрибкоподібно – рисунок 2.9). При цьому об'єм фрагмента, що сколюється, на відміну від співвідношення об'ємів зони сколу та зминання під дією ударного заглиблення твёрдосплавної вставки, є більшим зони зминання. При глибині різання 2 мм для різця АТП максимальне значення співвідношення досягає 5,2 (рисунок 2.8).

Для гострої АТП (без ознак зношування) енергоємність процесу руйнування породи при збільшенні глибини різання з 0,5 до 2,0 мм зростає у 3,1 рази. Це зумовлено суттєвим збільшенням роботи руйнування породи АТП (у 9,8 рази) й площі поверхні сколів (в 3,7 рази). Слід зазначити, що при різанні на глибину 2,0 мм різцем з розміром хорди 8 мм результуюча сила на один ріжучий елемент досягає 2,721 кН. Таким чином, загальне зусилля на різець РШ-140 з чотирма ріжучими АТП повинно досягати 10,88 кН, а це перевищує допустиму для нього величину.

Зважаючи на те, що збільшення осьових та крутильних навантажень на бурильну колону зумовлює зростання рівня навантаженості, та, як наслідок, імовірності руйнування її елементів, отримані результати дають підставу регламентувати ступінь зношення ріжучих елементів породоруйнівного

інструменту.

Інтерпретуючи отримані результати на процес роботи породоруйнівного інструменту очевидним є зменшення в межах результуючої сили складової, спрямованої безпосередньо на різання породи. При цьому збільшується складова, спрямована на вдавлювання ріжучого елемента. Так, при глибині різання 0,5 мм для гострої АТП результуюча сила складає 0,058 кН (рисунок 2.10 та 2.11), а складова $P_{y. \text{сер.}}=0,001$ кН. В той же час, для зношеної АТП (хорда 8 мм) при результуючій силі 0,111 кН, складова $P_{y. \text{сер.}}=0,056$ кН (рисунок 2.12).

З іншої сторони, при збільшенні глибини різання круглою АТП (тобто гострою) з 0,5 до 2,0 мм складова сили P_y зростає у більше як 150 разів. Збільшення ступеню зношування АТП (розміру хорди від 0 до 8 мм) за постійної глибини різання 0,5 мм зумовлює зростання складової сили у 56 разів.

При цьому зростання глибини різання практично не впливає на величину питомого навантаження для нових АТП. Його величина коливається в межах 1,001 – 1,047 кН/мм². Для різців з ознаками зношення при збільшенні глибини різання зростає питоме навантаження. Для АТП з хордою 5 мм у 2,42 рази, а з хордою 8 мм – 4,6 рази. Разом з тим їх абсолютні значення є суттєво меншими, ніж для гострої АТП. Для АТП з хордою 5 мм діапазон зміни складає 0,026 – 0,067 кН/мм², а з хордою 8 мм – 0,025 – 0,133 кН/мм², чого може бути недостатньо для енергоефективного руйнування гірської породи. Тому для забезпечення ефективного режиму руйнування необхідно збільшувати осьове навантаження на породоруйнівний інструмент.

При проведенні бурових робіт осьове навантаження на долото регламентується в певному діапазоні значень. Створення близьких до максимальних значень діапазону навантажень при використанні нового породоруйнівного інструменту, зумовлюватиме виникнення його інтенсивних коливань в режимі «stick-slip». Зважаючи на це, варто при проектуванні режимних параметрів буріння планувати гнучку програму навантаження на долото, в залежності від стану його озброєння. Приймати мінімально необхідне для реалізації техніко-технологічного завдання навантаження для нового долота. У

міру спрацювання озброєння навантаження слід збільшувати. Така програма дасть змогу зменшити імовірність виникнення коливань долота в режимі «stick-slip». Це знизить крутильні та осьові навантаження на бурильну колону і сприятиме збільшенню довговічності її елементів.

Встановлено вплив ступеню зношення породоруйнівного інструменту на момент опору руйнування гірської породи. При глибині різання $h=0,5$ мм момент зростає в діапазоні від 0,933 Н·м (діаметр долота 40 мм) до 10,366 Н·м (діаметр долота 444 мм) для гострої АТП; від 1,776 Н·м до 19,736 Н·м для зношеної. Для глибини різання $h=2,0$ мм момент зростає в діапазоні 7,552 – 83,9216 Н·м та 43,536 – 483,794 Н·м відповідно.

Зростання моменту опору гірської породи призводить до зростання необхідної потужності для її руйнування (рисунок 2.13). Так, для гострої АТП при глибині різання 0,5 мм величина потужності становить 0,775 Вт (діаметр долота 40 мм) та 8,611 Вт (діаметр долота 444 мм). При глибині різання 2,0 мм величина необхідної потужності складає 7,209 та 80,107 Вт відповідно.

Таке зростання зумовлює необхідність створення більших крутних моментів на долоті, що, в свою чергу, спричинить зростання напружень в елементах КНБК, особливо це актуально для доліт великого діаметру.

Варто зазначити, що спостерігається тенденція збільшення амплітуди миттєвих значень складових сил різання зі збільшенням ступеню зношення ріжучого елемента (рисунок 2.12). Це дає підстави припустити можливість оцінювання стану озброєння породоруйнівного інструменту за характеристиками коливального процесу бурильного інструменту. З метою підтвердження та розвитку гіпотези контролю за станом породоруйнівного інструменту, на основі моніторингу коливань КНБК та силових параметрів різання, необхідно провести експериментальні дослідження з використанням промислових типорозмірів породоруйнівного інструменту.

Висновки до розділу 2

1. Проведені експериментальні дослідження впливу зношення АТП на зміну силових та енергетичних параметрів процесу різання гірської породи. Дослідження проводились із застосуванням ріжучих елементів різців РШ-140 за характерних для процесу буріння свердловин параметрів: глибина різання 0,5; 1,0; 1,5 та 2,0 мм; лінійна швидкість різання 0,523–0,561 м/с. За їх результатами отримано значення складових сили різання в цифровому вигляді.

2. Визначено середні значення сили та її складових, величину питомого навантаження, витраченої роботи різання та питомої енергії процесу руйнування гірської породи. Встановлено, збільшення ступеню зношення АТП зумовлює зростання результуючої сили. Так, при глибині різання $h=0,5$ мм результуюча сила зростає в 1,9 рази, а при глибині $h=2,0$ мм – 5,7 рази. Одночасна зміна ступеню зношування АТП та глибини різання до 2,0 мм, призводить до зростання результуючої сили у 46,7 рази.

Встановлено несуттєвий вплив зростання глибини різання на величину питомого навантаження для нових АТП. Його величина коливається в межах від $1,001 \text{ кН/мм}^2$ до $1,047 \text{ кН/мм}^2$. Для АТП з хордою 5 мм збільшення глибини різання з 0,5 мм до 2,0 мм спричиняє зростання питомого навантаження у 2,4 рази, а для різця з хордою 8 мм – у 4,6 рази. При цьому абсолютні значення питомого навантаження у 9 – 50 разів менші, ніж для гострої АТП, чого може бути недостатньо для енергоефективного руйнування гірської породи.

Для гострої АТП (без ознак зношування) енергоємність процесу руйнування породи при збільшенні глибини різання з 0,5 мм до 2,0 мм зростає у 3,1 рази. Це зумовлено суттєвим збільшенням роботи руйнування породи АТП (у 9,8 рази) й площі поверхні сколів (в 3,7 рази).

3. Встановлено вплив ступеню зношення ріжучих елементів на зростання силових параметрів процесу. Зі збільшенням ступеня зношення зменшується в межах результуючої сили складова, спрямована безпосередньо на різання породи. При цьому збільшується складова, спрямована на вдавлювання ріжучого

елементу. При глибині різання 0,5 мм для гострої АТП результуюча сила складає 0,058 кН, а складова $P_{y. \text{сер.}}=0,001$ кН, для зношеної АТП (хорда 8 мм) при $P_{\text{сер.}}=0,111$ кН складова вдавлювання становить $P_{y. \text{сер.}}=0,056$ кН.

Зі ступенем зношення інструменту зростає величина моменту опору руйнування гірської породи та необхідна для цього потужність. Таке зростання зумовлює необхідність створення більших крутних моментів на долоті, що, в свою чергу, спричинить зростання навантаженості елементів КНБК.

Збільшення осьових і крутильних навантажень на бурильну колону зумовлює зростання рівня навантаженості та, як наслідок, імовірності руйнування її елементів. Отримані результати дають підставу регламентувати ступінь зношення ріжучих елементів породоруйнівного інструменту. Оцінювання ступеню зношення озброєння можна здійснити за показниками зміни миттєвих значень сили, зміни потужності або параметрів коливальних процесів бурильного інструменту.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДОЛІТ РІЖУЧО-СКОЛЮЮЧОГО ТИПУ В СКЛАДІ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

На даний час теоретичні підходи дослідження динамічних явищ у бурильній колоні достатньо добре розвинуті. Разом з тим недостатньо дослідженими залишаються коливання бурильного інструменту, оснащеного ріжучими долотами у зв'язку з значними методичними труднощами їх математичного опису [156, 158, 188]. У зв'язку з цим потребують подальшого розвитку методи та засоби фізичного моделювання динамічного навантажування бурильної колоні.

Механічна енергія підведена до долота не повністю витрачається на руйнування гірської породи [77, 121], а розсіюється у бурильній колоні, масиві гірської породи, промивальній рідині у вигляді пружних коливань, [95, 174]. Тому, постає ряд задач, що стосуються вивчення енергоємності руйнування гірських порід та підвищення ефективності підведення енергії до породоруйнівного інструменту [60].

При роторному та суміщеному бурінні більша частина потужності приводу витрачається на подолання сил тертя, що виникають в результаті обертання бурильних труб у заповненій буровим розчином свердловині та на подолання сил тертя у механічних передачах приводу ротора. Віб्राції долота, що передаються до бурильних труб, поглинаються переважно нижньою стисненою частиною БК [120, 121], а сама колона виступає провідником механічної енергії. Для оцінки величини енергії, що підводиться до БК можна скористатись встановленими значеннями потужності та розглянути рівняння потужнісного балансу [60, 97, 121]:

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{пр}} + N_{\text{х.об.}} + N_{\text{р.п.}}, \quad (3.1)$$

де $N_{\text{дв}}$ – потужність двигуна;

$N_{\text{пр}}$ – потужність, необхідна для подолання сил тертя в механічних передачах приводу ротора;

$N_{\text{х.об.}}$ – потужність, необхідна для подолання сил тертя при холостому обертанні БК;

$N_{\text{р.п.}}$ – потужність, необхідна для руйнування вибою.

Для визначення величини кожного члена рівняння (3.1) існують емпіричні формули. Потужність, необхідну на подолання сил тертя в механічних передачах найпростіше визначити за формулою Б. М. Плюща [97]:

$$N_{\text{пр}} = k \cdot n^{1.5}, \quad (3.2)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від частоти обертання ротора n ; при частоті обертання $n = 50 \div 200$ об/хв змінюється в межах $k = 0,031 \div 0,017$, якщо $N_{\text{пр}}$ виразити в кінських силах.

Потужність, необхідну для подолання сил тертя бурильної колони об стінки свердловини при її холостому обертанні визначають таким чином [97]:

$$N_{\text{х.об.}} = c \rho_{\text{б.р.}} D^2 L n_p^{1.7}, \quad (3.3)$$

де c – коефіцієнт, що залежить від кута викривлення свердловини;

$\rho_{\text{б.р.}}$ – густина бурового розчину;

D – зовнішній діаметр бурильних труб;

L – довжина бурильних труб.

Потужність, необхідну для руйнування гірської породи можна визначити за формулою:

$$N_{p.n.} = M_{\delta} \frac{\pi n}{30}, \quad (3.4)$$

де M_{δ} – крутний момент на долоті.

Тоді з урахуванням (3.2) – (3.4) рівняння потужнісного балансу (3.1) для механічної системи набуде вигляду [121]:

$$N_{\delta s} = kn^{1.5} + c\rho_{\delta.p} D^2 Ln_p^{1.7} + M_{\delta} \frac{\pi n}{30}. \quad (3.5)$$

На основі аналізу рівняння потужнісного балансу процесу буріння свердловини з використанням теореми про зміну кінетичної енергії механічної системи в диференціальній формі авторами [121] отримано розв'язок диференціального рівняння, що описує зміну кінетичної енергії на проміжку часу, за постійного моменту на долоті $M_{\delta} = const$:

$$T = -k \cdot C_{\delta}^{1.5} 2t^{-0.5} - c\rho_{\delta.p} D^2 LC_{\delta}^{1.7} 1,43t^{-0.7} + M_{\delta} \frac{\pi}{30} C_{\delta} \ln(t). \quad (3.6)$$

Щоб об'єктивно оцінити третю складову рівняння (3.6) потрібно знати величину моменту на долоті. Для цього необхідно наблизити проєктні умови руйнування породи до фактичних, експериментально встановити та дослідити залежність параметрів процесу різання породи від режимних параметрів буріння та величини зношення породоруйнівного інструменту.

Експериментальні дослідження є основним критерієм оцінки якості аналітичних методів розрахунку фізичних моделей і можуть проводитися як у промислових так і в лабораторних умовах. Лабораторні експериментальні дослідження є менш вартісними порівняно з промисловими, тому широко використовують при дослідженні параметрів роботи породоруйнівного інструменту та оцінюванні навантаженості КНБК.

3.1 Обладнання та засоби для дослідження роботи бурильного інструменту

Для проведення експериментальних досліджень використано стенд виконаний на базі змонтованого на рамі бурового верстата СБА-500 (рисунок 3.1 та 3.2) [83].



1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – фрикціон; 4 – коробка передач; 5 – обертач;
6 – силові гідроциліндри 7 – шпиндель обертача;

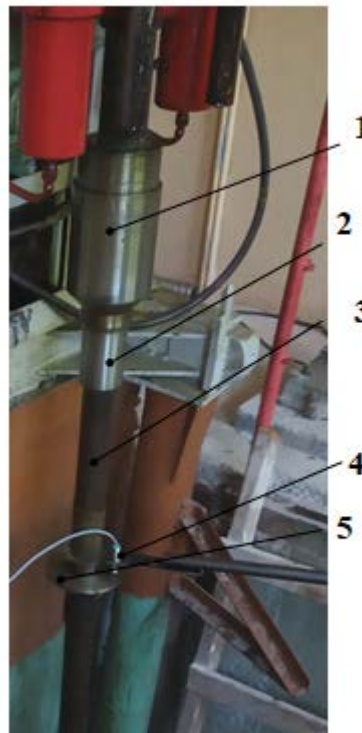
Рисунок 3.1 – Загальний вигляд бурового станда СБА-500

Буровий верстат СБА-500 має такі технічні характеристики:

- максимальне зусилля подачі інструменту вниз: 42 кН;
- максимальне зусилля подачі інструменту вгору: 60 кН;
- максимальна швидкість подачі інструменту вниз: 1,1 м/хв;
- максимальна швидкість подачі інструменту вгору: 0,8 м/хв;
- частота обертання шпинделя: 82, 131, 188, 285, 470, 680 об/хв.;
- хід шпинделя: 400 мм.

При проведенні експериментальних досліджень здійснювалось розбурювання брил пісковика. В якості породоруйнівного інструменту використано буровий різець типу РШ-140 (рисунок 3.3). Габаритні розміри та маса долота РШ-140 – $D=40-43$ мм, $L=80$ мм; $m=0,315$ кг. В якості бурильної штанги використовувалась насосно-компресорна труба зовнішнім діаметром $D = 60$ мм, товщиною стінки $\delta=5$ мм, довжиною $L = 1350$ мм та масою $m = 9,2$ кг.

До шпинделя обертача бурового стану труба приєднана за допомогою перевідника. Долото до труби приєднано за допомогою конуса Морзе з кутом конуса 7 градусів та діаметром 25 мм. В конусі виконано отвори для промивання діаметром 10 мм.



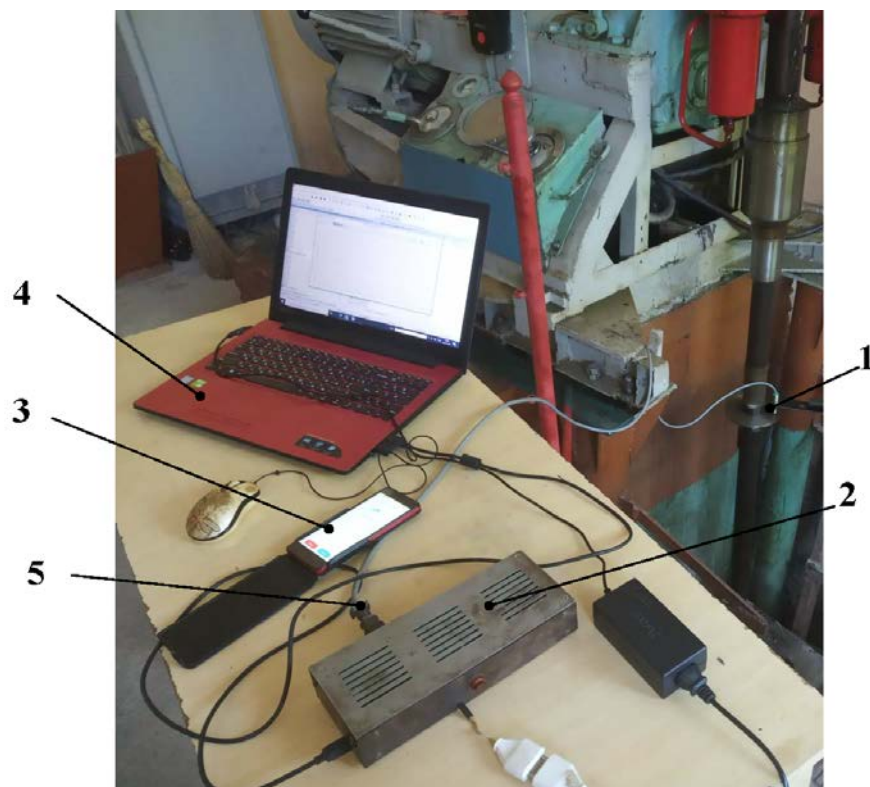
1 – шпиндель обертача; 2 – перевідник; 3 – труба;
4 – давач осьової вібрації; 5 – вимірювальна платформа.

Рисунок 3.2 – Компоновка бурильного інструменту з давачем осьової вібрації



Рисунок 3.3 – Загальний вигляд різця РШ-140

Для вимірювання вібрацій бурильного інструменту розроблено вібродіагностичний комплекс (рисунок 3.4).



1 – датчик вібропереміщення; 2 – блок первинної обробки поздовжніх коливань;
3 – секундомір; 4 – блок вторинної обробки коливань; 5 – кабелі для передачі інформації

Рисунок 3.4 – Обладнання для реєстрації коливань

Апаратна частина комплексу складається з процесорного блоку збору та первинної обробки вібросигналів, блоку вторинної обробки – портативного комп'ютера. Використання Ethernet-інтерфейсу і спеціалізованого протоколу зв'язку дозволяє приєднувати до одного портативного комп'ютера кілька однотипних блоків первинної обробки. Основним параметром, що вимірюється в ході експериментальних досліджень – осьове вібропереміщення бурильного інструменту. Діапазони зміни основних параметрів для поздовжніх коливань становлять: частота $5 \div 500$ Гц, амплітуда $1 \div 10$ мм. При виборі давача крім зазначених значень параметрів враховано цілий ряд зовнішніх факторів, умов експлуатації і принципів [3, 4, 46, 58, 86]. З метою безконтактного вимірювання вібропереміщення обрано індуктивний давач ISB A4B-43N-5-L [27], що вимірює відстань від фотодіода до поверхні вимірювальної платформи (рисунок 3.5).



Рисунок 3.5 – Давач вібропереміщень ISB A4B-43N-5-L

Давач ISB A4B-43N-5-L надійний в широкому діапазоні дії зовнішніх факторів (таблиця 3.1) та володіє високою стабільністю нормалізованого коефіцієнта перетворення при дії зовнішніх факторів. Високу міцність давача забезпечує герметичний корпус виготовлений з нержавіючої сталі. На різбову частину давача нагвинчується кріпильний елемент, що забезпечує його надійне кріплення в безпосередній близькості до об'єкта дослідження.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика давача ISB A4B-43N-5-L

Назва параметру	Розмірність	Значення
Максимальний робочий струм	мА	250±0,004
Діапазон робочих напруг	В	10...30
Спад напруги при максимальному струмі	В	<1,5
Коефіцієнт пульсації напруги	%	15
Діапазон вимірювання переміщення	мм	0,2... 10
Температурний діапазон	°С	-50...+50
Відносна поперечна чутливість	%	<5
Деформаційна чутливість	гм/мкм	<0,005
Опір ізоляції	МОм	>10000
Ємність	пФ	600-900
Кріплення	мм	M18 (10-32 UNF)
Ізоляція основи		Немає
Довжина вмонтованого кабелю	м	2
Тип роз'єму		3×10 - 32
Місце роз'єму		зверху
Матеріал корпусу		нерж. сталь
Маса	г	18
Розміри	мм	18 × 62,5

Передача імпульсів від давача до вхідного пристрою диференційного підсилювача відбувається через трьохжильний кабель. Давач вібропереміщень ISB A4B-43N-5-L працює в широкому діапазоні температур. Виконання основних елементів конструкції віброперетворювача із неферомагнітних матеріалів, забезпечує низьку чутливість давача до змінного магнітного поля, яка не перевищує 10^{-5} г/А·м⁻¹. Акустичні поля високого тиску створюють незначний вплив на вихідний сигнал давача. При рівнях сигналу біля 140 дБ на частоті 250 Гц акустична чутливість давача складає десяті долі “g”. Давач володіє малою деформаційною чутливістю, яка не перевищує величини $5 \cdot 10^{-4}$ г·м/мкм при деформації 300 мкм/м. Оптимальне відхилення в напрямі робочої осі чутливості

від напрямку пришвидшення становить $\pm 15^\circ$. При підключенні давача використовується антивібраційний малошумний кабель, регулюючи довжину та точки кріплення якого можна вимірювати вібропереміщення з різною тривалістю та частотою [31, 140].

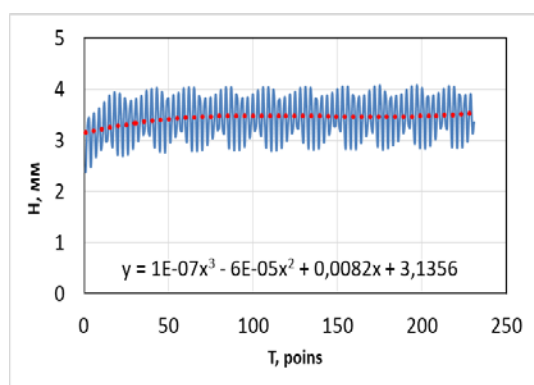
3.2 Дослідження роботи, потужності осьового навантаження та крутного моменту бурильного інструменту

Виходячи з технічних параметрів бурового верстату та відсутності повноцінного промивання вибою експериментальні дослідження проводилися при осьових навантаженнях на долото $P=2\div 8$ кН та частотах обертання: $n=82$ об/хв, $n=131$ об/хв та $n=181$ об/хв. Порядок проведення експериментальних досліджень параметрів поздовжніх коливань включав такі етапи: пуск бурового верстату та встановлення проєктних значень режимних параметрів; реєстрація осьового вібропереміщення в аналоговій формі; первинна обробка зареєстрованих параметрів та їх зберігання в цифровій формі; вторинна обробка параметрів коливань.

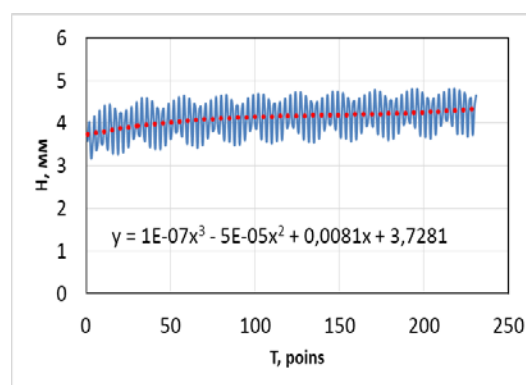
Величина осьового навантаження на долото встановлювалась та регулювалась розподільником гідравлічної системи верстата, а частота обертання бурильного інструменту – вмиканням відповідної передачі в коробці передач. За відповідних значень осьового навантаження на долото та частоти його обертання в режимі реального часу вимірювальною апаратурою здійснювалась реєстрація осьових вібропереміщень бурильного інструменту протягом 120с. В результаті проведення серії експериментів встановлено, що під час розбурювання пісковика формується вибій з характерними канавками, форма перерізу яких відповідає формі різців (рисунок 3.6). При цьому кількість складових гармонік коливального процесу є кратною їх кількості. Розбурювання пісковика супроводжується лінійним монотонним поглибленням вибою, а домінуючою в сигналі вібрації є гармоніка різання (рисунки 3.7 – 3.9).



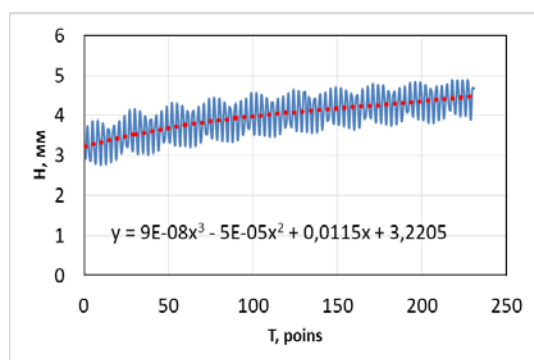
Рисунок 3.6 – Форма поверхні вибою при бурінні



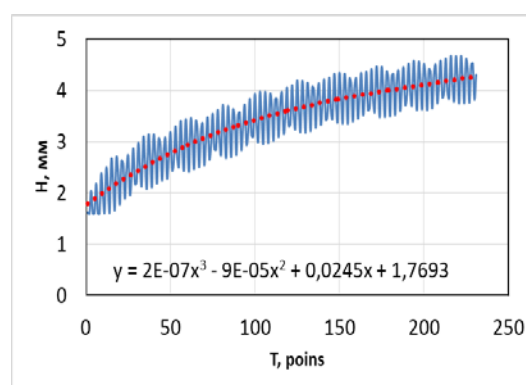
а)



б)



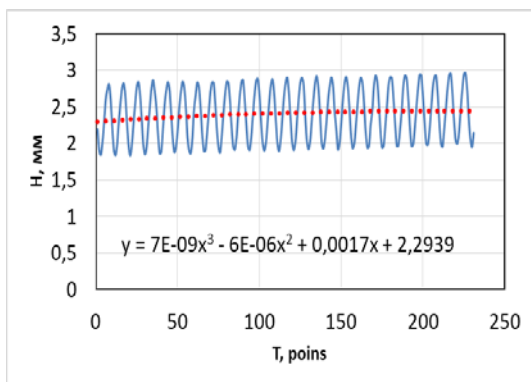
в)



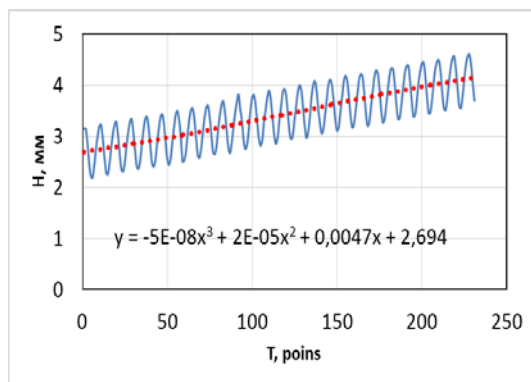
г)

а) P=2 кН; б) P=3 кН; в) P=4 кН; г) P=5 кН

Рисунок 3.7 – Поздовжні вібропереміщення $S = S(t)$ низу бурильного інструменту з функцією поглиблення вибою ($n=82$ об/хв)



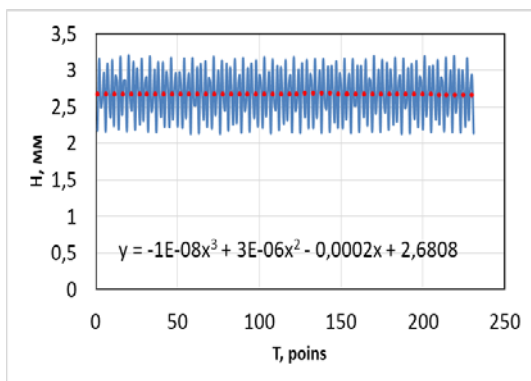
а)



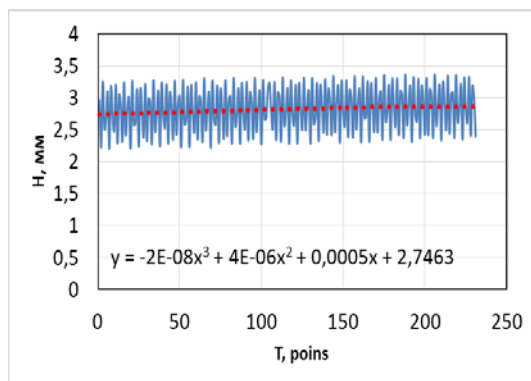
б)

а) P=4 кН; б) P=6 кН

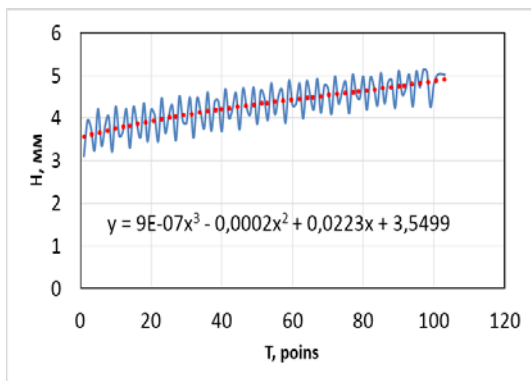
Рисунок 3.8 – Поздовжні вібропереміщення $S = S(t)$ низу бурильного інструменту з функцією поглиблення вибою ($n=131$ об/хв)



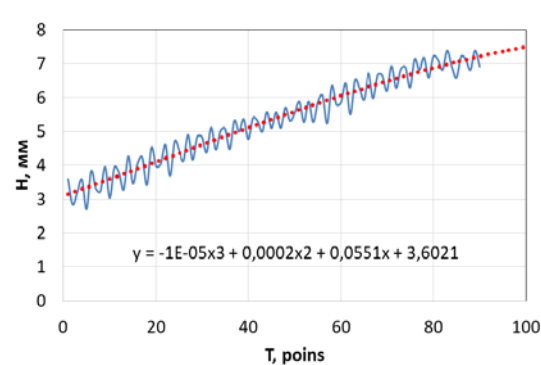
а)



б)



в)



г)

а) P=2 кН; б) P=4 кН; в) P=6 кН; г) P=8 кН

Рисунок 3.9 – Поздовжні вібропереміщення низу $S = S(t)$ бурильного інструменту з функцією поглиблення вибою ($n=181$ об/хв)

Наявність ріжучих елементів, зміщених до осі долота РШ-140, з виступом в осьовому напрямку полегшує забурювання на передачах з меншою частотою обертання, забезпечуючи при цьому більш легкі умови роботи різців, розташованих ближче до периферії. При цьому ефект взаємодії зон попереднього руйнування шарів породи істотно залежить від відстані між взаємодіючими різцями і їхніх розмірів. Значення амплітуди вібропереміщень бурильного інструменту наведено в таблиці 3.2.

Як свідчать результати досліджень, амплітуди поздовжніх коливань інструменту з новим долотом є більшими, внаслідок більшого заглиблення різців у породу і більших горизонтальних складових сил різання. Амплітуда коливань на відтинку часу 120 с не перевищує 1,5 мм, а величина поглиблення вибою – 9мм. Зменшення висоти зношеної сегментної частини різця на 1 мм спричинює зменшення амплітуди поздовжніх коливань в 1,4-1,8 рази.

Таблиця 3.2 – Амплітуда вібропереміщень бурильного інструменту

Осьове навантаження Р, кН	Амплітуда коливань А, мм					
	n=82 об/хв		n=131 об/хв		n=181 об/хв	
	Нове	Знош.	Нове	Знош.	Нове	Знош.
2	1,411	0,973	-	-	-	-
3	1,207	0,805	-	-	-	-
4	1,114	0,719	1,015	0,655	-	-
5	1,106	0,670	-	-	-	-
6	-	-	1,133	0,709	1,214	0,736
8	-	-	-	-	1,120	0,640

Основними силовими факторами, які приймають участь у руйнуванні вибою є осьове навантаження на долото та крутний момент. Продуктивність дії цих факторів на пряму залежить від стану озброєння породоруйнівного інструменту і

визначають енергетичні витрати на руйнування породи. Параметрами, які характеризують енергетичні витрати при поглибленні є механічна робота та потужність.

Механічну роботу, що виконується осьовим навантаженням в процесі буріння охарактеризуємо інтенсивністю його дії при заданому поглибленні вибою. Враховуючи, що різниця між кінцевою та початковою координатою нижнього торця долота в осьовому напрямі визначатиме величину поглиблення вибою, то роботу осьового навантаження на скінченному переміщенні можна записати таким чином:

$$A_p = \int_{S_0}^{S_i} P_i(S) dS, \quad (3.7)$$

де $P_i(S)$ – осьове навантаження на бурильний інструмент, як функція переміщення S його перерізу.

Забезпечивши в стендових умовах постійне осьове навантаження на долото P_d , його механічну роботу при певних величинах поглиблення S визначатимемо наступним чином:

$$A_p = P_d S. \quad (3.8)$$

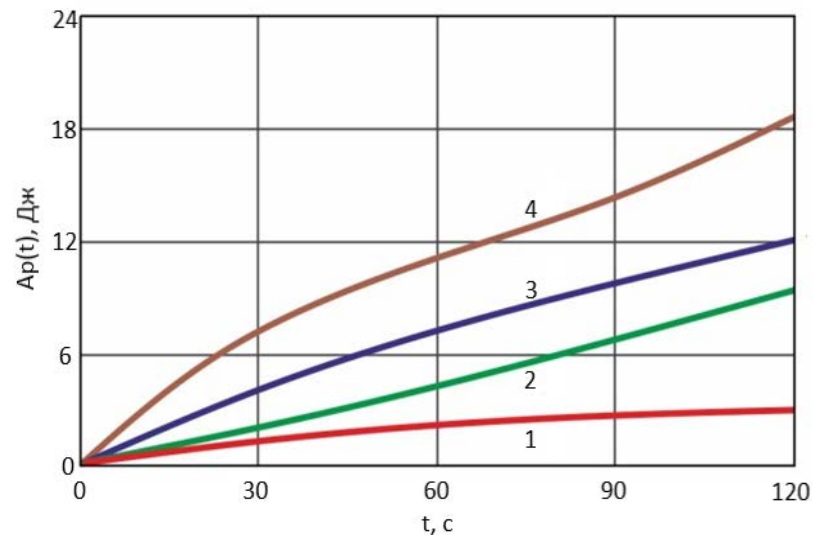
В процесі буріння величина поглиблення вибою в силу техніко-технологічних та гірничо-геологічних умов не є постійною в часі і має певний закон зміни $S = S(t)$. Зважаючи на це, виконувана постійним осьовим навантаженням робота матиме також відповідну часову залежність $A_p = A_p(t)$. Продиференціювавши функцію роботи, оцінимо потужність осьового навантаження:

$$N_p = \frac{dA_p}{dt} = P_d \frac{dS}{dt}. \quad (3.9)$$

За результатами обробки експериментальних даних визначено виконану роботу та затрачену потужність на руйнування вибою (таблиця 3.3) та побудовані їх графічні залежності від часу реалізації (рисунки 3.10 та 3.11).

Таблиця 3.3 – Виконана робота та затрачена потужність на руйнування вибою

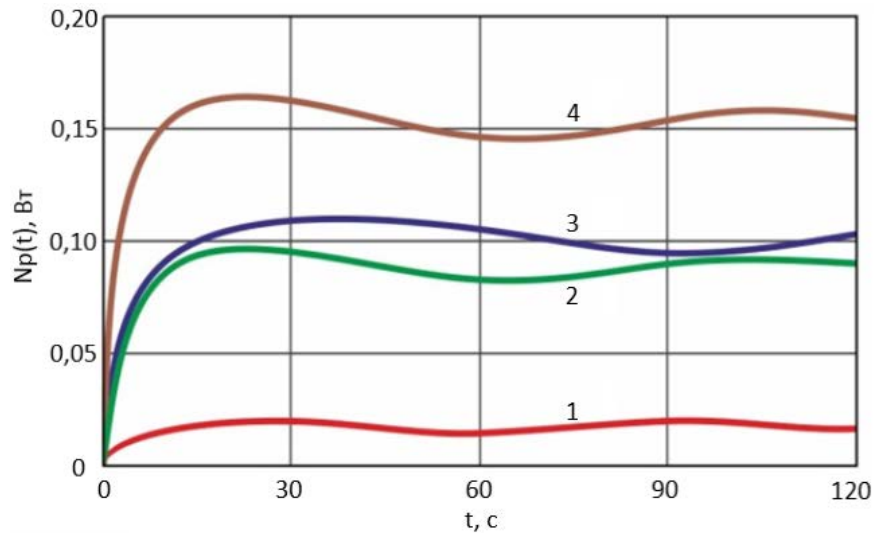
Осьове навантаження P , кН	Робота A_p , Дж		Потужність N_p , Вт	
	Нове	Знош.	Нове	Знош.
$n=82$ об/хв				
2	1,570	1,082	0,013	0,010
3	2,532	1,689	0,021	0,014
4	5,724	3,692	0,048	0,031
5	12,525	7,590	0,104	0,063
$n=131$ об/хв				
4	7,688	4,960	0,064	0,041
6	9,624	6,151	0,081	0,043
$n=181$ об/хв				
6	18,186	11,022	0,152	0,092
8	68,832	39,328	0,574	0,328



1 – $P=3$ кН, $n=82$ об/хв.; 2 – $P=5$ кН, $n=82$ об/хв.;

3 – $P=6$ кН, $n=131$ об/хв.; 4 – $P=6$ кН, $n=181$ об/хв..

Рисунок 3.10 – Графічні залежності роботи осьового навантаження від часу реалізації процесу



- 1 – $P=3$ кН, $n=82$ об/хв.; 2 – $P=5$ кН, $n=82$ об/хв.;
 3 – $P=6$ кН, $n=131$ об/хв.; 4 – $P=6$ кН, $n=181$ об/хв..

Рисунок 3.11 – Графічні залежності потужності осьового навантаження від часу реалізації

Для прикладу на рисунку 3.10 наведено графічні залежності робіт навантажень 3 кН, 5 кН і 6 кН. Як видно з рисунку 3.10, характер зміни виконуваних робіт на визначеному проміжку реалізації відповідає характеру зміни поглиблення вибою, а їх значення залежать від величини прикладеного навантаження. При частотах обертання 82 об/хв роботи осьового навантаження 3 кН і 5 кН при поглибленні вибою на 0,8 мм і 2,5 мм відповідно становлять 2,5 Дж і 12,5 Дж. Навантаження 6 кН при 131 об/хв і 181 об/хв виконує роботу відповідно 9,6 Дж та 18,2 Дж. В результаті диференціювання на основі (3.9) встановлено, що для навантажень 3 кН і 5 кН (82 об/хв.), 6 кН (131 об/хв) та 6 кН (181 об/хв.) середні значення потужностей відповідно становлять 0,02 Вт; 0,10 Вт; 0,08 Вт та 0,15 Вт. Протягом реалізації спостерігаються незначні відхилення функцій потужності відносно їх середніх значень. Другим основним корисним силовим фактором навантажування бурильного інструменту є крутний момент. Роботу та потужність крутного моменту на долоті можна визначити з використанням результатів досліджень сили різання породи АТП, які є складовими елементами долота РШ-140 [159].

На основі принципу відносності руху момент сили різання від одного різця можна виразити таким чином:

$$M_{\partial}^* = F_{\text{різ}} R, \quad (3.10)$$

де R – радіус кола різання;

$F_{\text{різ}}$ – результуюча сила різання.

Момент різання на долоті, оснащеного кількома різцями й відповідний необхідний крутний момент на привідній частині бурильного інструменту можна записати так:

$$M_{\partial} = z \cdot M_{\partial}^*, \quad (3.11)$$

де z – кількість різців, що розташовані на одному радіусі обертання.

Механічну роботу та потужність, що виконується таким моментом визначаємо за залежностями:

$$A_M = M_{\partial} \varphi; \quad (3.12)$$

$$N_M = M_{\partial} \frac{d\varphi}{dt} = M_{\partial} \omega. \quad (3.13)$$

Аналітичні залежності (3.10) – (3.13) можуть бути застосовані як для долота РШ-140 ($\varnothing 40\text{мм}$), так і для доліт більшого діаметру. Це дає можливість спрогнозувати значення моментів різання, виконуваної ними роботи, а також необхідної потужності для виконання цієї роботи за конкретних параметрів руйнування породи.

Величини робіт, що виконуються осьовим навантаженням та крутним моментом лінійно залежать від часу різання та діаметру долота. В часі ці параметри залежать від ступеню зношення різців долота. Тому врахування впливу

динамічних та конструктивних параметрів бурильного інструменту можливе шляхом розробки математичної моделі його поздовжніх та крутильних коливань.

3.3 Розробка математичної моделі впливу динамічних параметрів бурильного інструменту на величину спрацювання доліт

Рациональний вибір породоруйнівного інструменту здатний забезпечити значну економію капітальних витрат, тому оптимізація процесів буріння стимулює впровадження нових типів і конструкцій бурових доліт в тому числі PDC. Це обумовлено такими факторами [158]:

- зростання обсягів буріння долотами ріжучо-сколюючої дії;
- відсутність точних та об'єктивних методів оцінки ефективності руйнування вибою такими долотами;
- відсутність науково обґрунтованих принципів динамічного навантажування бурильного інструменту з долотами ріжучо-сколюючого типу, котрі працюють в режимі нестационарних коливань;
- відсутність узагальненого критерію оцінки ефективності динамічного процесу руйнування гірських порід долотами ріжучо-сколюючого типу.

Це обумовлює необхідність проведення комплексу теоретичних та експериментальних досліджень динаміки і кінематики бурильного інструменту оснащеного долотами ріжучо-сколюючої дії. Інформативними для встановлення параметрів руху долота, а також оцінки енергетичних витрат при поглибленні свердловини є дослідження коливальних процесів бурильного інструменту [158].

Розроблені моделі динаміки бурильного інструменту [78, 96, 131, 156] є частковими випадками єдиної повної математичної моделі з урахуванням ряду припущень. Причини виникнення та поширення нестационарних випадкових коливань інструменту можна сформулювати, виходячи з наступних міркувань.

Нестационарні збурення на долоті можуть виникати внаслідок розбурювання гірських порід, в яких перемежуються пропластки різної твердості. Цей процес

супроводжується нестационарними коливаннями бурильного інструменту, які впливають на величину осьового навантаження, крутного моменту та частоти обертання долота. При розбурюванні товщі однорідних за твердістю поріді на вибої формується виробіток з характерними канавками, кількість яких переважно кратна кількості ріжучих елементів долота. В процесі розбурювання порід різної твердості формується нетиповий вибій, хаотичний за черговістю та величиною впадин та вершин профілю [111, 156, 186]. Переміщення ріжучих елементів по такому нетиповому вибою стають першопричиною тривалих хаотичних коливань долота та КНБК. Як наслідок, є невисвітленими деякі питання, що стосуються окремих випадків нестационарних випадкових коливань інструменту, та потребують проведення додаткових досліджень.

Умовою виникнення поздовжніх автоколивань, викликаних крутильними, є рівність власних частот гармонік крутильних і поздовжніх коливань [111, 156, 188]. Зважаючи на це, можливим є моделювання процесу поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту як механічної системи із зосередженими параметрами. Подібну систему успішно застосовано у [34] для дослідження коливань бурильного інструменту, озброєного PDC долотами з нерівномірним розподілом ріжучих елементів, а також у [111] під час розбурювання анізотропних гірських порід у стендових умовах шарошковими долотами.

Теоретичне обґрунтування доцільності використання бурильного інструменту із скінченим числом ступеней вільності, озброєного долотами ріжучо-сколюючого типу, потребує розроблення нових моделей їх коливань [158]. Розглянемо бурильний інструмент, що складається з бурильної труби та долота, які виконують по два відносні рухи (рисунок 3.12). Для розроблення моделі поздовжніх та крутильних коливань механічної системи приймаємо припущення: долото 1 та труба 2 відображається у вигляді зосереджених мас m_1 і m_2 з моментами інерції J_1 і J_2 ; нехтуємо масою та інертністю обертача 3. Положення тіл системи в довільний момент часу визначають осьові x_1 , x_2 , x_3 та кутові φ_1 , φ_2 ,

φ_3 координати. Моделюємо з'єднання тіл системи пружно-демпферними елементами з жорсткостями k_1 і k_2 та коефіцієнтами демпфування α_1 і α_2 . Жорсткістю c_1 моделюємо з'єднання долота з бурильною трубою, у вигляді конуса Морзе. Нехтуємо також деформацією тіл системи, масами пружин і демпферів, дією виштовхувальної сили бурового розчину та зміною енергії коливальної системи. Вважаємо, що силовий привід забезпечує постійну кутову та осьову швидкість верхньої частини бурильного інструменту. Зважаючи на це, граничними умовами на верхній частині бурильного інструменту будуть кутові та осьові зміщення обертача бурильного інструменту.

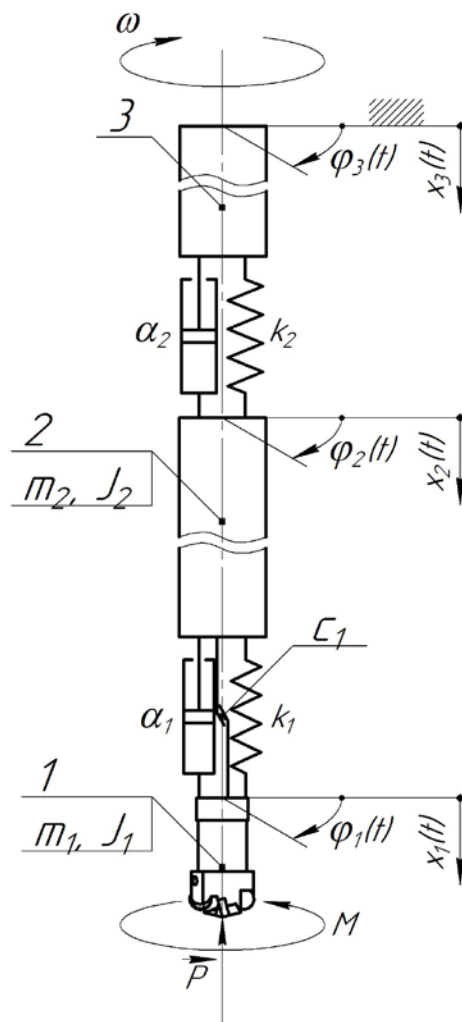


Рисунок 3.12 – Розрахункова схема бурильного інструменту

При бурінні двомасова механічна система навантажується осьовою силою \vec{P} та реактивним моментом від вибою M , що складаються з компонентів різання та тертя, можуть бути представлені такими залежностями [161, 188]:

$$P_p = zr\zeta\epsilon h; \quad (3.14)$$

$$P_{mp} = \frac{1}{2}zrl\sigma [1 + \text{sign}(\dot{x})]; \quad (3.15)$$

$$M_p = \frac{1}{2}zr^2\epsilon h; \quad (3.16)$$

$$M_{mp} = \frac{1}{4}zr^2\xi\mu l\sigma [1 + \text{sign}(\dot{x})]; \quad (3.17)$$

де z – число різців на долоті;

r – радіус долота;

ϵ – внутрішня питома енергія різання;

ζ – параметр, що визначає положення різця;

l – довжина активної (зношеної) частини різця;

μ – коефіцієнт тертя;

ξ – параметр, що характеризує інтенсивність спрацювання різців;

h – величина поглиблення вибою різцем.

З'єднання труби з долотом виконано у вигляді конуса Морзе тому накладемо обмеження щодо переміщення та кута провертання долота відносно бурильної труби:

$$\frac{x_2 - x_1}{\varphi_2 - \varphi_1} = d. \quad (3.18)$$

Поглиблення вибою за один оберт долота рівне товщині шару гірської породи, яка зрізається його різцями:

$$h(t) = x_1(t) - x_1(t - t_n). \quad (3.19)$$

За зазначених умов ідеалізуємо механічну систему (рисунок 3.12) до консервативної та описуємо її рух диференціальними рівняннями Лагранжа 2-го роду із частковими похідними [45, 81].

Рівняння Лагранжа 2-го роду, що описує рух механічної коливальної системи має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = Q_j + P\lambda, \quad (3.20)$$

де T – кінетична енергія системи;

$q = [x_1, x_2, \varphi_1, \varphi_2]$ – узагальнені координати;

Q_j – узагальнені силові фактори неконсервативного походження;

$P\lambda$ – узагальнені сили реакції в'язі;

λ – множник Лагранжа.

Кінетичну енергію механічної системи, тіла якої виконують зворотно-поступальні та обертальні рухи, подаємо як суму їх кінетичних енергій:

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2}. \quad (3.21)$$

Потенціальну енергію механічної системи представимо у вигляді суми потенціальних енергій пружин між її тілами:

$$\Pi = \frac{k_1 (x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{k_2 (x_2 - x_3)^2}{2} + \frac{c_1 (\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2}. \quad (3.22)$$

При $q = [x_1, x_2, \varphi_1, \varphi_2]$ узагальнені силові фактори неконсервативного походження, що діють на механічну систему матимуть вигляд:

$$Q_{нек} = \begin{bmatrix} -P - \alpha_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ \alpha_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \alpha_2\dot{x}_2 \\ -M \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Щоб визначити $P\lambda$ прирівняємо вираз (3.18) до нуля та продиференціюємо його за узагальненими координатами:

$$\begin{aligned} h(q) = (x_1 - x_2) + d(\varphi_2 - \varphi_1) = 0; \quad P = \frac{\partial h}{\partial q} = [1, -1, -d, d]; \\ P\lambda = [\lambda, -\lambda, -d\lambda, d\lambda]. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Для кінетичної та потенціальної енергії виразимо похідні:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial q} &= 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} &= [m_1\dot{x}_1, m_2\dot{x}_2, J_1\dot{\varphi}_1, J_2\dot{\varphi}_2]; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) &= [m_1\ddot{x}_1, m_2\ddot{x}_2, J_1\ddot{\varphi}_1, J_2\ddot{\varphi}_2]; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial q} &= \begin{bmatrix} -k_1(x_2 - x_1) \\ k_1(x_2 - x_1) + k_2(x_2 - x_3) \\ c_1(\varphi_2 - \varphi_3) \\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

Провіши ряд аналітичних перетворень, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_1 (x_2 - x_1) &= -P_p - P_{mp} + \lambda; \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha_2 \dot{x}_2 + \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_3) + k_1 (x_2 - x_1) &= -\lambda; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -M_p - M_{mp} - d\lambda; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) &= d\lambda. \end{aligned} \right\} \quad (3.26)$$

Виразимо із (3.18) кут повороту та кутове пришвидщення труби:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_2 &= \frac{x_2 - x_1}{d} + \varphi_1; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1. \end{aligned} \right. \quad (3.27)$$

Підставимо (3.27) у четверте рівняння системи (3.26), отримаємо:

$$J_2 \left(\frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1 \right) + c_1 \left(\frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1 - \varphi_3 \right) = d\lambda;$$

тоді множник Лагранжа визначатиметься за виразом:

$$\lambda = \frac{J_2}{d} \left(\frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1 \right) + \frac{c_1}{d} \left(\frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1 - \varphi_3 \right). \quad (3.28)$$

Підставивши (3.14) – (3.17) і (3.28) у перші три рівняння системи (3.26), отримаємо:

$$\begin{aligned} \left(m_2 + \frac{J_2}{d^2} \right) \ddot{x}_2 - \frac{J_2}{d^2} \ddot{x}_1 + \frac{J_1}{d^2} \ddot{\varphi}_1 + \alpha_2 \dot{x}_2 + \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \\ + k_2 (x_2 - x_3) + k_1 (x_2 - x_1) + \frac{c_1}{d^2} (x_2 - x_1) + \frac{c_1}{d} (\varphi_1 - \varphi_3) = 0; \end{aligned} \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{J_2}{d^2}\ddot{x}_2 + \left(m_1 + \frac{J_2}{d^2}\right)\ddot{x}_1 - \frac{J_1}{d}\ddot{\varphi}_1 - \alpha_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \\
& -k_1(x_2 - x_1) - \frac{c_1}{d^2}(x_2 - x_1) - \frac{c_1}{d}(\varphi_1 - \varphi_3) = \\
& = -zr\zeta\epsilon h - \frac{1}{2}zrl\sigma[1 + \text{sign}(\dot{x})];
\end{aligned} \tag{3.30}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{J_2}{d}\ddot{x}_2 - \frac{J_2}{d}\ddot{x}_1 + (J_1 + J_2)\ddot{\varphi}_1 + \frac{c_1}{d}(\varphi_2 - \varphi_1) + c_1(\varphi_1 - \varphi_3) = \\
& = -\frac{1}{2}zr^2\epsilon h - \frac{1}{4}zr^2\xi\mu l\sigma[1 + \text{sign}(\dot{x})].
\end{aligned} \tag{3.31}$$

Користуючись виразом (3.30) і (3.31) запишемо залежність для визначення довжини активної (зношуваної) частини різця, а також параметру, що характеризує інтенсивність спрацювання різця:

$$\begin{aligned}
l = & \frac{2\left[\frac{J_2}{d^2}\ddot{x}_2 - \left(m_1 + \frac{J_2}{d^2}\right)\ddot{x}_1 + \frac{J_1}{d}\ddot{\varphi}_1 + \alpha_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)\right]}{zr\sigma[1 + \text{sign}(\dot{x}_1)]} + \\
& + \frac{2\left[k_1(x_2 - x_1) + \frac{c_1}{d^2}(x_2 - x_1) + \frac{c_1}{d}(\varphi_1 - \varphi_3) + zr\zeta\epsilon h\right]}{zr\sigma[1 + \text{sign}(\dot{x}_1)]};
\end{aligned} \tag{3.32}$$

$$\xi = \frac{4\left[\frac{J_2}{d}\ddot{x}_1 - \frac{J_2}{d}\ddot{x}_2 - (J_1 + J_2)\ddot{\varphi}_1 - \frac{c_1}{d}(\varphi_2 - \varphi_1) - c_1(\varphi_1 - \varphi_3) - \frac{1}{2}zr^2\epsilon h\right]}{zr^2\mu l\sigma[1 + \text{sign}(\dot{x})]}. \tag{3.33}$$

Залежності (3.29) – (3.33) є математичною моделлю, яка описує параметри спрацювання різців долота двомасового бурильного інструменту при поздовжніх та крутильних коливаннях. Для подальших їх досліджень відносно узагальнених координат $x_1, x_2, \varphi_1, \varphi_2$ достатньо мати закон зміни хоча б однієї з них. Такі

закономірності можна отримати експериментальним шляхом, вимірюючи осьові вібропереміщення перерізу бурильного інструменту за відповідних режимних параметрів. Разом з тим, збільшення довжини та інертності бурильного інструменту у міру поглиблення свердловини, зміни умов буріння, вимагатиме отримання нових закономірностей та їх аналізу [160, 172]. Зважаючи на це, отримані аналітичні залежності потребують подальшої теоретичної та промислової апробації.

3.4 Числова модель для дослідження коливань бурильного інструменту


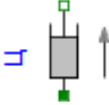
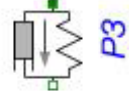
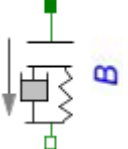
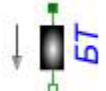
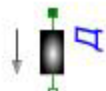


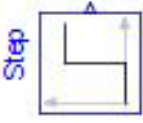
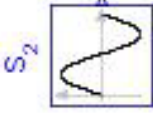
Теоретичні дослідження коливань бурильного інструменту базуються на розробці числових (комп'ютерних) моделей механічної системи, адекватність яких залежить від урахування тієї сукупності факторів, що впливають на характер руху їх ланок в реальних умовах експлуатації [6, 92, 94, 183]. Особливістю складних механічних систем є те, що їх динаміка описується, як правило, системою диференціально-алгебраїчних рівнянь. Розв'язок такої системи рівнянь, які переважно є нелінійними в аналітичному вигляді отримати досить складно, а в ряді випадків практично неможливо. Через ці та інші причини, у ході досліджень динаміки механічних систем, дедалі частіше використовуються математично-комп'ютерні та комп'ютерні моделі [6, 183]. Комп'ютерне моделювання має ряд переваг у порівнянні з натуральним експериментом, оскільки не потребує наявності реальної фізичної моделі, дорогого вимірювального обладнання, великих затрат коштів та часу [92, 94]. Сучасні комп'ютерні технології багатокomпонентного моделювання динаміки складних механічних систем базуються на використанні низки програмних комплексів [98]. Найбільш поширеними серед них є ANSYS, MSC.ADAMS, MSC.NASTRAN, LMS Virtual.lab, SimPack, TruckSim, Universal Mechanism, MapleSim, MathLab Simulink, та ін. [85, 130, 153, 177].

З огляду на розроблену розрахункову схему бурильного інструменту у пункті 3.5, числове моделювання його коливань доцільно здійснювати в програмному середовищі MapleSim. Даний програмний продукт дає можливість синтезувати та розв'язати рівняння руху механічної системи із зосередженими параметрами на базі методу динамічних жорсткостей та методу початкових параметрів [11, 44]. Дані методи найбільш поширено використовуються для довгомірних пружних механічних систем, які складаються з великої кількості послідовно з'єднаних елементів. Особливість пакета MapleSim полягає в тому, що він дозволяє здійснювати не тільки числову апробацію розроблених моделей, але й візуалізацію фізичних процесів [35]. Диференціальні рівняння модельованих процесів генеруються автоматично, на основі механічної схеми системи, і можуть піддаватися гнучкому коректуванню.

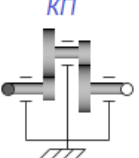

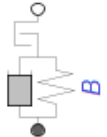

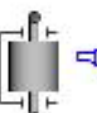


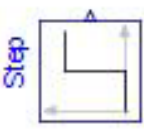
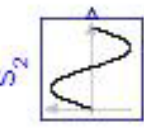
Етапи моделювання фізичних процесів в MapleSim полягають в побудові блок-схем розглянутої механічної системи, елементи якої експортуються з бібліотеки базових компонентів. Зв'язок між компонентами імітує фізичні зв'язки в реальній системі. Для побудови блок-схем числових моделей поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту здійснюємо підбір їх елементів, враховуючи при цьому кінематику поступального та обертального руху зосереджених мас системи, параметри інертності, жорсткості, демпфування, а також характер та величину навантажування.

Бібліотеку елементів моделей відображено в таблицях 3.4 та 3.5. При формуванні чисельної моделі повдздовжніх та крутильних коливань були враховані усі елементи механічної системи. Розташовані на робочому полі елементи моделі поєднуються відповідними механічними зв'язками (рисунок 3.13). Принцип побудови числової моделі базується на послідовному з'єднанні елементів моделі, починаючи з узагальненої в'язі (нерухомої точки). З врахуванням цього в процесі числової реалізації автоматично генеруються рівняння руху та силової взаємодії бурильного інструменту.

Таблиця 3.4 – Елементи, якими описується числова модель поздовжніх коливань

Назва елементу моделі	Позначення	Характеристика елемента
Буровий верстат		Нерухомий елемент механічної системи: $x_0 = 0; \dot{x}_0 = 0.$
Демпфувальний елемент гідроциліндра		Елемент, що апроксимує в'язкий опір: $F_{mp} = \dot{x} \cdot \mu;$ μ – коефіцієнт в'язкого опору
Різьбове з'єднання		Елемент, що складається з пружини та демпфера, з'єднаних паралельно: $F = k(x - x_0) + \alpha \dot{x};$ k – осьова жорсткість, α – коефіцієнт осьового демпфування.
Вибій		
Бурильна труба		Рухомі елементи моделі з відповідною початковою координатою x_0 , початковою швидкістю \dot{x}_0 та масою m .
Долото		
Осьове навантаження на долото		Елемент, який позначає різальну та тертьову складові осьового навантаження на долото \vec{F}_D .
		
		Кроковий закон: $y = \begin{cases} offset & t \leq T_0 \\ offset + height & t > T_0 \end{cases}$
		Гармонічний закон: $y = \begin{cases} amplitude \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \varphi) + offset & t \geq T_0 \\ offset & t < T_0 \end{cases}$

Таблиця 3.5 – Елементи, якими описується числова модель крутильних коливань

Назва елементу моделі	Позначення	Характеристика елемента
Коробка передач		Елемент трансмісії з відповідним передавальним числом i
Різьбове з'єднання		Елемент, що складається з пружини та демпфера, з'єднаних паралельно: $F = c(\varphi - \varphi_0) + \gamma \dot{\varphi};$
Вибій		c – крутильна жорсткість, γ – коефіцієнт крутильного демпфування.
Бурильна труба		Рухомі елементи моделі з відповідною початковою кутовою координатою φ_0 ,
Долото		початковою кутовою швидкістю $\dot{\varphi}_0$, довжиною l та моментом інерції J .
Крутний момент на долоті		Елемент, який позначає різальну та тертьову складові крутного моменту на долоті M_D
		
		Кроковий закон: $y = \begin{cases} offset & t \leq T_0 \\ offset + height & t > T_0 \end{cases}$
		Гармонічний закон: $y = \begin{cases} amplitude \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \varphi) + offset & t \geq T_0 \\ offset & t < T_0 \end{cases}$

Це дає змогу використовувати розроблену математичну модель як додатковий інструмент для дослідження параметрів коливального процесу, які не

можна зареєструвати при проведенні лабораторного експерименту у зв'язку з відсутністю повного комплексу вимірювальної апаратури.

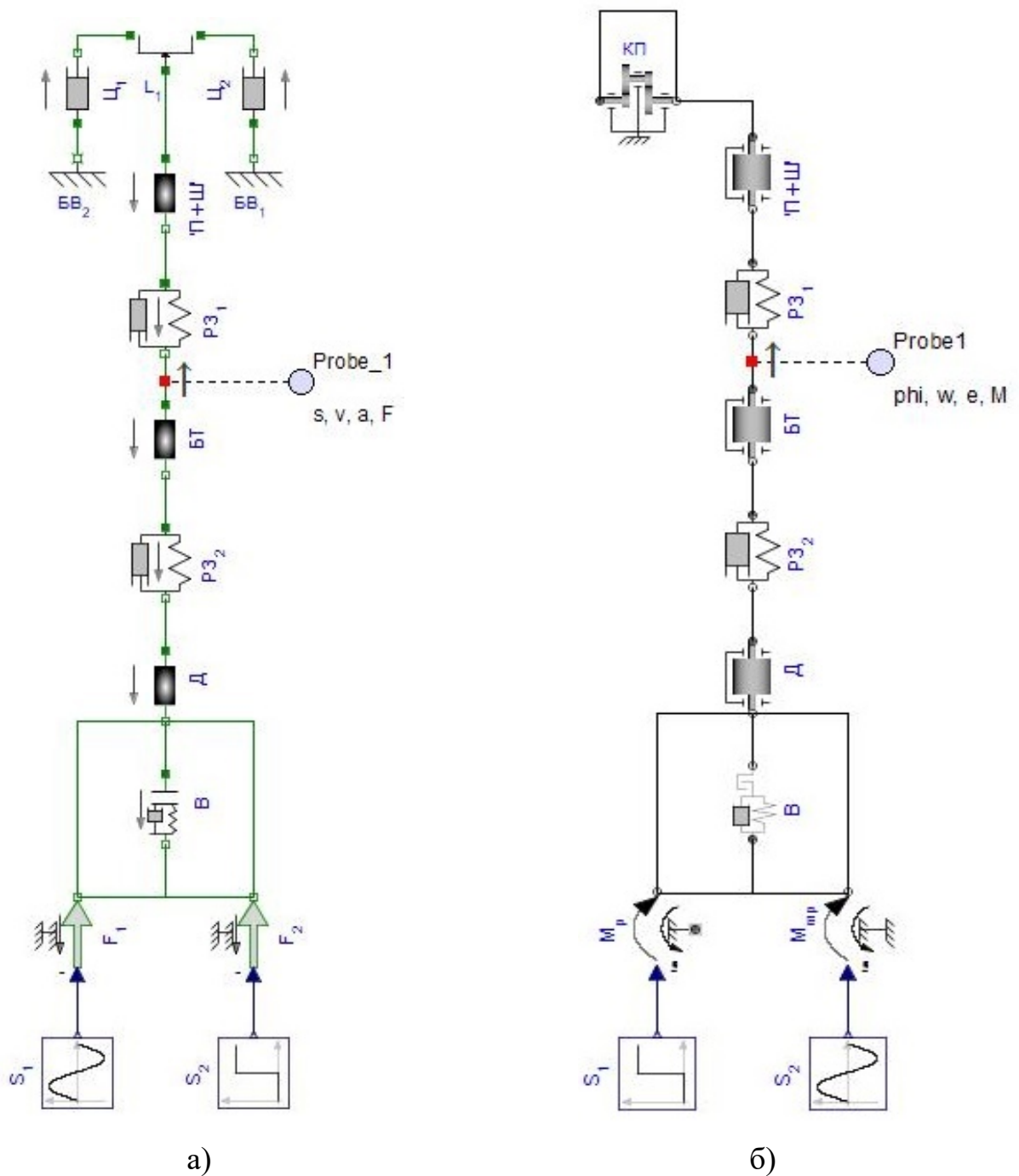


Рисунок 3.13 – Числові моделі дослідження поздовжніх (а) та крутильних (б) коливань БІ в середовищі MapleSim

Числові значення параметрів моделі задаються наступними:

- маса долота та бурильної труби відповідно: $m_1 = 0,315$ кг; $m_2 = 9,2$ кг;

- момент інерції долота та бурильної труби відповідно: $J_1 = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
 $J_2 = 0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
- жорсткість та коефіцієнт демпфування різьбових з'єднань: $k_3 = 3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$;
 $\alpha_3 = 1500 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$;
- жорсткість та коефіцієнт демпфування вибою: $k_B = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$;
 $\alpha_B = 5000 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$;
- коефіцієнт демпфування в гідроциліндрах: $\mu = 50 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$;
- передавальні числа трансмісії: $i_1 = 11,9$; $i_2 = 7,4$; $i_3 = 5,2$; $i_4 = 3,4$; $i_5 = 2,1$;
 $i_6 = 1,4$;
- амплітуда та частота збурення на долоті: $a = 5 \div 10 \text{ мм}$; $f = 2 \div 4 \text{ Гц}$.

Результатом числової реалізації побудованих моделей є переміщення s , швидкість v , пришвидшення a та осьова сила F при поздовжніх, а також кут повороту φ , кутова швидкість ω , кутове пришвидшення ε та крутний момент M при крутильних коливаннях(рисунок 3.14 та 3.15).

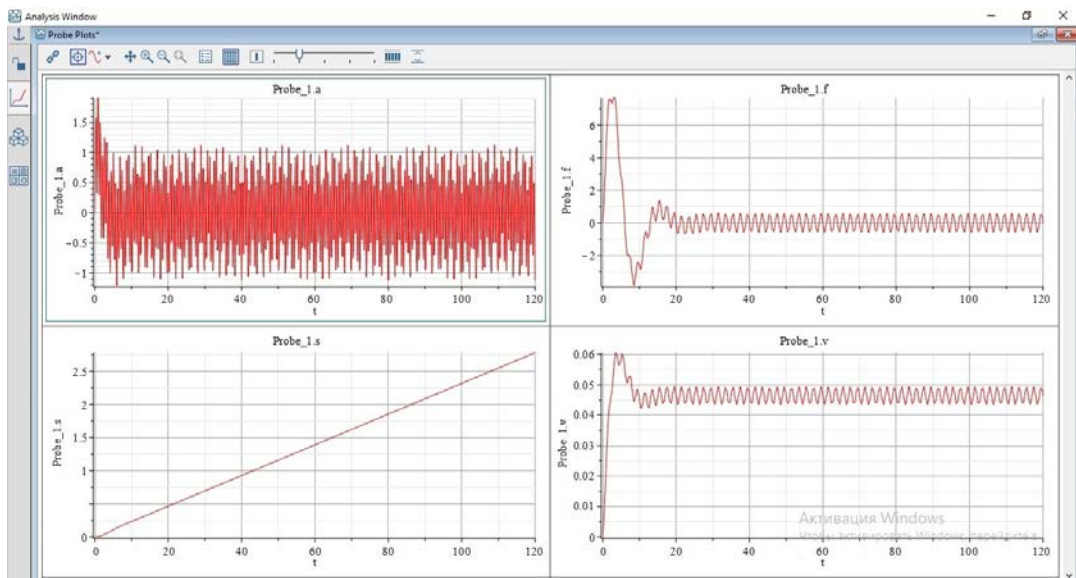


Рисунок 3.14 – Результати числової реалізації моделей поздовжніх коливань БІ в середовищі MapleSim

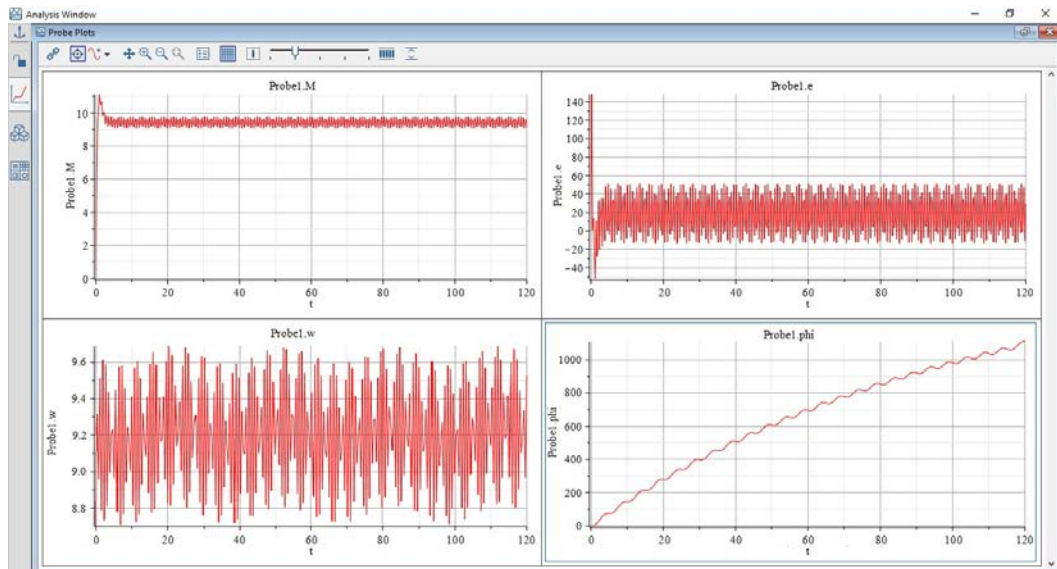


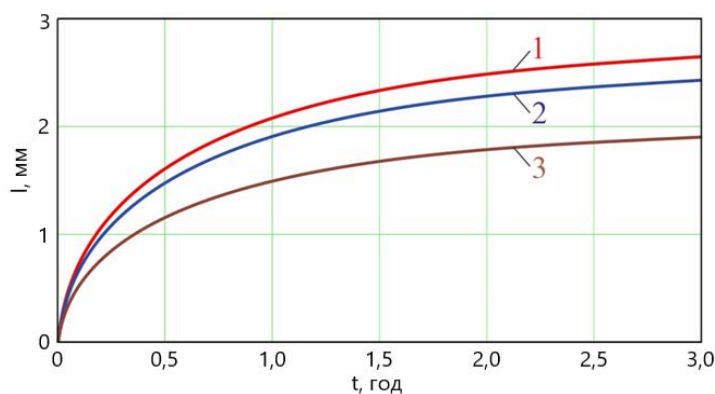
Рисунок 3.15 – Результати числової реалізації моделей крутильних коливань БІ в середовищі MapleSim

Дамо кількісну характеристику отриманих кінематичних параметрів (рисунок 3.14 та 3.15) при навантаженні 5 кН та частоті обертання $n = 82$ об/хв. Для осьових коливань з основною частотою $f = 4,5$ Гц та амплітудою $A_y = 2$ мм максимальні осьова швидкість та пришвидшення становлять: $v_{\max} \approx 0,06$ м/с; $a_{\max} \approx 1,6$ м/с². Для крутильних коливань з частотою обертання $n = 82$ об/хв та амплітудою $A_{\omega} = 0,019$ рад максимальні кутова швидкість та пришвидшення становлять: $\omega_{\max} \approx 9,7$ рад/с; $\varepsilon_{\max} \approx 147,1$ рад/с². Отримані в результаті побудови та реалізації числових моделей поздовжніх та крутильних коливань є координатами та їх похідними до отриманих аналітичних залежностей, з допомогою яких можна отримати числові значення довжини зношеної частини різця та параметру, що характеризує інтенсивність його спрацювання.

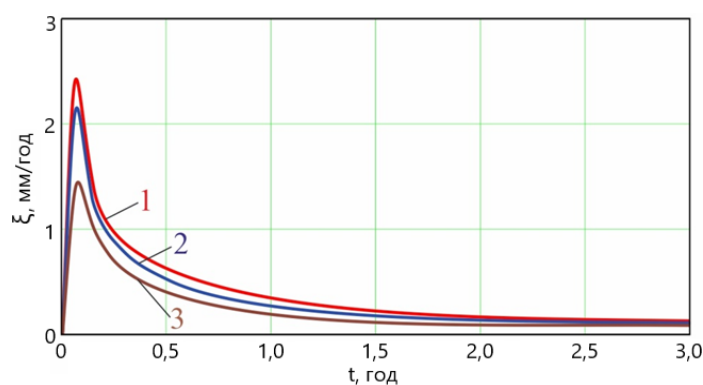
Натурним експериментом оцінити спрацювання елементів породоруйнівного інструменту від його нового стану на довготривалому часовому відтинку можна тільки для одного режиму відпрацювання, тобто за певних значень осьового навантаження та частоти обертання, оскільки на початок іншого режиму роботи АТП матиме деяке початкове спрацювання. Числові ж експерименти дають можливість оцінити спрацювання елементів

породоруйнівного інструменту, від його нового (чи будь-якого іншого довільного) стану, значну кількість разів незалежно від кількості режимів відпрацювання.

На основі результатів числового моделювання, а також параметрів долота та поглиблення вибою, проведено дослідження зміни довжини зношеної частини (хорди) різця, яка безпосередньо приймає участь у руйнуванні вибою. Дослідження проведено для режимних параметрів буріння: $n=82$ об/хв, $P=5$ кН; $n=131$ об/хв, $P=6$ кН; $n=181$ об/хв, $P=8$ кН. Як видно з рисунку 3.16 зміна довжини хорди в часі має параболічний характер. На початку експлуатації при нульовій хорді (АТП нова) питоме навантаження на породу є максимальне, що спричиняє велику інтенсивність спрацювання робочої поверхні АТП.



а)

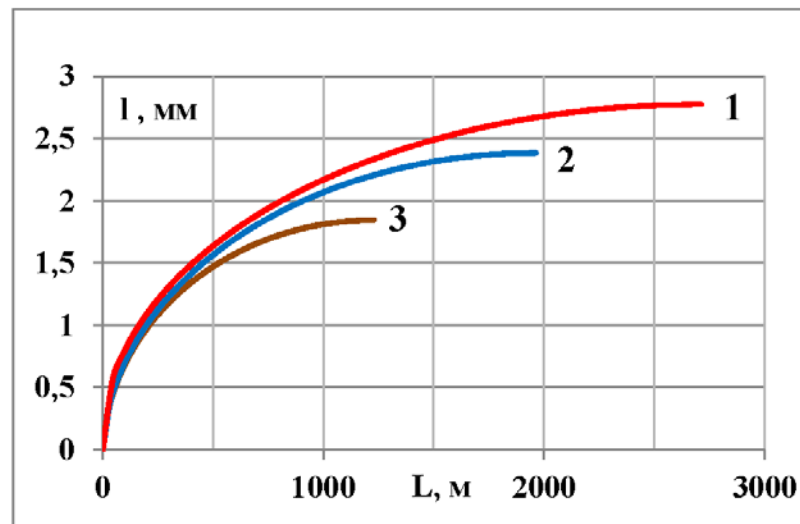


б)

1 – $n=181$ об/хв, $P=8$ кН; 2 – $n=131$ об/хв, $P=6$ кН; 3 – $n=82$ об/хв, $P=5$ кН

Рисунок 3.16 – Залежність довжини зношеної частини (а) та швидкості зношення різця (б) від часу його роботи

В середньому після 3 годин буріння новою АТП при $n=181$ об/хв, $P=8$ кН довжина її робочої поверхні становитиме 2,7 мм; при $n=131$ об/хв, $P=6$ кН – 2,5 мм; а при $n=82$ об/хв, $P=5$ кН – 1,9 мм. За цей період різець пройде орієнтовно 2710 м, 1962 м та 1228 м (рисунок 3.17)



1 – $n=181$ об/хв, $P=8$ кН; 2 – $n=131$ об/хв, $P=6$ кН; 3 – $n=82$ об/хв, $P=5$ кН

Рисунок 3.17 – Залежність довжини зношеної частини від шляху різання

Характерно, що більша довжина зношеної частини АТП відповідає більшим значенням осевого навантаження. Інтенсивність (швидкість) спрацювання є найбільшою на початку експлуатації і для трьох зазначених режимів навантаження відповідно становить 2,4 мм/год; 2,2 мм/год та 1,4 мм/год. Надалі швидкість спрацювання поступово зменшується, оскільки збільшується площа контакту спрацьованої АТП з вибоєм і тим самим зменшується її тиск на породу. Стосовно площі поверхонь спрацювання, то їх можна розглядати, як утворення додаткових площадок притуплення, що визначають питоме навантаження на різучих кромках АТП.

В залежностях (3.37) та (3.38) доданки із вібропрішвидженнями \ddot{x}_1 \ddot{x}_2 $\ddot{\varphi}_1$, а також віброшвидкостями \dot{x}_1 \dot{x}_2 є динамічними складовими навантаження і суттєво впливають на спрацювання АТП. Більш глибокий аналіз вимагає проведення спектрального аналізу коливних процесів породоруйнівного інструменту. Як

показують подібні дослідження [17, 18] у моменти настання рівності частот крутильних і поздовжніх коливань виникають передумови для їхнього спільного впливу на ріжучу поверхню АТП, що пришвидшують їх спрацювання.

Висновки до розділу 3

1. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що амплітуда поздовжніх коливань та величина поглиблення вибою для долота РШ-140 залежить від режимних параметрів буріння, властивостей розбурюваної породи, а також від геометрії озброєння. При цьому кількість складових гармонік коливального процесу є кратною числу різців долота.

2. Суттєвий вплив на енергетику процесу поглиблення вибою долотами ріжучого типу мають як поздовжні, так і крутильні коливання бурильного інструменту. При цьому необхідним є визначення впливу динамічних та конструктивних параметрів бурильного інструменту на величину спрацювання різців при обертальному та поступальному русі долота.

3. Встановлено, що зменшення висоти сегментної частини різця на 1 мм спричинює зменшення амплітуди поздовжніх коливань в 1,4-1,8 рази. При цьому її значення не перевищують 1,5 мм, а величина поглиблення вибою протягом 120 с при навантаженні 8 кН становить близько 9 мм.

4. Розроблено математичну модель визначення довжини активної (зношеної) частини різця долота, а також параметру, що характеризує інтенсивність його спрацювання для бурильного інструменту за умов поздовжніх та крутильних коливань. Отримано залежності зміни довжини зношеної частини (хорди) та швидкості зношування різця від часу його роботи. Встановлено параболічний характер зміни довжини хорди в часі. На початку експлуатації долота для нової АТП питоме навантаження на породу є максимальним і спричиняє велику інтенсивність спрацювання її робочої поверхні. Надалі швидкість спрацювання поступово зменшується, оскільки збільшується

площа контакту спрацьованої АТП з вибоєм, і тим самим зменшується її тиск на породу. Середнє значення хорди спрацювання після 3 годин буріння новою АТП при $n=181$ об/хв, $P=8$ кН становитиме 2,7 мм; при $n=131$ об/хв, $P=6$ кН – 2,5 мм; а при $n=82$ об/хв, $P=5$ кН – 1,9 мм. За цей період різець пройде відповідно 2710 м, 1962 м та 1228 м.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ КОРИГУВАННЯ РЕЖИМНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЗАСОБІВ ДЛЯ ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЇ

Долота, що працюють за принципом різання-сколювання, стали базовим інструментом бурової техніки. При цьому, долото до повного відпрацювання свого ресурсу може бути використано при бурінні декількох свердловин. Тому варто звернути увагу на необхідність врахування початкового ступеню спрацювання долота. На різних етапах використання долота існує необхідність в коригуванні режимно-технологічних параметрів буріння. Таке коригування необхідно здійснювати як при проектуванні робіт, так і безпосередньо в процесі додання. Зокрема, враховуючи ступінь зношення озброєння. Особливо актуальним це є при розробці родовищ, котрі приурочені до відносно неглибоко залягаючих продуктивних горизонтів, бурінні дегазаційних свердловин в районах видобування корисних копалин шахтним методом. Як правило, при цьому бурові роботи здійснюються з використанням маятникових компоновок низу бурильної колони найпростішої конструкції без використання дороговартісного обладнання. Зважаючи на це, виникає інформаційна невизначеність щодо умов роботи та рівня навантаженості як самого долота, так і елементів компоновок низу бурильної колони [47, 49, 50, 135].

4.1 Метод коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи компоновки низу бурильної колони з врахуванням стану озброєння долота

Забезпечення експлуатаційної надійності елементів БК можливе тільки при постійному моніторингу їх навантаженості з врахуванням впливу режимних параметрів буріння і стану озброєння долота [47, 49, 50]. Світові тенденції

вказують на те, що буріння долотами PDC характеризується кращими техніко-економічними показниками. Конструкція таких доліт забезпечує тривалий ресурс експлуатації і високі швидкості буріння. Завдяки цьому зменшується кількість спуско-підіймальних операцій. Визначальним чинником при виборі типу долота є властивості розбурюваних ним порід. Долота PDC руйнують гірську породу шляхом різання, що є набагато ефективнішим, ніж дроблення. Основна причина виходу з ладу таких доліт є їх пошкодження через ударні навантаження. Зважаючи на доцільність використання для спорудження свердловин доліт PDC необхідним є дослідження динамічних навантажень спричинених взаємодією долота з вибоєм, і зокрема, питання впливу стану озброєння долота на ефективність його роботи. Це дасть змогу запроєктувати раціональні режими буріння, розробити заходи щодо оптимізації КНБК. При цьому, першочерговим завданням є розроблення методу, який би дозволяв коригувати режимно-технологічні параметри буріння та оцінювати фактичні навантаження з метою підвищення ефективності проведення робіт та забезпечення безаварійної роботи елементів КНБК [47, 49, 50, 135].

Руйнування гірських порід при бурінні є складним процесом, в якому задіяна велика кількість факторів технічного характеру. Причому фактори ці мають стохастичну природу - це відноситься як до показників фізико-технічних і гірничо-технологічних властивостей гірських порід, так і до режимних параметрів процесу буріння. Багато факторів корельовані між собою і з різним ступенем впливають на вихідні критерії: механічну швидкість буріння, швидкість зношення озброєння і інші. Зазначені обставини істотно ускладнюють всебічну оцінку процесу руйнування гірських порід при бурінні, вимагають оптимального поєднання використання аналітичних, експериментальних і модельних методів. При обертовому бурінні заглиблення різців у породу відбувається під дією осьового навантаження. Під дією колової сили руйнування породи поширюється по всьому вибою. Одночасна дія цих сил призводить до безперервного руйнування породи на вибої спіральними шарами з дуже малим кутом нахилу [20, 159].

Для оцінки ефективності руйнування гірської породи необхідно звернути увагу на те, що: відсутні точні методи оцінки процесу, недостатньо обґрунтовано фізичний механізм динамічного вдавлювання різця долота в гірську породу, відсутні критерії міцності для всіх типів гірських порід, відсутні критерії ефективності динамічного процесу різання-сколювання гірських порід.

У практиці буріння долотами PDC заглиблення різця в породу здійснюється при обертанні долота із зменшеними значеннями осьового навантаження. Після того як різець заглибився в породу, процес його руху розглядається в горизонтальній площині, а осьове навантаження може бути збільшене. У початковий період руху різця передня грань врізається в породу, після чого в пружно-пластичних і крихких породах відбувається її сколювання. У сталому режимі роботи різця порода руйнується послідовно в двох стадіях: зминання породи – сколювання. Тому для дослідження руйнування гірської породи в системі «різець-гірська порода» необхідно враховувати чинники від «статичного вдавлювання» до «динамічного зрізання». Траєкторія руху різця долота носить експоненціальний характер, який залежить від сили різання, властивостей гірської породи і власних властивостей породоруйнівного інструменту. За розміром частинок вибуреної гірської породи можна оцінити як вдавлювання окремих елементів, так і долота.

На показники роботи доліт впливають різні фактори, основні з яких [47, 49]: осьове навантаження на долото, швидкість обертання долота, витрата промивальної рідини і фізико-механічні властивості гірських порід. В численних дослідженнях, основна увага приділялась впливу технологічних чинників (режимів буріння) на механічну швидкість проходки. В той же час недостатньо досліджено питання впливу стану озброєння долота на ефективність руйнування гірської породи, та динаміку його роботи, що обумовлює ефективність руйнування гірської породи, динамічне навантаження на елементи КНБК та бурильну колону в цілому [47, 49, 159].

На бурильну колону, в свою чергу, діють такі навантаження: осьові зусилля навантаження від власної ваги колони; осьові навантаження стискання в нижній

частині колони, спричинені прикладанням навантаження на долото; згинаючий момент, який виникає під час роботи елементів БК у викривлених ділянках свердловини; згинаючий момент, викликаний втратою стійкості і відцентровими силами під час обертання; крутний момент у процесі роторного буріння; динамічні навантаження при спуско-підймальних операціях; навантаження від різниці тиску бурового розчину всередині та ззовні БК; динамічні навантаження спричинені вібраціями БК від роботи долота і нерівномірністю подачі бурового розчину. Для визначення величини зазначених видів навантажень науковці найчастіше використовують аналітичні методи, експериментальні дослідження в лабораторних умовах і комп'ютерне моделювання [49, 50]. За їх результатами прогнозують довговічність та залишковий ресурс елементів БК. На практиці для оцінки навантажень у переважній більшості [53, 54] використовують технічні засоби та вимірювальні комплекси, які встановлюються на денній поверхні. За отриманими з їх допомогою даними проводять оцінку навантажень, що діють на глибинне обладнання. Такий підхід не дає змоги достовірно оцінити фактичні навантаження. Це пояснюється тим, що в глибинних умовах вони можуть суттєво відрізнятись від зареєстрованих на денній поверхні. Підтвердженням цього є результати випробувань конструкцій пристроїв та систем для визначення навантажень в промислових умовах [3, 30], які на жаль не знайшли широкого застосування на практиці.

Одними із широко використовуваних у практиці буріння є вимірювальні комплекси, зорієнтовані на контроль просторового положення свердловини та проведення в процесі буріння геофізичних досліджень. Як наслідок, є певний дефіцит промислової інформації, щодо фактичного стану озброєння долота в процесі довбання та навантаженості бурильної колони за певних геолого-технічних та режимних параметрів буріння. Це змушує дослідників, які займаються вирішенням даної проблеми, створювати нові конструкції пристроїв для вимірювання силових та коливальних параметрів безпосередньо в процесі буріння [48, 87, 88, 134, 135]. Однак наявність пристроїв не вирішує проблеми забезпечення ефективності ведення бурових робіт та експлуатаційної надійності

елементів БК. В цьому аспекті залишається актуальним розроблення комплексного підходу до її вирішення. Такий підхід повинен включати теоретичні засади проєктування раціональних режимів буріння та експлуатації глибинного обладнання, що є можливим за умов їх моніторингу та аналізування динаміки зміни в процесі довбання. Отримана інформація є основою для коригування, за необхідності, як режимних параметрів буріння, так і конструкції компоновки низу бурильної колони, а також оцінки наробітку, ризику відмов її елементів КНБК.

З метою підвищення ефективності ведення бурових робіт та забезпечення експлуатаційної надійності елементів БК пропонується метод [135], алгоритм реалізації якого зображено на рисунку 4.1. В основі методу лежить ідея постійного моніторингу режимно-технологічних параметрів буріння, силових і кінематичних характеристик БК, стану озброєння породоруйнівного інструменту, оцінці їхнього взаємозв'язку та впливу на експлуатаційну надійність елементів БК і КНБК зокрема. Він передбачає наявність декількох етапів.

Етап перший – проєктування раціональних режимів буріння та експлуатації глибинного обладнання. На цьому етапі, перш за все, слід провести аналіз навантажувальних факторів для конкретних умов буріння. За його результатами необхідно здійснити підбір конструкції КНБК із зазначенням типу і місця встановлення вимірювальної апаратури. Встановити оптимальні режимні параметри буріння з метою мінімізації зношення озброєння долота та вібрацій КНБК без зниження техніко-економічних показників.

Етап другий – моніторинг в процесі буріння режимно-технологічних параметрів, фактичних величин навантажень, які сприймають елементи КНБК та параметрів, що характеризують стан озброєння долота.

До прикладу, контроль за кінематичними параметрами вібраційних процесів бурильної колони можна здійснити двома способами. Перший – це спускання в колону бурильних труб глибинного пристрою для вимірювання або включення його до її конструкції. При цьому, кінематичні характеристики процесу реєструються безпосередньо у місці встановлення вимірювального засобу і відрізнятимуться від фактичних тільки на величину похибки вимірювань. Разом з

цим виникають труднощі з передаванням якісного сигналу на денну поверхню, а у випадку накопичення записів на «карту-пам'яті» неминучим є затримування одержування інформації, яке пов'язане з необхідністю піднімання пристрою на денну поверхню для її зчитування.

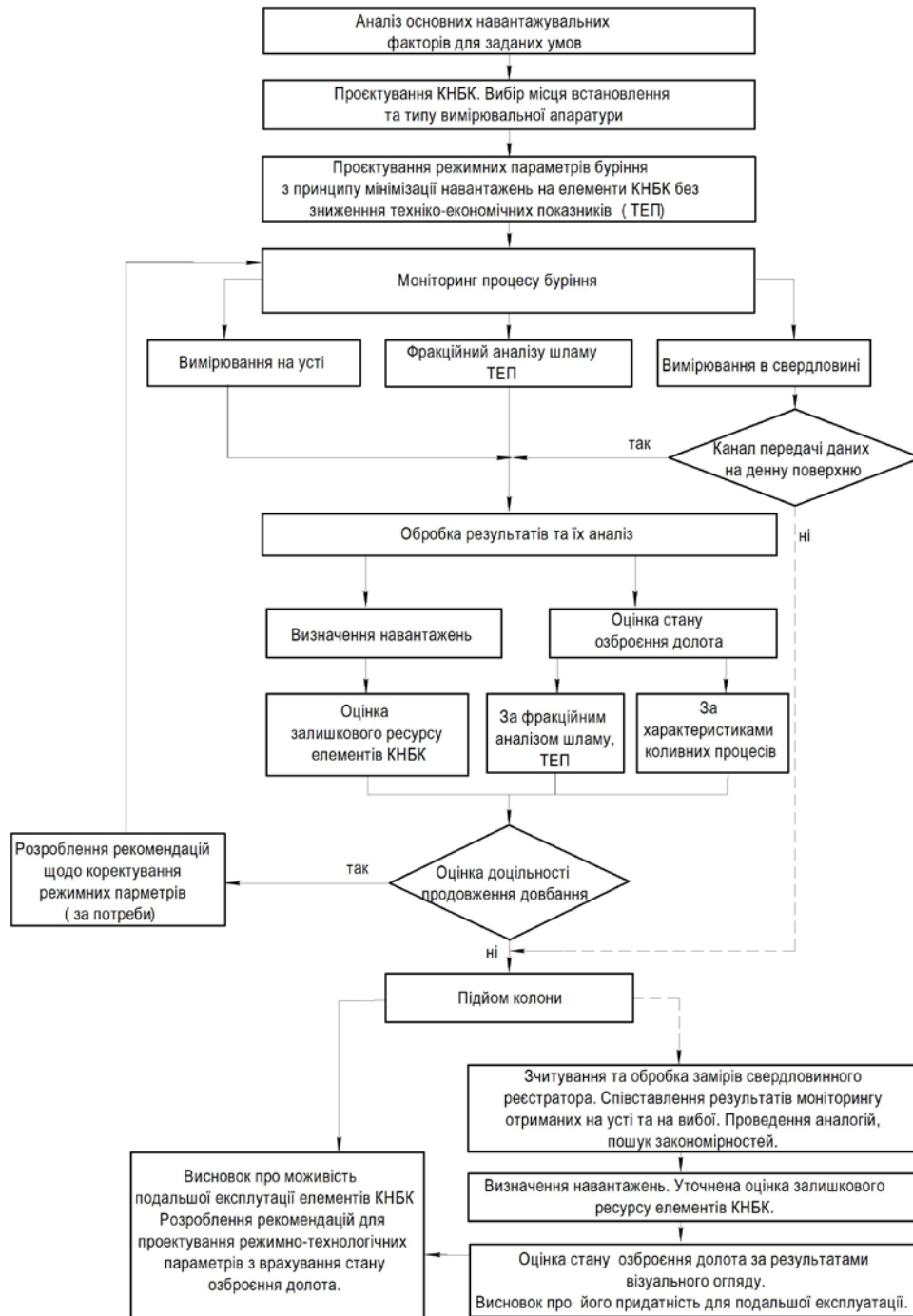


Рисунок 4.1 – Алгоритм методу коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи компонок низу бурильної колони з врахуванням стану озброєння долота

Другий спосіб – це вимірювання кінематичних характеристик коливань на усті з подальшою оцінкою вібрації глибинного обладнання за допомогою наявного математичного апарату та розроблених методик [29, 33, 77, 79]. За таких умов є можливість практично одразу здійснювати оброблення результатів, однак якісна і кількісна оцінка фактичної величини характеристик може відрізнятись залежно від методів та основних принципів переходу від замірів на усті свердловини до коливань глибинного обладнання.

Відповідно до запропонованого методу передбачається використання обох способів. Це дасть можливість більш повно та точно здійснити реєстрацію як режимних параметрів буріння, так і фактичних вібраційних навантажень.

При бурінні новим долотом за оптимальних режимно-технологічних параметрів відбувається об'ємне руйнування гірської породи. Але в міру затуплення різців PDC площа їх контакту з породою зростає, контактні напруження в породі стають меншими за її твердість на втискування, об'ємне руйнування переходить у втомне, а потім у поверхневе, тобто відбувається процес стирання. Уникнути цього можна зміною параметрів буріння в процесі довбання, у міру затуплення різців PDC. За різних геолого-технічних умов буріння зміна форми та розмірів озброєння долота при зношуванні відрізняються. Тому необхідно оцінити вплив фізико-механічних властивостей гірських порід на умови та показники роботи долота. Для цього в процесі довбання слід проводити фракційний аналіз шламу, контролювати величину механічної швидкості буріння, режимні параметри буріння, параметри коливань породоруйнівного інструменту тощо [135].

На основі аналізу отриманої поточної інформації приймається рішення про ефективність руйнування вибою, доцільність коригування режимно-технологічних параметрів буріння, продовження або припинення довбання з метою заміни долота чи уникнення поломки елементів КНБК.

У випадку використання глибинного пристрою з накопиченням записів на карту пам'яті має місце третій етап. Після закінчення довбання здійснюється підймання бурильної колони та зчитування інформації з глибинних реєстраторів.

Описується код зносу долота та визначається його придатність до подальшого використання.

Проводиться аналіз записів та здійснюється співставлення записів на усті та на вибої. Для конкретних геологічних умов, за можливості, встановлюються кореляційні залежності між заміряними параметрами та станом озброєння долота. Отримані залежності будуть використовуватись при веденні робіт за цих же умов та дозволятимуть здійснювати оцінку спрацювання долота без використання глибинного реєстратора.

Записані на вибої дані використовують для оцінки фактичного навантаження на долото та реакцій на опорно-центруючих елементах, за їх наявності. Також вони слугуватимуть вихідними даними для оцінки залишкового ресурсу трубних елементів КНБК та доцільності їх подальшого використання.

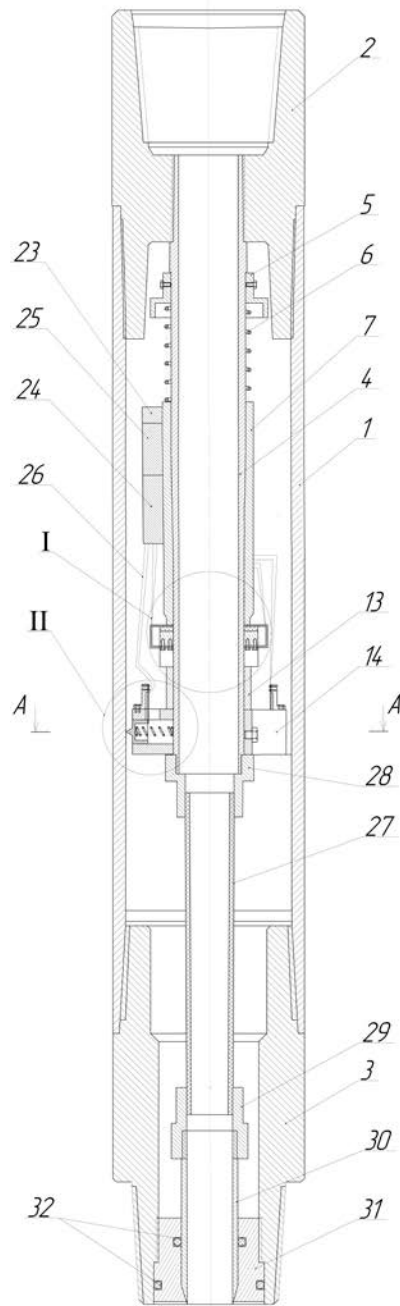
Якщо за результатами кодування долото визнано придатним до використання, то для наступного рейсу вихідні умови проектування режимно-технологічних параметрів буріння визначаються станом озброєння долота. За таким алгоритмом можна здійснювати коригування режимно-технологічних параметрів аж до повного зносу озброєння.

4.2 Удосконалення пристрою та методу оцінювання навантаженості компоновки низу бурильної колони

Ефективність ведення бурових робіт, перш за все, полягає у реалізації проектного плану робіт із забезпеченням високих техніко-економічних показників буріння у поєднанні з безаварійною роботою бурового обладнання. Одним із основних чинників, що впливає на довговічність елементів низу бурильної колони, є їх навантаженість. Тому визначення фактичних навантажень, що виникають у бурильній колоні за різних умов експлуатації, є важливим завданням. Для оцінювання навантаженості елементів бурильної колони удосконалено пристрій (рисунки 4.2) [88].



а)



б)

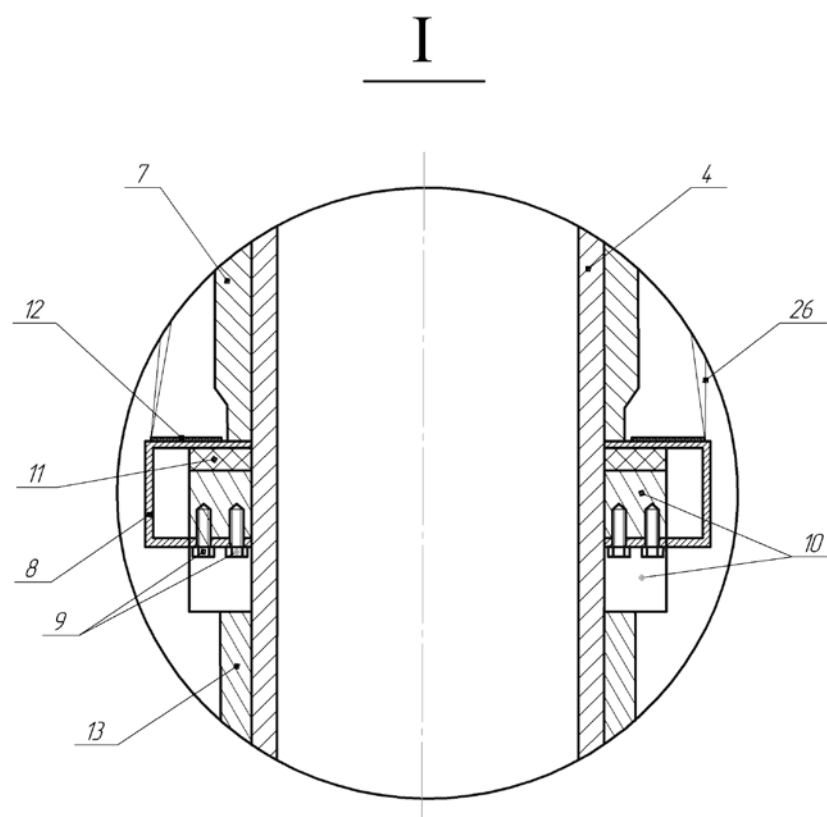
I, II – вузли реєстрації
 поздовжніх та поперечних
 деформацій відповідно;
 1 – корпус пристрою;
 2,3 – різьбові перехідники;
 4 – ніпель;
 5 – нерухома втулка;
 6 – силова пружина;
 7 – інерційна втулка;
 13 – дистанційна втулка;
 14 – платформа;
 23 – блок живлення;
 24 – аналого-цифровий
 перетворювач;
 25 – карта пам'яті;
 26 – електричні
 провідники; 27 – рукав
 високого тиску; 28, 29 –
 ущільнюючі втулки; 30 –
 наконечник;
 31 – втулка;
 32 – радіальне ущільнення

а) – загальний вигляд; б) – конструктивна схема

Рисунок 4.2 – Пристрій для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб

У відомий пристрій для вимірювання зусиль у бурильній колоні [87], що включає калібрований за міцнісними параметрами корпус, верхній та нижній перехідники, консольно зацемлений ніпель у верхньому перехіднику, вузол перетворення деформацій, блок реєстрації деформацій, було додатково введено

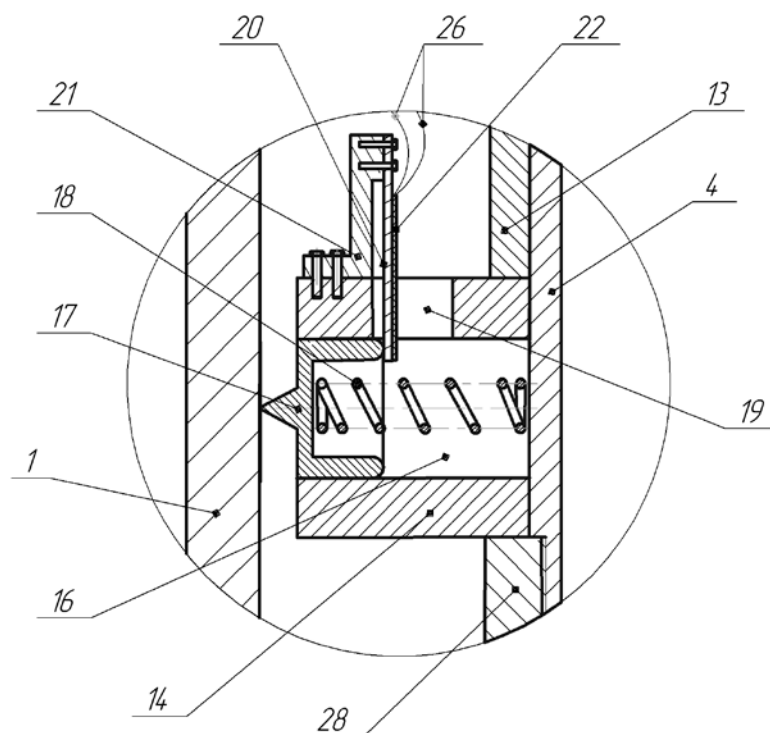
вузол перетворення деформацій пристрою [88]. Вузол виконано у вигляді розміщених між собою під кутом 120° в перерізі корпусу системи трьох тензодавачів, встановлених на консольно закріплених пружних пластинах, що взаємодіють через повзуни з внутрішньою поверхнею корпусу, а виходи тензодавачів електрично з'єднані з блоком реєстрації деформацій. Також додатково введено вузол повздовжніх переміщень у вигляді силової пружини, встановленої концентрично до ніпеля на інерційній втулці, яка взаємодіє з двома діагонально розміщеними пружними кронштейнами, на яких встановлено тензодавачі фіксування переміщень, пов'язаних відповідно, з блоком реєстрації (рисунок 4.3 – 4.5).



4 – ніпель; 7 – інерційна втулка; 8 – пружний кронштейн; 9 – гвинти;
10 – нерухома втулка; 11 – демпферне кільце; 12 – тензодавачі; 13 – дистанційна
втулка; 26 – електричні провідники

Рисунок 4.3 – Місцевий вигляд I на рисунку 4.2

II

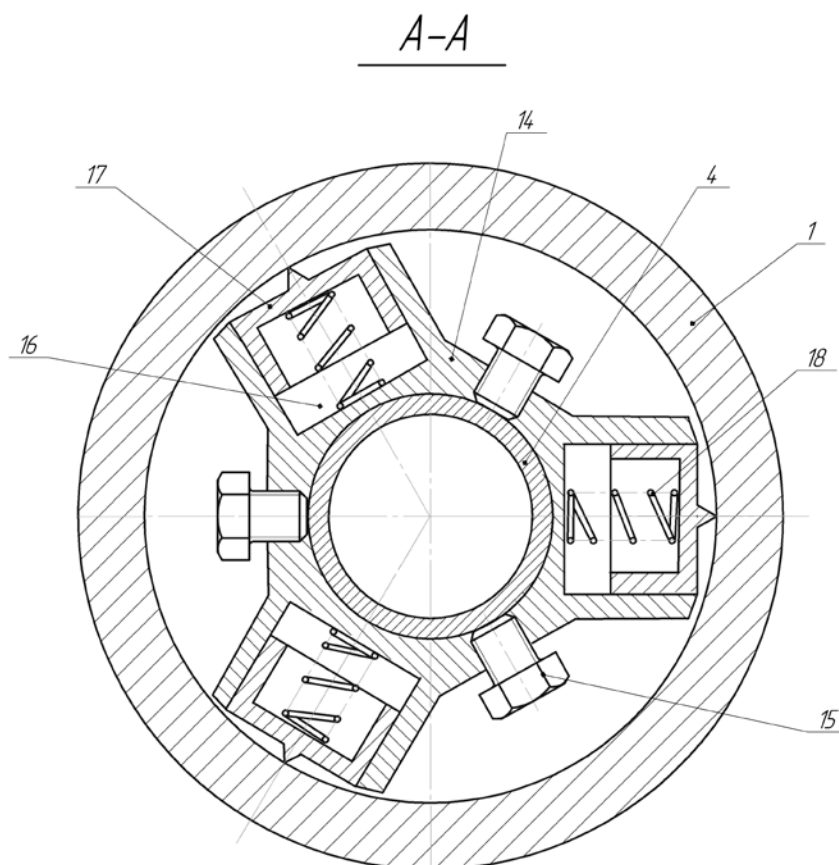


1 – корпус пристрою; 4 – ніпель; 13 – дистанційна втулка; 14 – платформа;
16 – направляючі отвори; 17 – повзуни; 18 – пружина; 19 – пази; 20 – пружні
пластини; 21 – держак; 22 – тензодавачі; 26 – електричні провідники; 28 –
ущільнюючі втулки

Рисунок 4.4 – Місцевий вигляд II на рисунку 4.2

Нижнім кінцем втулка 7 опирається на пружні кронштейни 8 (рисунок 4.3), які по діагоналі закріплені гвинтами 9 до нерухомої втулки 10. Між кронштейнами 8 і втулкою 10 вставлено демпферне кільце 11. В зоні деформації пружних кронштейнів 8 встановлено тензодавачі 12.

На нижньому кінці ніпеля 4 також закріплений вузол перетворення деформацій. Між ним і вузлом повздовжних деформацій встановлена дистанційна втулка 13. У вузол перетворення деформацій (рисунок 4.4 та 4.5) входить система з трьох тензодавачів, розміщених під кутом 120° радіально до ніпеля 4 на платформі 14, до якого вона жорстко закріплена болтами 15.



1 – корпус пристрою; 4 – ніпель; 14 – платформа; 15 – болт; 16 – направляючі отвори; 17 – повзуни

Рисунок 4.5 – Місцевий вигляд А-А на рисунку 4.2

У платформі 14 під кутом 120° виконано направляючі 16, в яких вільно переміщуються повзуни 17. За допомогою пружин 18 повзуни 17 опираються на внутрішню поверхню корпусу 1 пристрою. На платформі 14 в зоні направляючих отворів 16 виконані пази 19, крізь які вільно проходять пружні пластини 20. За допомогою держаків 21 пружні пластини 20 зафіксовані у верхній частині платформи 14. В місці деформації на пружних пластинах 20 встановлено тензодавачі 22.

На зовнішній поверхні втулки 7 закріплено блок реєстрації деформацій, до якого входять: блок живлення 23, аналого-цифровий перетворювач 24, і карта пам'яті 25. Блок реєстрації деформацій з'єднаний з тензодавачами 12 і 22 електричними провідниками 26.

Кінець ніпеля 4 з'єднано герметично через гнучкий елемент, виготовленого у вигляді рукава 27 високого тиску, і його ущільнюючих втулок 28, 29 з наконечником 30.

Порожнина пристрою надійно герметизована між нижнім перехідником 3 і наконечником 30 за допомогою втулки 31 і радіальних ущільнень 32.

У процесі буріння свердловини пристрій вмонтовують у компоновку бурильної колони в інтервалі, де необхідно визначити зусилля згину і повздовжні переміщення в її елементах.

Перед спусканням бурильної колони з пристроєм у свердловину вмикають блок реєстрації деформацій, роботу якого запрограмовано в певній послідовності.

В інтервалі інтенсивної кривизни стовбура свердловини виникають деформації згину корпусу 1 пристрою, які, в свою чергу, передаються через повзуни 17, що рухаються вздовж направляючих 16, на пружні пластини 20. Ці деформації фіксуються тензодавачами 22 і за допомогою електричних провідників 26 передаються на блок реєстрації деформацій, в якому відбувається їх опрацювання в аналого-цифровому перетворювачі 24 і запис у карту пам'яті 25.

При веденні бурових робіт виникають повздовжні коливання бурильної колони. З метою реєстрації характеру їх протікання в конструкції пристрою передбачена інерційна втулка 7, на яку передаються ці коливання. Вона взаємодіє з пружними кронштейнами 8, що з'єднані із тензодавачами 12. На блок реєстрації деформацій ці коливання передаються за допомогою провідників 26, де так само відбувається їх обробка в аналого-цифровому перетворювачі 24 і запис в карту пам'яті 25.

До системи аналого-цифрового перетворювача входять 5 тензометричних мостів, які з'єднані провідниками 26 з відповідними тензодавачами 22 вузла перетворення деформацій і вузла повздовжніх переміщень 12. Тензодавачі передають інформацію безперервно у запрограмованій послідовності в аналого-цифровий перетворювач, після обробки ця інформація записується у карту пам'яті 25. Після підймання бурильної колони з пристроєм на поверхню записані в карті пам'яті 25 дані піддаються комп'ютерній обробці та математичному аналізу.

Конструктивне виконання вузла перетворення деформацій з розміщенням системи трьох тензодавачів під кутом 120° в перерізі корпусу пристрою дає можливість контролювати в часі і просторі миттєві значення деформацій.

Блок реєстрації деформацій виконаний з використанням аналого-цифрового перетворювача, включає в себе карту пам'яті для запису отриманих даних з автоматичною комутацією режимів роботи і блоком живлення.

Аналого-цифровий перетворювач дає змогу здійснювати довготривалу обробку змінних миттєвих значень величини деформації бурильної колони, а записані на карті пам'яті результати вимірювання є базою даних для комп'ютерної обробки і проведення математичного аналізу.

Порожнину між корпусом пристрою і жорстким стволом з гнучким елементом надійно герметизовано по всій довжині між верхнім перехідником і основою нижнього перехідника.

Герметизація порожнини між корпусом і стволом пристрою гнучким елементом дає можливість підвищити працездатність всіх елементів вузла перетворення деформацій і блоку реєстрації шляхом усунення негативної дії промивальної рідини.

Водночас виконання гідроканалу циркуляції промивальної рідини по стволу з гнучким елементом, в якості якого використовується рукав високого тиску, крім герметизації порожнини в пристрої, відіграє також важливу функцію зняття впливу зусиль на ніпель у випадку деформації корпусу пристрою.

Визначення навантаженості елементів компоновок низу бурильної колони під час експлуатації, із застосуванням розробленого пристрою, можна поділити на кілька етапів. Перший етап передбачає:

- визначення найбільш небезпечних місць у свердловині, виходячи із профілю свердловини, де елементи бурильної колони теоретично піддаються найбільшим навантаженням;
- встановлення пристрою в компоновку бурильної колони;
- спускання бурильної колони з пристроєм у свердловину та проведення робіт згідно плану.

На другому етапі проводиться:

- підіймання на поверхню компоновки з пристроєм;
- від'єднання пристрою;
- зчитування з карти пам'яті даних, записаних під час рейсу.

На третьому етапі виконується аналіз даних. Виділяються дані, що відповідають характерним ділянкам профілю свердловини, обчислюються напруження та фактичні навантаження, що діяли на елементи компоновки впродовж рейсу.

Для цього необхідно встановити фактичну величину згинального моменту в перерізі, де був встановлений пристрій, скориставшись тарувальною кривою (рисунок 4.6).

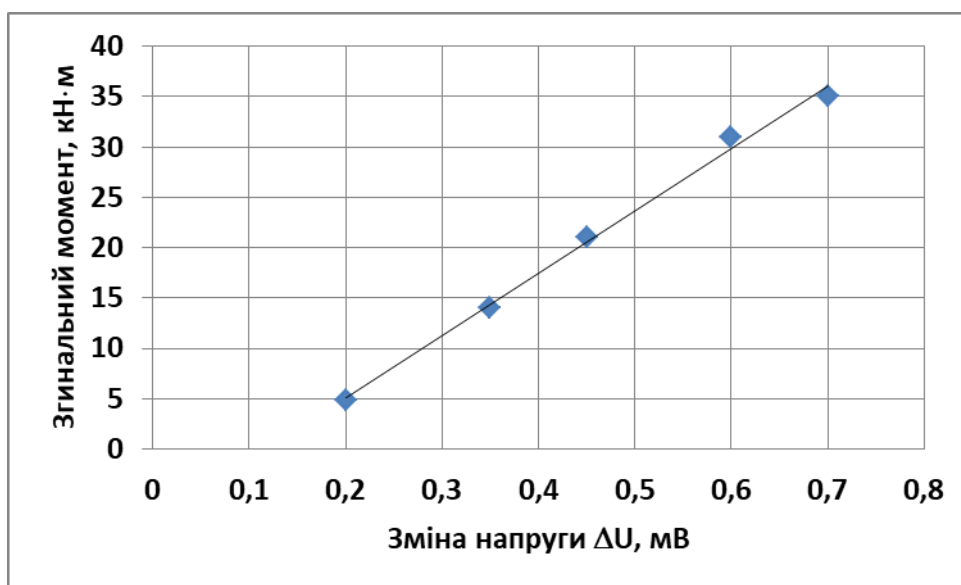


Рисунок 4.6 – Тарувальна крива для визначення згинального моменту

Як відомо, при теоретичному проектуванні конструкцій КНБК досліджують їх стійкість у стовбурі свердловини з використанням аналітичних моделей. Реалізацію моделей здійснюють різними методами: інтегрування диференціальних рівнянь пружної осі КНБК; трьох моментів; розрахунку енергії деформації КНБК та ін. Найпоширенішим з перелічених є метод інтегрування диференціальних рівнянь пружної осі КНБК. Він застосовується у статичній та

динамічній постановці як для плоскої, так і просторової форм згину КНБК [32, 51, 53]. При цьому задача зводиться до розв'язання системи диференціальних рівнянь пружної осі КНБК за відповідних граничних умов. Вихідними даними для розв'язання системи рівнянь є: осьове навантаження на долото; зенітний кут нахилу осі свердловини; густина промивальної рідини; діаметр долота та свердловини; діаметр, довжина, вага погонного метра і жорсткість на згин усіх ділянок КНБК тощо. За результатами розв'язку такої системи отримують значення невідомих величин: відхиляючої сили на долоті, реакцій на ОЦЕ, згинального моменту в перерізах КНБК, значення відстані від долота до верхньої точки контакту КНБК з стінкою свердловини та сталі інтегрування.

Для встановлення фактичних параметрів навантаженості КНБК необхідно в систему рівнянь у якості вихідних даних для розрахунку включити відому (за результатами роботи пристрою) величину згинального моменту у відповідному перерізі $y_i''(l_i) \cdot EI_i = y_{i+1}''(0) \cdot EI_{i+1} = M_{z2}$.

При проведенні оцінювання фактичної навантаженості КНБК доцільно застосувати математичну модель, в основу якої покладено диференціальне рівняння IV порядку, що описує напружено-деформований стан ділянки компоновки [51].

$$EI_i \cdot \frac{d^4 y_i}{dx_i^4} + P_i \cdot \frac{d^2 y_i}{dx_i^2} = -q_i \cdot \sin(\alpha), \quad (4.1)$$

де EI – жорсткість на згин елементів КНБК;

P_i – осьова сила на ділянці, що розглядається;

q_i – вага погонного метра ділянки КНБК;

α – зенітний кут нахилу свердловини.

Результати досліджень слугують основою для оцінювання ефективності передачі на долото осьового зусилля та навантаженості ОЦЕ. Також отримані з допомогою пристрою записи є вихідними даними для розрахунку залишкового

ресурсу КНБК та оцінювання доцільності подальшого використання бурильного інструменту.

Також здійснюється аналіз параметрів коливального процесу на різних етапах рейсу, особливу увагу приділивши безпосередньо процесу механічного буріння. Вважаємо, що функція спрацювання долота є монотонною та має постійно зростаючу компоненту. Такою компонентою може бути один з геометричних розмірів озброєння долота. Монотонна зміна такого геометричного розміру в процесі руйнування вибою незворотно призводить до зміни характеру контакту озброєння з вибоєм – процес різання поступово заміщується процесом тертя. Внаслідок цього змінюється характер силового та кінематичного збурення на долоті, а надалі і параметри коливань бурильного інструменту, визначальними серед яких є амплітуда та частота коливань. Спрацювання долота впливає на параметри коливань (амплітуда, частота) в частотних діапазонах, пов'язаних з частотою обертання долота та частотою врізання зубців у породу. Орієнтуючись на джерела [13, 25, 82, 173] можна сказати, що частота обертання долота знаходиться в області низькочастотних коливань 2-20 Гц.

Реєструючи з використанням пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб поздовжні коливання поблизу долота, отримуємо часову функцію. Коливальний процес у такому вигляді не піддається математичному опису в часовій області. З прийнятною для практики точністю коливальний процес описується у частотній області. Перехід з часової області в частотну область здійснюється за допомогою алгоритму перетворення Фур'є. При переході в спектральну область від незалежних одиниць часу переходять до величини оберненої часу, до частоти. Цю процедуру досить ефективно проводять за допомогою автоматизованого програмного середовища MathLAB, MathCAD. Тоді спектральну обробку коливальних процесів з врахуванням рекомендацій [13, 25, 82, 173] можна виконати в такому порядку.

1. Розрахунок інформативних частот, їх гармонік та субгармонік (кратних частоті обертання долота) і формування з них множини.
2. Формування множини амплітуд гармонік та субгармонік.

3. Обчислення спектра коливань з допомогою прямого дискретного перетворення Фур'є.

4. Виділення зі спектра інформативних частот з ненульовою амплітудою та строгих максимумів.

5. Аналіз амплітуд і частот спектра.

Для якісного та кількісного аналізу коливань згідно рекомендацій [62] доцільно використовувати інформативну ознаку – площу спектра. Можна визначити площу як усього спектра, так і його частини у визначеному частотному діапазоні. Оцінку площі спектра виконують чисельним інтегруванням амплітуди $A(f)$ за дискретними частотами методом Сімпсона (методом парабол):

$$S = \int_0^{f_{sp}} A(f) df, \quad (4.2)$$

де $A(f)$ – амплітуда коливань;

f – частота коливань;

f_{sp} – гранична частота.

В залежності від кількості гармонік та величин амплітуд площу спектру (4.2) можна визначити таким чином:

$$S = \frac{h}{3} (A_0 + 4A_1 + 2A_2 + 4A_3 + \dots + 2A_{n-2} + 4A_{n-1} + A_n), \quad (4.3)$$

де A_i – амплітуда i -ої гармоніки ($i=0,1,2,\dots,n$);

h – крок дискретизації.

Якщо випадковий процес є ергодичним, то для повної характеристики достатньо мати лише його одну теоретично необмежену в часі реалізацію. Такою реалізацією може бути коливальний процес, зареєстрований при бурінні інтервалів свердловин у промислових умовах.

У міру зношення різця збільшується площа його контакту з гірською породою. Відповідно знижується величина питомого контактного навантаження в парі «різець-гірська порода».

Площу затуплення різця в процесі буріння можна визначити за формулою [16]:

$$S_{зат} = F \cdot L \quad (4.4)$$

де F – товщина алмазного шару різця;

L – довжина ріжучої частини алмазного шару.

Довжину ріжучої частини алмазного шару різця із врахуванням його зношування по висоті визначаємо, виходячи з його геометричних розмірів:

$$L = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot h - h^2}, \quad (4.5)$$

де R – радіус PDC;

h – величина зношення PDC по висоті.

Тоді питоме навантаження визначаємо за формулою:

$$p_{пит} = \frac{P_{\partial}}{z \cdot S_{зат}}, \quad (4.6)$$

де $p_{пит}$ – питоме навантаження;

P_{∂} – навантаження на долото;

z – кількість робочих різців у долоті.

Для забезпечення об'ємного руйнування породи необхідно щоб величина питомого навантаження була більшою, ніж твердість породи за штампом $P_{пит} > P_{ит}$. Виходячи з цієї умови проектується програма коригування осьового навантаження на долото з врахуванням зношення його озброєння. З метою уникнення руйнування породи в режимі стирання та недопущення

перевантаження елементів низу бурильної колони регламентується допустиме зношування різців по висоті для конкретних геолого-технічних умов буріння.

4.3 Промислова апробація методу та конструкції пристрою

Як уже зазначалось, ресурс доліт PDC дає змогу використовувати їх при бурінні декількох свердловин. Особливо характерним це є при розробці родовищ, котрі приурочені до відносно неглибоко залягаючих продуктивних горизонтів, бурінні бокових стовбурів та дегазаційних свердловин в районах видобування корисних копалин шахтним методом. Типовим прикладом такого родовища є Кадобнянське. В геоструктурному відношенні Кадобнянське родовище приурочене до центральної частини Косівсько-Угерської підзони Більче-Волицької зони Передкарпатського прогину. Кадобнянська структура по доорогенній поверхні представляє собою антикліналь з двома склепіннями: південно-західним та північно-східним, що оконтурюються ізогіпсою мінус 600 м і амплітудою до 150 м.

Геологічний розріз представлений відкладами юри (пористі пісковики потужністю до 145 м), верхньої крейди (відклади сеноману, турону, сантону і кампану) і міоцену (баранівські відклади потужністю 10-15 м). Косівська світа потужністю 20-150 м складена глинистою товщею з прошарками пісковиків, дашавська світа нижнього сармату – глинистою товщею з прошарками і лінзами пісковиків, алевролітів, туфітів, потужність 0 – 800 м.

Поклади газу пов'язані з піщано-алевролітовими пачками нижнього сармату (дашава) і верхнього тортону (баден) на глибинах 230 – 850 м. Ці відклади літологічно невитримані по площі, мають неповсюдне поширення. Продуктивні об'єкти представлені невеликими лінзами. Відкрита пористість колекторів змінюється від 6,6 до 20%. Ефективні потужності коливаються в межах від 2,3 до 5,5 м. Газоносні лінзи нерівномірно чергуються з водоносними і відділені від них пропластками аргілітів потужністю до декількох десятків метрів. Незважаючи на

те, що родовище залучене до промислової розробки доволі давно на ньому і на даний час проводяться геологорозвідувальні роботи. Метою цих робіт є – розвідка покладів природного газу в баденських, сарматських та тортонських відкладах.

Промислові випробування проводились на свердловині №28 Кадобнянського родовища з проектною глибиною 890 м. Розріз свердловини складають четвертинні відклади (інтервал 0-24 м), сарматські (24-750 м) та баденські (750-890 м). Інформацію про фізико-механічні властивості гірських порід представлено в таблиці 4.1.

У розрізі свердловини передбачається розкриття декількох газових горизонтів. Зокрема, в сарматських відкладах в інтервалах 400-410 м та 700-710 м, та баденських – 750-760 м та 830-850 м. Очікуваний дебіт становить до 15000 м³ в добу. Відносна густина газу за повітрям 0,65.

Відповідно до проекту на ведення бурових робіт запроєктовано конструкцію свердловини, яка передбачає спуск направлення діаметром 324 мм на глибину 30 м, кондуктора (Ø245 мм) на глибину 190 м та експлуатаційної колони (Ø146 мм) на глибину 890 м. Буріння здійснюється роторним способом долотами діаметром 393,7; 295,3 та 215,9 мм відповідно. Проектні режимні параметри буріння відображені в таблиці 4.2.

Випробування пристрою проводилось в інтервалі 190-400 м за режимних параметрів: $\gamma = 1,1-1,12 \text{ г/м}^3$, $P_d = 8-10 \text{ т}$, $n = 60-70 \text{ об/хв}$.

При бурінні використовувалась наступна компоновка низу бурильної колони: долото PDC 215,9 FG-5; 10КСИ-215,9 СТКн; ОБТ 165/71 (9,2 м); 10КСИ-215,9 СТКн; ОБТ 165/71 (9,2 м); пристрій (1,1 м); ОБТ 165/71 (55,2 м).

В ході проведення випробувань за допомогою наземних вимірювальних засобів у процесі буріння контролювали осьове навантаження на долото, крутний момент на роторі, частоту обертання, витрату промивальної рідини, тиск на стояку. За результатами аналізування та оброблення записів, отриманих на усті, встановлено відсутність аномальних пікових значень режимно-технологічних параметрів.

Таблиця 4.1 – Фізико-механічні властивості гірських порід

Індекс стра- графіч- ного підроз- ділу	Інтервал, м		Коротка назва гірської породи	Пористість, %	Проникність, мД	Глинистість, %	Карбо натність, %	Твердість, МПа	Розшарування породи	Абразивність	Категорія породи за промис- ловою класифі- кацією (м'яка, середня і т.п.)
	від (верх)	до (низ)									
Q	0	24	Суглинок	25	50	75	2	52	1	12	М'яка, середня
N _{1sm}	24	750	Гравій	5	15			52	1	0,8	М'яка, середня
			Алевроліт	8	40	35	25	195	3	24,8	Середня
			Пісковик	19	50	25	20	183	3	26,3	Середня
N _{1bd3}	750	890	Аргіліт	3	10	75	15	103	3	18	Середня
			Пісковик	19	50	25	20	183	3	24,8	Середня
			Алевроліт	8	40	35	25	200	3	20,0	Середня
			Аргіліт	3	10	75	15	115	3	13,8	Середня

Таблиця 4.2 – Режимні параметри буріння

Інтервал, м		Вид технологічної операції	Режими буріння		
від (верх)	до (низ)		осьове навантаження, тс	швидкість обертання, об/хв	продуктивність бурових насосів, л/с
2	30	Буріння	3-6	80-60	до 25
20	30	Розбурювання	до 3	60-50	до 12
30	190	Буріння	4-6	80-60	до 25
170	190	Розбурювання	до 4	60-50	до 12
190	890	Буріння	8-10	40-70	до 25
870	880	Розбурювання	до 4	40-50	до 12
		Відбір керна *	8-10	40-50	4-8

Для оцінювання ефективності буріння здійснювався розрахунок механічної швидкості буріння та візуальний огляд шламу на віброситах. Так, на початку рейсу механічна швидкість буріння становила 18,2 м/год, наприкінці рейсу її величина дещо знизилась і складала 17,1 м/год, що є прийнятним. Огляд шламу на ситах також підтвердив ефективність руйнування вибою.

Зважаючи на це, можна дійти висновку, що бурильний інструмент працював в умовах оптимального навантаження. Відбувалось об'ємне руйнування вибою, що забезпечило велику механічну швидкість буріння. Такий режим роботи обладнання можна пояснити, перш за все станом озброєння долота, правильно запроєктованими режимами буріння, а також відсутністю в розрізі суттєво відмінних за твердістю порід, які б спричиняли нерівномірне обертання долота, надмірні вібрації і, як наслідок, збурювали резонансні коливання в бурильній колоні. Що ж стосується зменшення механічної швидкості буріння, то воно зумовлене незначним зношенням озброєння долота, про що й свідчить його візуальний огляд і кодування зносу. В периферійній частині торцевого озброєння різці зносились по висоті на 0,9 мм, в центральній частині величина зношення становила 0,3 мм.

З метою оцінки продовження буріння в наступному інтервалі за тих же

режимно-технологічних параметрів та забезпечення ефективного руйнування гірської породи побудовані залежності впливу висоти зношення різця долота PDC 215,9 FG-5 на величину питомого навантаження (рисунок 4.7). Як видно з отриманих результатів, достатнє для об'ємного руйнування породи питоме контактне навантаження буде забезпечено при осьовому навантаженні 80 кН за умови зношення різця по висоті не більше ніж на 4 мм. Оскільки знос озброєння – 0,9 мм, прийнято рішення про буріння наступного інтервалу без зміни режимних параметрів.

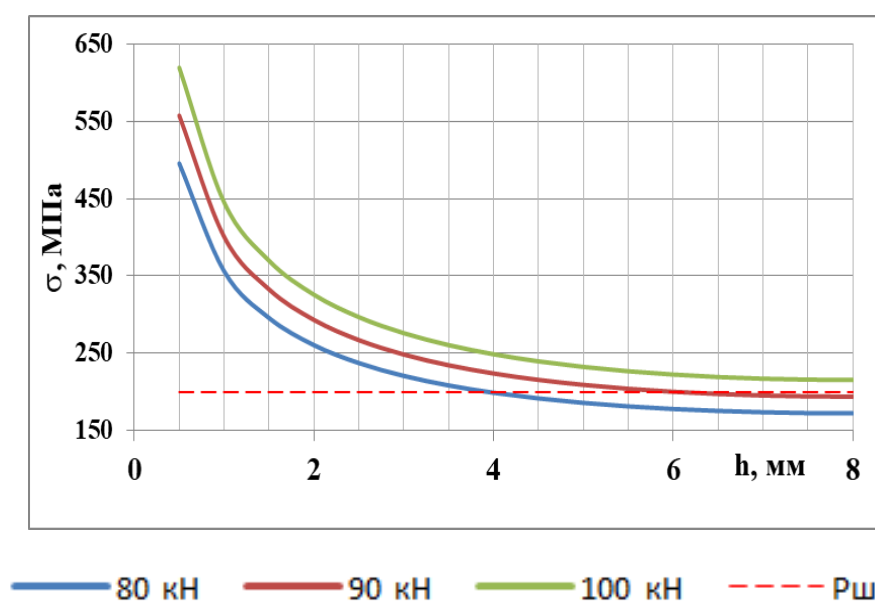


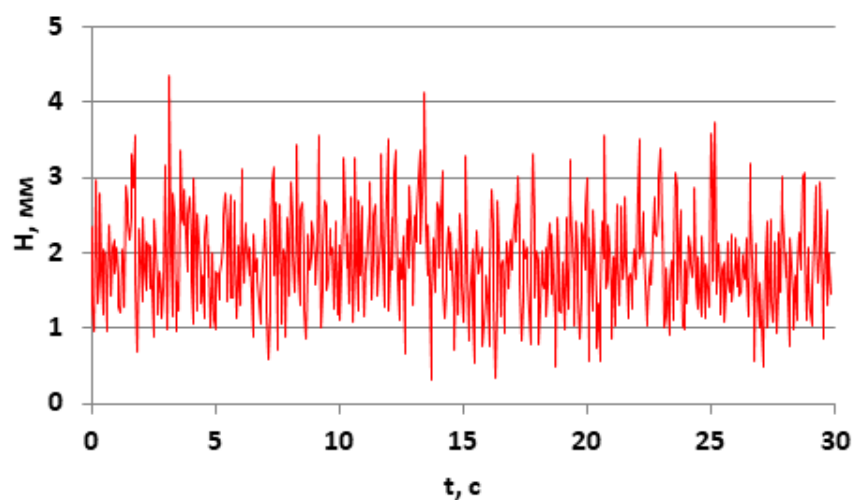
Рисунок 4.7 – Залежність впливу висоти зношення різця PDC (\varnothing 16 мм) на величину питомого контактного навантаження

Що ж стосується моніторингу безпосередньо у свердловині, то за результатами рейсу отримали записи деформації корпусу пристрою, що характеризує згинальний момент в його корпусі та коливань інерційної втулки, яка відображає вертикальні коливання компоновки.

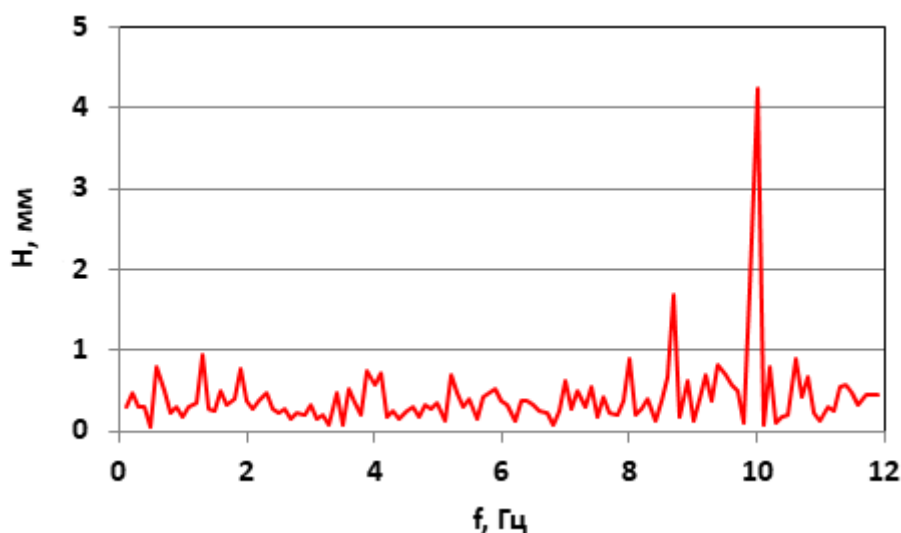
За допомогою тарувальної кривої визначили величину згинального моменту в перерізі встановлення пристрою – 2,3 кНм. За результатами контрольного розрахунку встановлено фактичну величину осьового навантаження на долото – 75 кН та реакції на калібраторі – 215 Н. За проектного розрахунку ($P_d=80$ кН)

величина реакції на калібраторі – 256 Н.

Результати вимірювання на початку та в кінці рейсу, а також амплітудно-частотні характеристики поздовжніх коливань низу бурильного інструменту в цих точках відображені на рисунку 4.8 та 4.9. Початок інтервалу вимірювання у наддолотній частині колони на глибині 190 м, де почало працювати нове долото, кінець інтервалу вимірювання на глибині 400 м, де долото було вже частково зношене.

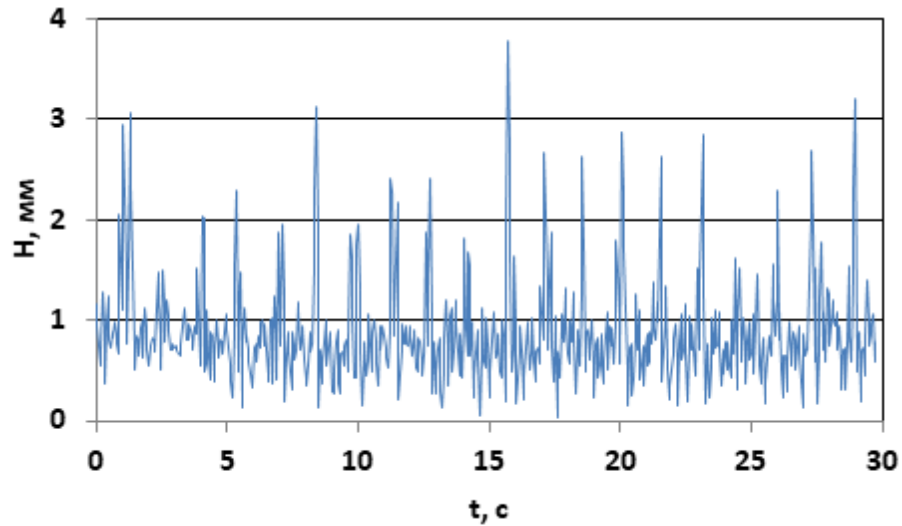


а)

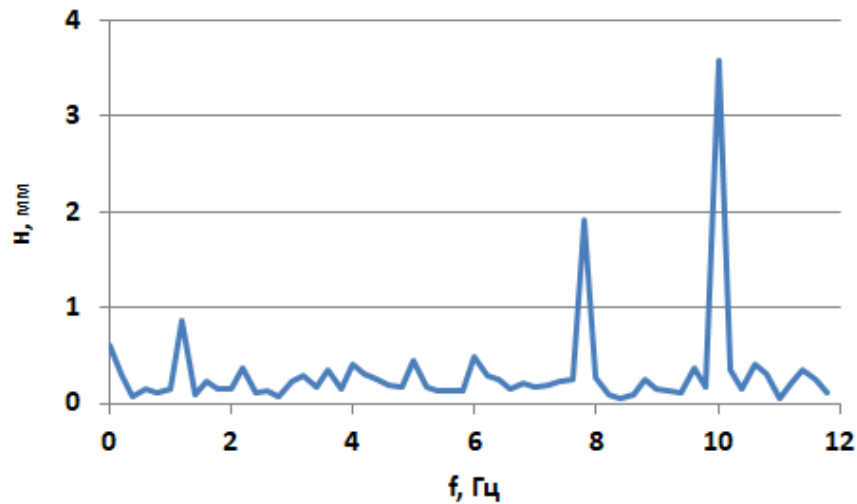


б)

Рисунок 4.8 – Часова (а) та частотна (б) реалізація поздовжніх коливань перерізу КНБК на початку довбання (нове долото)



а)



б)

Рисунок 4.9 – Часова (а) та частотна (б) реалізація поздовжніх коливань перерізу КНБК наприкінці довбання (частково зношене)

Вимірювання та оброблення даних свідчать про такі результати. На побудованих амплітудно-частотних характеристиках в якості першої інформативної ознаки можна виділити величину основної складової (гармоніки), викликаної різанням породи та додаткової складової, спричиненої її стиранням. Пікове значення амплітуди коливань перерізу КНБК із новим долотом близько 4,3 мм спостерігається на частоті 10 Гц (частота різання), амплітуда нижчого порядку 1,8 мм – на частоті 8 Гц (частота стирання). Для перерізу КНБК із зношеним долотом

(глибина 400 м) на тій же частоті різання 10Гц пікове значення амплітуди коливань є меншим – 3,6 мм; а на частоті стирання більшим – 1,9 мм. Другою інформативною ознакою спрацювання долота в інтервалі 190-400 м є площа спектру коливань, яка для нового долота становить 5,2, а для зношеного – 3,8 мм·Гц.

Отримані результати дають підстави говорити про працездатність удосконаленої конструкції пристрою, можливість його використання при реалізації запропонованого методу коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи елементів компоновок низу бурильної колони. Встановлення фактичних величин силових та динамічних параметрів взаємодії КНБК з вибоєм та стінками свердловини дозволяє оцінити необхідність зміни режимно-технологічних параметрів буріння та конструкцій КНБК. Визначити період неруйнівного контролю глибинного обладнання та зменшити кількість аварій, пов'язаних із втомним руйнуванням. Також отримана інформація дозволяє провести аналогії та здійснити співставлення впливу стану озброєння долота на коливальні процеси в системі.

Використання розробленого пристрою передбачає “Методика аналітично-експериментальної оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони”, впроваджена для використання в ПрАТ “Газінвест”.

За результатами впровадження пристрою рекомендовано розглянути можливість удосконалення вимірювальної частини пристрою з метою реалізації реєстрації крутильних та поперечних коливань. В останні роки набули широкого розвитку різного роду реєстраційні системи, що дають змогу здійснювати моніторинг за певними процесами чи параметрами в режимі реального часу та з реєстрацією на флеш носії. Зважаючи на це, перспективним є удосконалення вимірювальної системи пристрою з метою підвищення інформативності його роботи. Тому варто звернути увагу на бездротові мультифункціональні пристрої, що використовуються в інших галузях.

Наразі найбільш оптимальним, на нашу думку, для вирішення завдання моніторингу динамічних процесів при бурінні є пристрій STEVAL-

MKSBOX1V1 [181]. За прямим призначенням його використовують в сфері інтернету-речей (Internet of Things, IoT). Він собою представляє комплект IoT з бездротовою передачею даних і набором датчиків. Це дає змогу користувачам розробляти пристрої, засновані на дистанційному вимірюванні даних датчиків руху і навколишнього середовища. Плата пристрою встановлюється в невеликий пластиковий корпус з роз'ємом під батарею. Пристрій підключається до смартфона через Bluetooth за допомогою спеціалізованого додатку «ST BLE Sensor», що дозволяє використовувати одночасно широкий діапазон IoT-пристроїв.

В експертному режимі керування є можливість розробити пристрій з широкого вибору датчиків на платі, керувати їх параметрами і типом вихідних даних, а також прописувати спеціальні функції і алгоритми. Мультисенсорний пристрій дозволяє запроєктувати бездротове вимірювання параметрів без виконання додаткового програмування. SensorTile.box включає в себе вбудований програматор, що дозволяє професіоналам займатися більш складною розробкою програмного забезпечення з використанням середовища розробки STM32, яка включає в себе бібліотеки з нейронними мережами.

Основною особливістю є простота у використанні пристрою з вбудованими додатками та модулями вимірювань. Зокрема тиску, температури, визначення напрямку руху, моніторинг вібрацій, компас та інклінометр. Для вирішення поставлених завдань компактна вимірювальна плата містить наступні вбудовані датчики:

- цифровий датчик температур (STTS751);
- 6-осевий інерційний датчик (LSM6DSOX);
- 3-осевий акселерометр (LIS2DW12 і LIS3DHH);
- 3-осевий магнітометр (LIS2MDL);
- датчик тиску (LPS22HH).

Комплект оснащений енергоефективним мікроконтролером з DSP і FPU та швидкісним Bluetooth Smart v4.2.

Додаток для моніторингу вібрації дозволяє налаштувати акселерометр і

плату для моніторингу вібрацій з метою оцінювання навантаження та прогнозованого обслуговування.

Подальше удосконалення конструкції пристрою буде спрямоване на адаптацію комплексу STEVAL-MKSBOX1V1 до використання в термобаричних умовах свердловини.

4.4 Обґрунтування доцільності використання пружних елементів для зменшення навантаженості КНБК

Одним із основних завдань, яке ставиться під час спрямованого буріння є дотримання параметрів проектного профілю. Для вирішення даної задачі розроблені різноманітні високотехнологічні комплекси. Проте їх використання у поєднанні з вітчизняним буровим обладнанням ускладнюється низкою техніко-технологічних проблем, усунення яких можливе лише шляхом проведення модернізації бурових комплексів, зокрема системи очищення бурових розчинів, контролю їх реологічних параметрів, привідних систем бурових доліт, тощо. Крім того їх використання є неефективним також з економічних міркувань, оскільки затрати на обладнання та інженерний супровід при виконанні робіт є суттєвими і за незначних дебітів свердловин довгоокупними. Тому розроблення та впровадження технічних засобів, які були б адаптовані до реалій промислового виробництва, є актуальним. Для вирішення даного технологічного завдання застосовуються різноманітні способи та технічні засоби.

При використанні закономірностей природного викривлення на окремому родовищі буріння проєктують і здійснюють на основі типових трас (профілів), побудованих за фактичними даними природного викривлення пробурених свердловин. Цей спосіб застосовується тільки на добре вивчених родовищах. У цьому випадку кривизною свердловин не керують, а лише пристосовуються до їх природного викривлення. Недолік зазначеного способу - здорожчання вартості свердловин внаслідок збільшення обсягів буріння. Необхідно також для кожного

родовища за раніше пробуреними свердловинами визначати зони підвищеної інтенсивності викривлення і враховувати це при складанні проектного профілю.

Також здійснювати управління траєкторією свердловин можна шляхом застосування різних компоновок низу бурильної колони (КНБК). У цьому випадку, змінюючи режим буріння і застосовуючи різні компонування бурильного інструменту, можна, з відомим наближенням, керувати напрямком стовбура свердловини. Цей спосіб дозволяє проходити свердловини в заданому напрямі, не вдаючись до спеціальних відхилювачів, але, в той же час, значно обмежує можливості форсованих режимів буріння. Складність керування процесом викривлення свердловини полягає ще й в тому, що фактичні умови роботи компоновки на вибої свердловини суттєво відрізняються від проектних.

Одним з шляхів вирішення даної проблеми є використання компоновок низу бурильної колони з шарнірними відхилювачами і гнучкими ланками, що дають змогу керувати траєкторією свердловини шляхом зміни режимних параметрів буріння та жорсткісних характеристик її елементів. Окрім використання гнучких ланок дозволяє знизити згинальні напруження в елементах компоновки. На кафедрі нафтогазового обладнання під керівництвом В. М. Івасіва розроблені ряд конструкцій для управління траєкторією свердловини та зменшення напружень в елементах КНБК [59, 87,88, 90, 112].

Для набору зенітного кута з використанням КНБК на базі вибійних двигунів пропонується керований відхильник [59]. Його, з нульовим кутом перекоосу осей, встановлюють у КНБК над вибійним двигуном і спускають у свердловину. При досягненні долотом вибою свердловини створюють осьове навантаження, яке діє також і на відхильник. Цим зумовлюється зростання тиску в заповненій маслом камері, що спричиняє до переходу відхильника в робоче (викривлене) положення. Величина кута перекоосу регулюється прикладеним зусиллям. Після завершення додання для повернення відхильника у транспортне положення, необхідно зняти з нього навантаження шляхом відриву долота від вибою. Під дією ваги вибійного двигуна відбувається перетікання масла в зворотному напрямі в камеру, і пристрій випрямляється.

В якості гнучкої ланки авторами [112] запропоновано конструкцію пружної муфти. Випробовування конструкції пружної муфти на стенді свідчать про достатньо високий опір втомі. Проте при промислових випробування відбулось промивання вузлів конструкції під дією великих перепадів тисків у свердловині. З метою ліквідації перелічених недоліків конструкцію було удосконалено [90] та виготовлено дослідний зразок. Удосконалення конструкції пристрою здійснено шляхом зменшення концентрації напружень та підвищення герметичності. Це дало змогу підвищити надійність роботи муфти, розширити її технологічні можливості за рахунок збільшення діапазону регулювання згинальної жорсткості, а також забезпечити герметичність. Пристрій включається до складу бурильної колони для коригування проектної траєкторії свердловини, а також для зменшення згинальних напружень, які виникають на викривлених або кавернозних ділянках стовбура свердловини. Навантаження, які діють на муфту в процесі її роботи, сприймаються корпусом. Для збільшення податливості пристрою на зовнішній поверхні корпусу виконані канавки, конфігурація яких близька до параболічної форми. При цьому, геометрію канавок, а також крок між ними вибирали на основі аналізування результатів комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану муфти з умов мінімально можливої згинальної жорсткості системи і забезпечення необхідної міцності. Регулювання згинальної жорсткості відбувається внаслідок стиснення пружного елемента поршнями.

З метою оцінювання можливостей використання розроблених технічних засобів для вирішення задач, пов'язаних з керуванням траєкторії свердловини та зменшення напружень в елементах КНБК проведені аналітичні дослідження [51].

Аналітичні дослідження впливу жорсткості та довжини гнучкої ланки на відхиляюче зусилля на долоті і величину максимального згинального моменту в елементах компоновки проводилось для КНБК, яка складається з долота діаметром 269 мм, гідравлічного двигуна ДГ-172, пружної муфти, керованого відхилювача та ОБТ31-178 (рисунку 4.10).

Дослідження проводились при кутах перекоосу відхилювача (α_1) 1° і $1,5^\circ$ та осьового навантаження 100 кН.

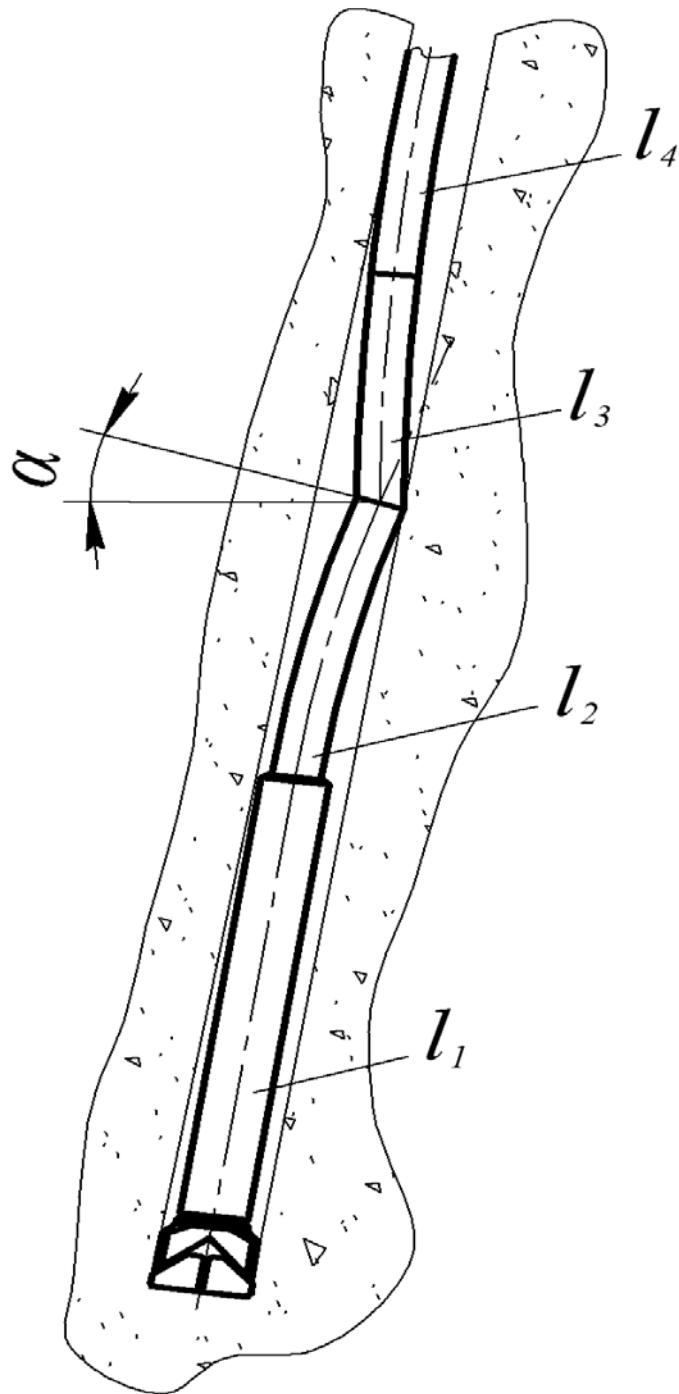


Рисунок 4.10 – Схема конструкції КНБК

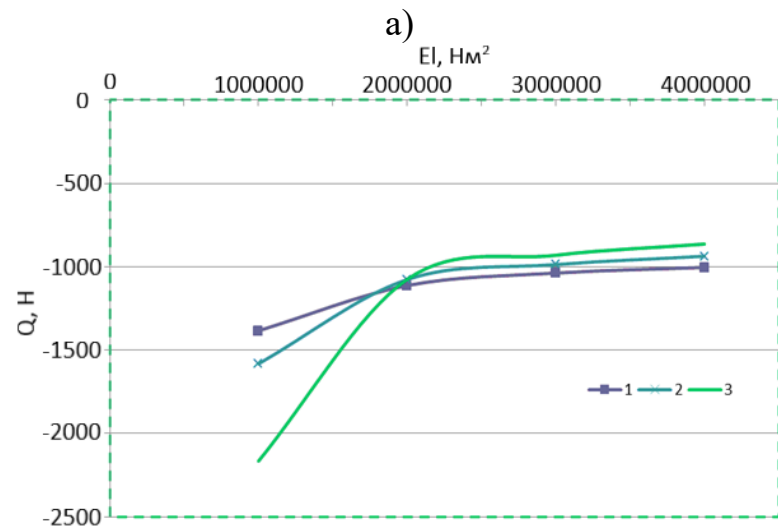
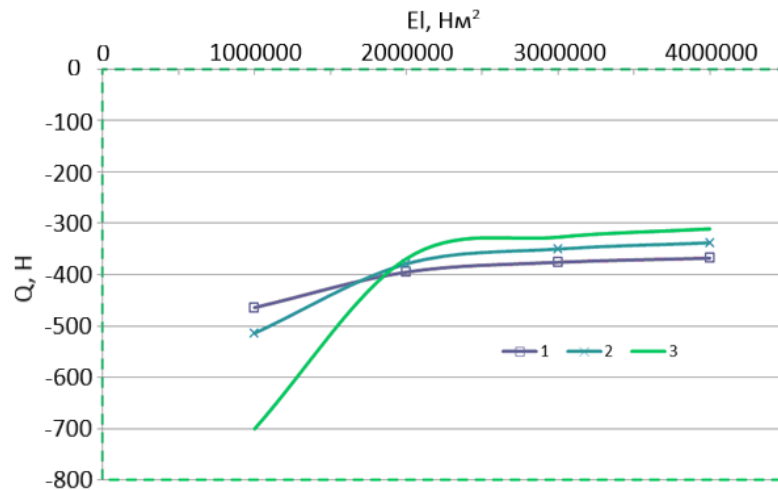
Як базову залежність при дослідженнях прийнято (4.1). За результатами її інтегрування отримано функції поперечних сил, моментів, кутів та прогинів пружної осі КНБК [51]. З отриманих залежностей у відповідності до граничних умов (4.7) сформовано систему рівнянь, яку в подальшому розв'язано чисельним методом.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 y_1(0) = \delta; \\
 y_1''(0) = 0; \\
 y_1(l_1) = y_2(l_1); \\
 y_1'(l_1) = y_2'(l_1); \\
 y_1''(l_1) = y_2''(l_1); \\
 y_1'''(l_1) = y_2'''(l_1); \\
 y_2(l_1 + l_2) = \delta_1; \\
 y_3(l_1 + l_2) = \delta_1; \\
 y_3'(l_1 + l_2) = y_2'(l_1 + l_2) + \operatorname{tg}(\alpha_1); \\
 y_3''(l_1 + l_2) = y_2''(l_1 + l_2); \\
 y_3(l_1 + l_2 + l_3) = y_4(l_1 + l_2 + l_3); \\
 y_3'(l_1 + l_2 + l_3) = y_4'(l_1 + l_2 + l_3); \\
 y_3''(l_1 + l_2 + l_3) = y_4''(l_1 + l_2 + l_3); \\
 y_3'''(l_1 + l_2 + l_3) = y_4'''(l_1 + l_2 + l_3); \\
 y_4(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = \delta_2; \\
 y_4''(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0.
 \end{array} \right. \quad (4.7)$$

В результаті розв'язування отримано величину відхиляючої сили на долоті та максимальних згинальних моментів в елементах КНБК. За результатами проведених досліджень побудовані залежності впливу жорсткості та довжини пружної муфти на відхиляюче зусилля на долоті (рисунок 4.11) та максимальні величини згинальних моментів в елементах КНБК (рисунок 4.12 та 4.13).

Як бачимо, за кута перекосу керованого відхилювача 1^0 (рисунок 4.11 а) при довжині пружної ланки 4 м, збільшення її жорсткості з $1 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$ до $4 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$, дає змогу зменшити відхиляючу силу на долоті майже на 25% ($\Delta Q \approx 100 \text{ Н}$). При використанні пружних ланок більшої довжини спостерігається зменшення відхиляючої сили на 52 % ($L=5 \text{ м}$) та 125 % ($L=6 \text{ м}$), що становить $\Delta Q \approx 180 \text{ Н}$ та $\Delta Q \approx 390 \text{ Н}$ відповідно.

Варто зазначити, що згідно із рисунка 4.11, відхиляюча сила більш чутлива до зміни жорсткості пружного елемента в межах початкового діапазону жорсткостей, що є характерним для всіх без винятку залежностей.



б)

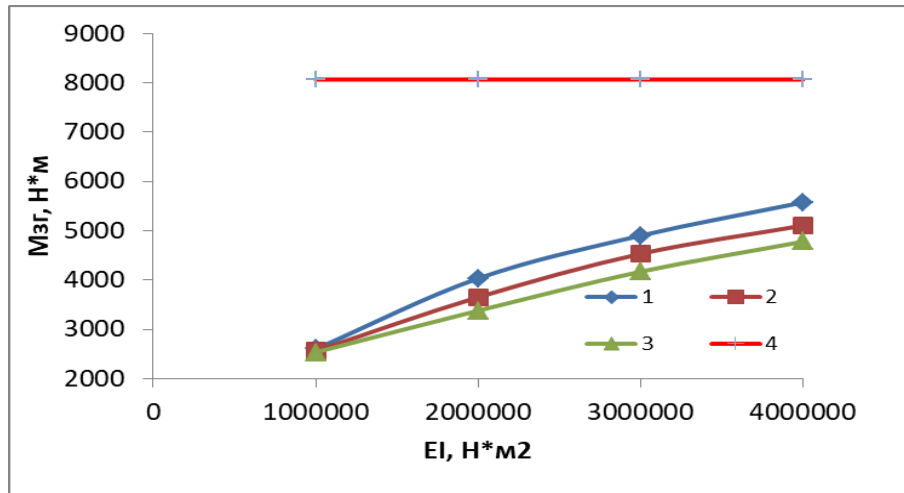
1 – довжина пружної муфти 4 м; 2 – довжина пружної муфти 5 м;

3 – довжина пружної муфти 6 м

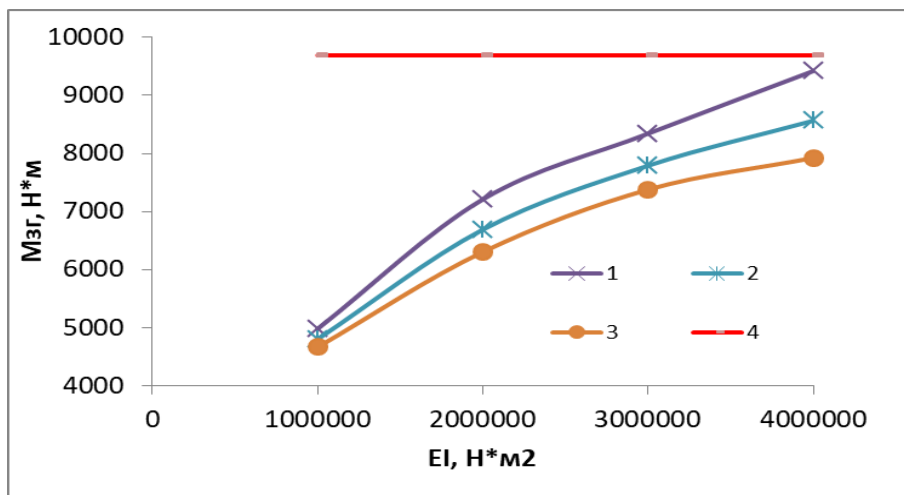
а) – кут перекосу відхилювача 1° ; б) – кут перекосу відхилювача $1,5^\circ$

Рисунок 4.11 – Вплив жорсткості та довжин пружної муфти на відхиляюче зусилля на долоті

Також використання пружної муфти дає змогу знизити згинальний момент в інших елементах компоновки. За кута перекосу керованого відхилювача 1° максимальний згинальний момент в гвинтовому двигуні становить 8067 Н·м (рисунок 4.12), а в ОБТ 8120 Н·м (рисунок 4.13). Встановлення в КНБК пружної муфти довжиною 4-6 м і жорсткістю з $1 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$ дає змогу знизити ці величини до значень 2359 – 2243 Н·м, 2600-2535 Н·м відповідно.



а)



б)

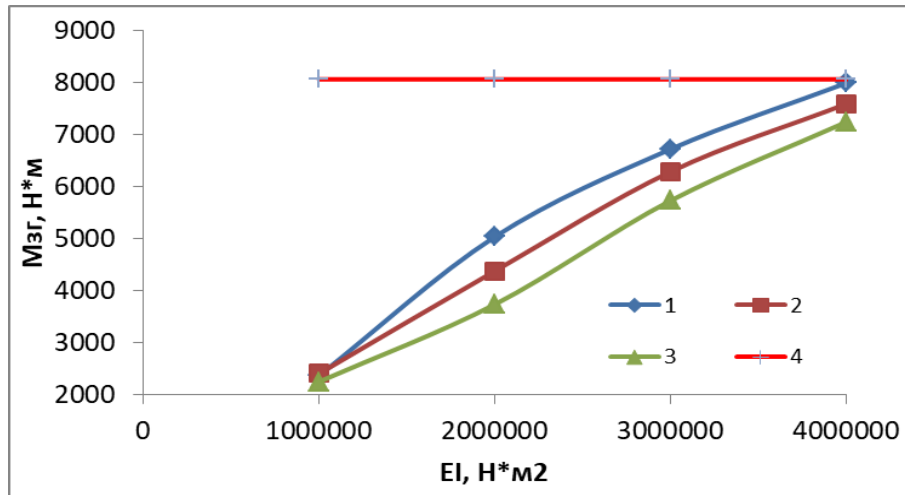
1 – довжина пружної муфти 4 м; 2 – довжина пружної муфти 5 м;

3 – довжина пружної муфти 6 м 4 – без муфти

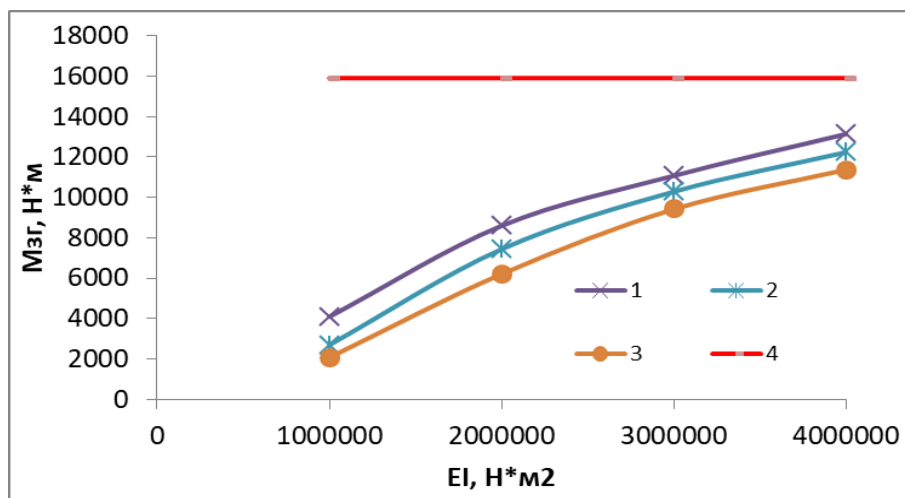
а) – кут перекосу відхилювача 1° ; б) – кут перекосу відхилювача $1,5^\circ$

Рисунок 4.12 – Вплив жорсткості та довжин пружної муфти на величину максимального згинального моменту у вибійному двигуні

За кута керованого відхилювача $1,5^\circ$ максимальний згинальний момент в гвинтовому двигуні становить 9693 Н·м, а в ОБТ 15911 Н·м. Встановлення в КНБК пружної муфти довжиною 4-6 м і жорсткістю з $1 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$ дає змогу знизити ці величини до значень 4971 – 4661 Н·м, 4094 – 2072 Н·м відповідно.



а)



б)

1 – довжина пружної муфти 4 м; 2 – довжина пружної муфти 5 м;

3 – довжина пружної муфти 6 м

а) – кут перекосу відхилювача 1° ; б) – кут перекосу відхилювача $1,5^\circ$

Рисунок 4.13 – Вплив жорсткості та довжин пружної муфти на величину максимального згинального моменту в ОБТ

При більших значеннях жорсткості пружної муфти зниження згинальних моментів досягає 63 %, що свідчить про доцільність та можливість їх використання для забезпечення нормальних умов роботи глибинного обладнання.

Висновки до розділу 4

1. Розроблено метод коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи елементів компоновок низу бурильної колони з врахуванням стану озброєння долота. За основу методу взято ідею постійного моніторингу режимно-технологічних параметрів буріння, силових і кінематичних характеристик БК, стану озброєння породоруйнівного інструменту, оцінювання їхнього взаємозв'язку та впливу на роботу елементів БК і КНБК. Метод передбачає проектування режимно-технологічних параметрів, моніторинг в процесі буріння параметрів навантаження елементів КНБК і стану породоруйнівного інструменту, а також оцінювання ефективності ведення бурових робіт та доцільності їх продовження з використанням наявного інструменту.

2. Розроблено конструкцію та виготовлено дослідний зразок пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб з метою оцінювання навантаженості КНБК в умовах вибою свердловини. Пристрій дає змогу встановити фактичні значення навантажень в елементах КНБК, а також характер вертикальних коливань. Дослідний зразок пристрою передано для промислової апробації ТОВ “Карпатська бурова компанія”.

3. Проведено аналітичні дослідження впливу параметрів пружної муфти на відхиляюче зусилля на долоті та згинальний момент в елементах КНБК. Встановлено недоцільність використання пружних ланок довжиною, меншою ніж 4 м. Використання пружних муфт довжиною 4-6 м та жорсткістю 1-4 кН·м², разом із зміною режимних параметрів буріння дає змогу знизити величину максимального згинального моменту в елементах КНБК без суттєвої зміни відхиляючого зусилля на долоті. Запропоновані теоретичні основи регулювання навантаженості елементів КНБК рекомендовані до впровадження на бурових підприємствах з метою промислової апробації.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено науково-прикладну задачу, що полягає у забезпеченні ефективного руйнування гірських порід за безаварійної роботи КНБК шляхом врахуванням їх фактичної навантаженості, стану породоруйнівного інструменту та коригування режимно-технологічних параметрів буріння. Отримані автором результати теоретичних та експериментальних досліджень дають можливість зробити такі висновки:

1. За результатами аналізу літературних джерел встановлено відсутність єдиного підходу щодо реалізації технологій буріння свердловин із врахуванням стану породоруйнівного інструменту. Використання для цього дороговартісних вимірювальних комплексів не завжди є економічно виправданим. Тому існує певна інформаційна невизначеність щодо умов роботи породоруйнівного та бурильного інструменту. Через це постає завдання дослідження взаємодії долота з вибоєм свердловини та розроблення недорогих, простих і надійних в експлуатації технічних засобів для реєстрації навантаженості глибинного обладнання, а також методів для забезпечення ефективного руйнування гірських порід за безаварійної роботи КНБК.

2. Експериментально встановлено закономірності впливу ступеня зношення одиничного різця на силові та енергетичні параметри різання гірської породи. Визначено, що при збільшенні глибини різання гострою АТП з 0,5 мм до 2,0 мм результуюча сила зростає у 8 разів. Збільшення ступеню зношення АТП від 0 мм до 8 мм зумовлює зростання результуючої сили в 1,9 рази при глибині різання 0,5 мм та у 5,7 рази при глибині різання 2,0 мм. Для гострої АТП енергоємність процесу руйнування породи при збільшенні глибини різання з 0,5 мм до 2,0 мм зростає у 3,1 рази. Для забезпечення ефективних режимів різання різцем з розміром хорди 8 мм необхідним є створення навантажень, що перевищує допустимі для породоруйнівного інструменту. Отримані результати вказують на необхідність регламентування зношення ріжучих елементів породоруйнівного

інструменту.

3. Проведено експериментальні дослідження, в результаті яких встановлено залежність характеру коливальних процесів бурильного інструменту від режимних параметрів буріння, властивостей розбурюваної породи, а також від геометрії озброєння долота. Визначено амплітуди поздовжніх коливань бурильного інструменту за різного ступеня зношення озброєння долота. Встановлено, що зношення сегментної частини різця на 1 мм зумовлює зменшення амплітуди поздовжніх коливань в 1,4-1,8 рази. Розроблено математичну модель визначення довжини зношеної частини різця долота та інтенсивності його спрацювання при експлуатації в умовах, що характеризуються поздовжніми та крутильними коливальними процесами, і встановлено параболічний характер зміни довжини зношеної частини різця з часом.

4. Розроблено метод коригування режимно-технологічних параметрів буріння та забезпечення безаварійної роботи КНБК з врахуванням стану озброєння долота. За основу методу взято ідею постійного моніторингу режимно-технологічних параметрів буріння, силових і кінематичних характеристик, стану озброєння породоруйнівного інструменту з оцінюванням їхнього взаємозв'язку та впливу на роботу КНБК. Метод передбачає проектування режимно-технологічних параметрів, моніторинг в процесі буріння, а також оцінювання ефективності ведення бурових робіт та доцільності їх продовження з використанням наявного інструменту.

5. Розроблено конструкцію пристрою для оцінки рівня навантаженості в перерізах КНБК та характеру її поздовжніх коливань. Дослідний зразок пристрою пройшов промислову апробацію, за результатами якої встановлено фактичні значення згинального моменту, осьового навантаження на долото, реакції на опорно-центруючих елементах та отримано амплітудно-частотні характеристики поздовжніх коливань компоновки.

Проведено аналітичні дослідження впливу параметрів пружної муфти на відхиляюче зусилля на долоті та максимальний згинальний момент в елементах КНБК. Встановлено, що використання пружних муфт довжиною від 4 м до 6 м та

жорсткістю від $1 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$ до $4 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$ разом із зміною режимних параметрів буріння забезпечує зниження максимального згинального моменту в елементах компоновки без суттєвої зміни відхиляючого зусилля на долоті. Використання пружних ланок довжиною менше 4 м є недоцільним.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абубакиров Ф. А. Профилактика аварий при бурении скважин на объектах ООО “Башнефть-Добыча”. Инженерная практика. 2012. № 2. С. 78-82.
2. Акчурина Х. И., Трушкин О. Б. Оценка силовых и энергетических характеристик некоторых породоразрушающих инструментов по результатам стендовых экспериментов. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море: науч.-техн.журн. ВНИИОЭНГ. 2008. № 4. С. 16-23.
3. Акчурина Х.И., Трушкин О.Б. Устройства для измерения и регистрации силовых параметров работы породоразрушающих инструментов и бурильных колонн. Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2008. № 3. С. 12–20.
4. Алейников А. Ф., Гридчин В. А., Цапенко М. П. Датчики (перспективные направления развития): Учеб. пособие под ред. проф. М. П. Цапенко. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2001. 176 с.
5. Алмазно – твердосплавна пластина: пат. 63469 Україна: МПК В22F 7/02 E21B 10/46 C04B 35/52 B32B 7/02. и 2003 043732; заявл. 23.04.2003; опубл. 16.01.2006. Бюл. №1.
6. Андреев Ю. М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин. Дис. на здобуття ступеня док. техн. наук: спец. 05.02.09. Харків. 2008. 236с.
7. Арефьева В. В., Величков С. В. Оптимизация программы бурения за счет применения новых конструкций долот режущего типа. Инженер-нефтяник. 2010. №2. С.26-28.
8. Арефьева В. В., Кочуков В. В. Повышение эффективности бурения за счет применения долот режущего типа. Инженер-нефтяник. 2007. №2. С.25-27.
9. Арсеньев Ю.А., Соловьев Н.В., Назаров А.П. Обоснование основных параметров механизма разрушения горных пород и конструктивных элементов лопастных долот. Инженер нефтяник. 2019. №2. С. 13-20.

10. Артım В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: автореф. дис. на здобуття ступеня доктора техн. наук: 05.15.12 Івано-Франківськ, 2010. 36 с.
11. Бабаков И. М. Теория колебания. М.: Наука, 1968. 434 с.
12. Бакиев Р.Т., Пятницкий А.С., Применение PDC долот ONYX при бурении карбонатных и солевых отложений Ярактинского НГКМ в Иркутской области. Инженерная практика. 2011. № 10. С. 98-105.
13. Балицкий П.В. К вопросу информативности низкочастных продольных колебаний бурильной колонны. Автоматизация и телемеханизация в нефтяной промышленности. 1977. №1 С.3-6.
14. Басарыгин Ю. М., Булатов А. И., Проселков Ю. М. Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин. М.: Недра, 2000. 679 с.
15. Башкатов Д. Н. Обоснование угла установки резцов в долотах лопастного типа. Инженер-нефтяник. 2010. № 3. С. 21–24.
16. Борисов К. А. Разработка методических и технологических рекомендаций по повышению эффективности бурения скважин путем предупреждения аномального износа режущих элементов долот PDC: автореф. дис. канд. техн. наук: 25.00.14 Москва. 2020. 24 с.
17. Борисов К. И. Научный метод оценки эффективности процессов динамического разрушения горных пород при бурении скважин современными инструментами режуще-скальвающего действия. автореф. дис. док. техн. наук: Диссертация на соискание ученой степени доктора наук по специальности 25.00.14. Томск. 2012. 38 с.
18. Борисов К.А., Третьяк А.А., Сидорова Е.В. Влияние вибраций на прочностные свойства буровых долот, армированных PDC. Разведка и охрана недр. 2019. № 12. С. 33-37.
19. Борисов К.И. Прикладные аспекты нового научного метода оценки свойств и эффективности процесса разрушения горных пород. Бурение и нефть. 2010. №3. С. 24–27.

20. Борисов К.И. Современные методы оценки сопротивления горных пород резанию скалыванию при бурении долотами PDC. Томск: ТПУ. 2013. 166 с.
21. Боснак А. Б., Богомолов Р. М., Старцев Ф. В. Совершенствование конструкций и применения буровых долот. Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. 2013. № 3. С. 46-50.
22. Бочечка А.А., Романко Л.А., Гаврилова В.С. Особенности спекания алмазных порошков различной дисперсности в условиях высокого давления. Сверхтвердые материалы. 2007. №1. С. 24-31.
23. Бруно Куильер Varel: PDC долота для направленного бурения скважин. Бурение и нефть. 2007. №6. С. 32-33.
24. Будюков Ю.Е., Власюк В.И., Спиринов В.И. Алмазный породоразрушающий инструмент. Тула: ИПП «Гриф и К°». 2005. 288 с.
25. Василюк Ю.М. Вплив динамічних процесів у бурильній колоні на роботу тришарових доліт: дис. канд. техн. наук: 05.15.10 Івано-Франківськ. 2002. – 168с.
26. В. Канянта, А.Дормер, Н. Мерфи, А. Иванкович Ударное усталостное разрушение поликристаллических алмазных компактных (PDC) резцов и влияние микроструктуры. Международный журнал тугоплавких металлов и твердых материалов. 2014. № 46. С. 145–151.
27. В. Канянта, С. Озбайрактар, К. Мавея Влияние параметров изготовления на напряженное состояние резца из поликристаллического алмаза. Международный журнал тугоплавких металлов и твердых материалов. 2014. № 45, С. 147–152.
28. Валюнин Д. А., Бугаев К. А., Волков Д. А., Ахмадуллин М. Э., Михайлов В. А., Ребриков А. А. Инновационные резцы Stabilis и долота Talon Force позволяют достичь новых рекордов при бурении карбонатов Самарской области. Бурение и нефть. 2016. № 2 С. 56–57.
29. Габдрахимов М. С., Галеев А. С., Хузина Л. Б., Сулейманов Р. И. Динамика бурильного инструмента при проводке вертикальных, наклонных и горизонтальных скважин. – С-Пб.: ООО «Недра», 2011. 244 с.

30. Грачев Ю. В., Варламов П. С. Автоматический контроль в скважинах при бурении и эксплуатации. М.: Недра, 1968. 178 с.
31. Гренке В.В., Светлаков А.А. Портативный аппаратно-программный анализатор вибраций технологического оборудования и его узлов. Современные средства и системы автоматизации: Матер. Всеросс. научно-практ. конф. молодых ученых. Томск, 2003. С. 95-98.
32. Григулецкий В. Г., Лукьянов В.Т. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны. М.: Недра, 1990. 302с.
33. Гриджук Я. С. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони при вібраційному навантаженні: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук. 05.05.12 Івано-Франківськ. 2013. 20 с.
34. Гриджук Я. С., Андрусак А.В., Кичма М.В. Дослідження залежності між напруженнями в елементах бурильного інструменту та характеристиками його коливального руху. Нафтогазова енергетика. 2014. №1(21). С. 7-15.
35. Гриджук Я.С. Моделювання поздовжніх коливань бурильної колони в середовищі MapleSim. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: X Міжнародна науково-технічна конференція "вібрації в техніці та технологіях", 11-13 жовтня 2011р.: Укр. міжвід. наук.-тех. зб. Львів, 2011. №45 С. 31-37.
36. Гриців В. В. Удосконалення методів прогнозування ресурсу елементів бурильної колони: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: 05.05.12 Івано-Франківськ. 2013. 20 с.
37. Гусман А. М., Вяхирев В.И., Левина А.Б. Новые подходы к конструкциям долот PDC для крепких пород. Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. 2010. № 4.- 22-24 с.
38. Гутак О. В. Аналіз мультиколінеарності критеріїв оптимальності процесу буріння нафтових і газових свердловин долотами типу PDC. Нафтогазова енергетика 2010. №1(12) с. 98-101.
39. Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: 05.05.12

Івано-Франківськ. 2011. 20 с.

40. Дубленич, Ю. В. Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб. Машины и нефтяное оборудование. 1986. № 2. С. 10-12.

41. Жентичка М.В. Применение PDC долот Smith Bits (Schlumberger) при бурении скважин на Ванкорском месторождении. Инженерная практика. 2012. № 10. С. 56-58.

42. Зайцев В. И., Карпиков А. В., Осипов В. Г. Применение долот pdc на месторождениях Восточной и Западной Сибири. Известия Сибирского отделения секции наук о Земле Российской академии естественных наук. Геология, поиск и разведка рудных месторождений 2016. №4 (57) С. 62-69.

43. Зайцев В. И., Карпиков А. В., Че В. В. Эффективность использования долот PDC. Известия Сибирского отделения секции наук о Земле Российской академии естественных наук. Геология, поиск и разведка рудных месторождений 2014. №5 (48) С. 58-66.

44. Зеленцов Б. П. Матричный анализ сложных систем. Новосибирск: Наука, 1972. 146с.

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

46. Измерительная аппаратура. Удар, вибрация, акустическая эмиссия, давление, сила. ООО "Глобал Тест". Каталог. www.globaltest.ru.

47. Івасів В. М., Гридчук Я. С., Юрич Л. Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. присвяченої семидесятиріччю газонафтопромислового факультету, м. Івано-Франківськ, 10-12 грудня 2014 р. Івано-Франківськ, 2014. С. 190-192.

48. Івасів В. М., Рачкевич Р. В., Юрич А. Р., Куманець Р. В., Юрич Л. Р. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. *Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. присвяченої семидесятиріччю газонафтопромислового факультету, м. Івано-Франківськ, 10-12 грудня 2014 р. Івано-Франківськ, 2014. С. 162-164.

49. Івасів В. М., Гриджук Я.С., Гриців В.В., Юрич Л.Р. Проблеми забезпечення експлуатаційної надійності елементів бурильних колон. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №6/6(26). С. 41- 44.

50. Івасів В. М., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Технологический аудит и резервы производства*. 2014. №6/4(20). С. 15-17.

51. Івасів В. М., Рачкевич Р. В., Юрич А. Р., Юрич Л. Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини. *Вісник Національного технічного університету "ХПИ" Серія: Динаміка і міцність машин*. 2015р. №57 (1166). С. 45-48.

52. Ишемгужин И.Е., Ямалиев В.У., Ишемгужин Е.И. Диагностирование объектов нефтегазодобычи при случайных колебаниях технологических параметров бурения. *Нефтегазовое дело*. 2011. Т. 9. № 3. С. 17-20.

53. Калинин А.Г., Ганджумян Р.А., Мессер А.Г. Справочник инженера-технолога по бурению глубоких скважин /Под ред. А. Г. Калинина. – Москва: ООО «Недра-Бизнесцентр». 2005. 808 с.

54. Калинин, А. Г., Оганов А. С., Повалихин А.С., Сазонов А.А. Строительство нефтегазовых скважин. М.: РТУНГ им. Губкина, 2013. 580 с.

55. Каматов К.А., Подгорнов В.М. Факторы, влияющие на показатели работы долот РДС в перемежающихся по твердости горных породах при бурении наклонных и горизонтальных скважин в Тимано-Печорском регионе. *Вестник Ассоциации буровых подрядчиков*. 2013. № 2. С. 15-18.

56. Каменских С. В. Оценка аварийности при строительстве скважин на площадях и месторождениях тимано-печорской провинции. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море* 2015. №12 С. 6-11.

57. Каракозов А. А., Попова М. С., Богданов Р. К., Загора А. П. Разработка алмазного породоразрушающего инструмента для колонкового бурения скважин на основе синтетических монокристаллов с повышенной термостойкостью. *Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо- геологічна*. 2014. Вип. 1(20). С. 133-138.

58. Керим-Заде С.К., Джагупов Р.Г. Некоторые особенности аппаратуры для глубинных измерений вибрации в процессе электробурения. Нефть и газ. 1967. С.93-94.

59. Керований відхильник: пат. 18147 Україна: МПК E21B 7/04. u200607355; заявл. 03.07.2006; опубл. 16.10.2006. Бюл. №10.

60. Куликов В. В. Затраты мощности на разрушение забоя геологоразведочной скважины. Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-геологічна». 2013. № 2(19). С. 77–83.

61. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны. М.: Недра. 1979. 207с.

62. Марпл С.Л.-мл. Цифровой спектральный анализ и его приложения М: Мир. 1990. 584с.

63. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник. У 10 т. Т. 10. Міцність та довговічність нафтогазового обладнання. Львів – ІваноФранківськ. 2006. 1193 с.

64. Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яремійчук Р. С. Буріння свердловин. У 5-и томах: довідник. Т. 1 Київ: Інтерпрес ЛТД. 2002. 298 с.

65. Нгуен Т.Х. Рациональная технология бурения долотами PDC с применением полимерных растворов в перемежающихся по твердости горных породах месторождения "Южный Дракон и Доймой" (СРВ): диссертация кандидата технических наук: 25.00.15, Москва 2016.

66. Нескоромных В. В. Разрушение горных пород при бурении скважин: учебное пособие. М.: ИНФРА-М. 2015. 336 с.

67. Нескоромных В. В., Борисов К. И., Пушмин П. С. Аналитическое исследование установившейся глубины резания-скалывания при разрушении породы резцами PDC. Известия Сибирского отделения секции наук о Земле Российской академии естественных наук. Геология, поиск и разведка рудных месторождений. 2013. №2 (43) с. 78-85.

68. Нескоромных В. В. Оптимизация в геологоразведочном производстве. М.: ИНФРА-М. 2015. 199 с.

69. Нескоромных В.В. Разрушение горных пород при бурении скважин. М.: Инфра-М. 2015. 336 с.
70. Нескоромных В. В. Разрушение горных пород при проведении геологоразведочных работ. Красноярск. СФУ. 2012. 300 с.
71. Нескоромных В.В., Борисов К.И. Аналитическое исследование процесса резания-скалывания горной породы долотом с резцами PDC. Известия Томского политехнического университета. 2013. Т323. № 1 с.191-195.
72. Нескоромных В.В., Петенев П.Г., Неверов А.Л., Пушмин П.С., Романов Г.Р. Разработка и экспериментальные исследования особенностей работы алмазной коронки для бурения в твердых анизотропных горных породах. Известия томского политехнического университета, 2015. т326. №4. С. 30-39.
73. Нескоромных В.В., Петенёв П.Г., Пушмин П.С. Разработка алмазной коронки для бурения в твердых анизотропных горных породах. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: гірничо- геологічна. 2016. - №2 (25). С. 3-14.
74. Нескоромных В.В., Попова М.С., Головченко А.Е. Применение материала нового поколения в качестве элементов современного породоразрушающего инструмента. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2019. №10. С. 15-20.
75. Нескоромных В.В., Попова М.С., Парахонько Е.В. Разработка породоразрушающего инструмента с резцами PDC. Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2020. Т. 331 № 2. С. 131-138.
76. Нургалеев А. Р., Тихонов В. С. Численное моделирование колебаний КНБК в режиме stick-slip при бурении долотами PDC. «Нефть. Газ. Новации». 2011 № 1. С. 3–8.
77. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М. Вібрації та хвильові процеси в бурильній колоні, як додатковий ресурс збільшення корисної потужності на долоті. Нафтова і газова промисловість. 2010. №5. С.19-23.
78. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М. Хвильові процеси у

бурильній колоні як гнучкій системі. Нафтова і газова промисловість. 2010. №3. С.16-19.

79. Огородніков П. І., Світлицький В.М., Гоголь В.І. Аналіз вібраційної міцності бурильної колони з використанням теорії випадкових коливань. Нафтогазова галузь України. 2013. № 2. С. 13–17.

80. Офіційний сайт компанії Halliburton URL: <https://www.halliburton.com/>.

81. Павловський М. А. Теоретична механіка: Підручник. Київ: Техніка, 2002. 510 с.

82. Пальмов В. А., Ветюков Ю. М. Неравномерное вращение бурильной колонны, обусловленное существенно нелинейным взаимодействием долота со скальной породой. Научно-технические ведомости СПбГТУ. 2003. № 4. – С. 51-56

83. Паспорт на станок буровой модели СБА-500 (техническая характеристика, комплектация, упаковочные листы, свидетельство о приёмке, и другие сведения об изделии) ТУЗ-807-74. М.: Машиностроение, 1976. 12 с.

84. Пелех В. Г., Стоян Б. Н., Сенюк Б. Д. Анализ аварий с бурильными трубами по объединению “Укрнефть”. Труды КНИИТнефть. 1982. №3 С. 35-39.

85. Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» . URL: http://www.universalmechanism.com/index/download/pogorelov_vkt.pdf.

86. Полищук Е.С. Измерительные преобразователи. Киев: Вища школа. 1981. 296 с.

87. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб пат. 27621 Україна: МПК E21B19/00. U200706854; заявл. 18.06.2007; Опубл. 12.11.2007. Бюл. №18.

88. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. U201311632; заявл. 02.10.2013; опубл.11.03.2014. Бюл. №5.

89. Пристрій для вимірювання складових зусилля різання: пат. 11407 Україна: МПК G01L 5/16. u 2005 506696; заявл. 08.07.2005; опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12.

90. Пружна муфта бурильної колони: пат. 62165 Україна: МПК E21B 7/08. u 201102372; заявл. 28.02.2011; опубл. 10.08.2011. Бюл. №15.
91. Пустовойтенко И. П. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении. М.: Недра, 1988. 279 с.
92. Рагульскис К. М., Скучас И. Ю. Динамический синтез машин полунатурным моделированием. Вильнюс: Москалс, 1985. 162с.
93. Рачкевич Р. В. Вдосконалення методів прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловин: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: 05.05.12 Івано-Франківськ 2006. 20 с.
94. Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование. М.: Логос, 2003. 357 с.
95. Ружников А.Г. Удельная механическая энергия как критерий подбора оптимальных параметров режимов бурения. Нефтегазовое дело. 2014. №5. С. 1-13.
96. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: Недра. 1990. 263 с.
97. Симонянц Л. Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения. М.: Недра, 1966. 227 с.
98. Советов В. Я. Моделирование систем: Практикум. М.: Высшая школа, 2003. 295 с.
99. Соловьев Н.В., Исонкин А.М., Богданов Р.К. и др. Механизм разрушения горной породы и определение составляющих сил ее резания буровым инструментом, оснащенный алмазотвердосплавными Инженер-нефтяник. 2010. № 1. С.33-36.
100. Сысоев Н.И., Буренков Н.Н., Чу Ким Хунг. Обоснование структуры и выбор рациональных конструктивных параметров бурового резца, армированного алмазно-твердосплавными пластинами. Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2016. № 2 (190). С. 77-83.
101. Третьяк А.А., Борисов К.А., Гроссу А.Н. Влияние конструктивных особенностей коронок, армированных алмазно-твердосплавными пластинами, на эффективность бурения горных пород. Горный журнал. 2018. №2. С. 85–90.

102. Третьяк А.А., Буренков Н.Н., Чихоткин А.В. Режущая часть долота PDC: оптимизация геометрических параметров. Oil and Gas Journal. Penn Well. 2013 №5. С. 56–58.

103. Третьяк А.А., Кузнецова А.В., Борисов К.А. Определение поломок резов PDC с помощью регрессионного и нейросетевого моделирования. Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330. № 5. С. 169-177.

104. Третьяк А.А., Литкевич Ю.Ф., Борисов К.А. Влияние крутильных и продольных колебаний на скорость бурения и образование поломок режущих элементов буровых долот, армированных PDC. Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330, № 12. С. 135-141.

105. Третьяк А.А., Литкевич Ю.Ф., Борисов К.А. Лабораторные исследования поломок режущих элементов буровых долот, армированных алмазно-твердосплавными пластинами. Деловой журнал Neftegaz.ru. 2018. № 7. С. 50-54.

106. Третьяк А.А., Савенок О.В., Швец В.В. Буровые коронки, армированные алмазно-твердосплавными пластинами. Новочеркасск: ИД «Политехник». 2015. 186 с.

107. Третьяк А.А., Сысоев Н.И., Буренков Н.Н. Расчет конструктивных параметров буровых коронок, армированных PDC. Oil&Gas Journal Russia. 2012. № 5. С. 66–69.

108. Третьяк А.Я., Нырко Е.А., Сидорова Е.В., Борисов К.А. Результаты применения новых конструкций буровых долот, армированных резцами гребнеобразной формы PDC. Журнал «Устойчивое развитие горных территорий». 2019. Т. 11. № 4(42). С. 519–257.

109. Третьяк А.Я., Попов В.В., Гроссу А.Н., Борисов К.А. Инновационные подходы к конструированию высокоэффективного породоразрушающего инструмента. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 8. С. 225-230. DOI:10.25018/0236-1493-2017-8-0-225-230.

110. Трушкин О.Б., Гусев Е.А. Оценка силовой и энергетической загрузки резцов долота типа PDC по результатам стендового бурения. Территория Нефтегаз. 2013. № 2. С. 34–37.

111. Трушкин О.Б., Попов А.Н. Сравнительная динамика и энергетика бурения шарошечными долотами и долотами PDC. Нефтегазовое дело. 2013. Т. 11. № 2. С. 52–54.

112. Упругая муфта. А.с. №1401128 СССР: МКИ E21 В 17/07. №4047682/22-03; заявл. 10.02.86; опубл. 07.06.88, Бюл. №21.

113. Федоров Б.В., Ратов Б.Т., Шарауова А.Б. Прогнозирование показателей бурения долотами PDC с использованием математической модели бурового процесса. Горный журнал Казахстана. 2017. № 10. С: 36-41.

114. Федоров Б.В., Хузина Л.Б., Ратов Б.Т., Шарауова А.Б. Моделирование процесса углубления скважины долотами PDC. Журнал НЕФТЬ И ГАЗ 2017. №4 (100). С. 77-85.

115. Хузина Л.Б., Шайхутдинова А.Ф. Повышение качества строительства скважин применением эффективной компоновки низа бурильной колонны. Управление качеством в нефтегазовом комплексе. 2015. № 2. С. 52-56.

116. Хузина Л.Б., Шайхутдинова А.Ф. Технологическое решение для повышения эффективности работ долот PDC. Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2016. №4. С. 84-87.

117. Хузина Л.Б., Шайхутдинова А.Ф., Хузин Б.А. Анализ и предложение по эффективному применению долот PDC на месторождениях ПАО «Татнефть». Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2017. №11. С. 15-19.

118. Че В.В., Заливин В.Г. Эффективность применения долот PDC на нефтяных месторождениях Западной и Восточной Сибири. Проблемы освоения минеральной базы Восточной Сибири: сб. науч. тр. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2012. С. 137-144.

119. Чихоткин А. В. Совершенствование методики проектирования инструмента с резцами PDC равнопрочного профиля с учетом особенностей

механизма разрушения горных пород и сопротивления среды: автореф. дис. канд. техн. наук: 25.00.14 Москва. 2020. 25 с.

120. Чудик І. І., Гриців В. В. Методика розрахунку енергії деформації та обертання бурильної колони у вертикальній свердловині. *Нафтогазова енергетика*. 2008. № 2. С. 60-63.

121. Чудик І.І., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Оцінка затрат механічної енергії бурильної колони при роторному бурінні. *Нафтогазова енергетика*. 2018. №2(30). С. 17-24.

122. Чулкова В.В. Метод выбора долот PDC для перемежающихся по твердости горных пород. *Вестник Ассоциации буровых подрядчиков*. 2015. №2. С. 17-19.

123. Чулкова В.В. Опыт применения долот PDC в условиях перемежающихся по твердости горных пород Урало-Поволжского региона. *Вестник ассоциации буровых подрядчиков: Ежеквартальный научно-технический журнал*. 2012. № 2. С. 12–15.

124. Чулкова В.В. Разработка методических и технологических решений по выбору долот PDC с усиленным антивибрационным вооружением: автореф. дис. канд. техн. наук: 25.00.15 Москва. 2017. 25 с.

125. Чулкова В.В., Ганджумян Р.А. Критерий выбора долота PDC с антивибрационными вставками. 2014. №1. С.45-48.

126. Чулкова, В.В. Опыт применения долот PDC в условиях перемежающихся по твердости горных пород Урало-Поволжского региона. *Вестник Ассоциации буровых подрядчиков*. 2012. № 2. С.12-13.

127. Чулкова В. В. Ресурсосберегающая технология бурения скважин долотами PDC в условиях перемежающихся по твердости горных пород. *Бурение и нефть*. 2012. №5. С.48-49.

128. Шайхутдинова А. Ф. Обоснование и разработка компоновки с динамически активным элементом для повышения эффективности бурения скважин долотами PDC: автореф. дис. канд. техн. наук: 25.00.15 Санкт-Петербург. 2019. 20 с.

129. Шарауова А. Б. Идентификация модели буримости и прогнозирование показателей бурения горных пород (на примере месторождения Узень): Дис. на соискание акад. ст. докт. философии PhD: 6D070800 Алматы, 2018. 124 с.

130. Шимкович Д. Г. Расчет конструкций в MSC. Visual Nastran for Windows. М.: ДМК Пресс, 2004. 704 с.

131. Юнин Е. К., Хегай В. К. Динамика глубокого бурения. М.: Недра, 2004. 286 с.

132. Юнин Е. К. К вопросу предотвращения вибраций бурильной колонны. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2009. №12. С. 6-10.

133. Юрич Л. Р. Оцінка можливості дослідження динаміки бурильного інструменту при роботі з долотами ріжучого-сколюючого типу в лабораторних умовах. *Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації (Вип.48)* : матеріали міжнар. наук. інтернет-конф. м. Переяслав-Хмельницький, 25 червня 2019 р. Переяслав-Хмельницький, 2019. С. 203-205.

134. Юрич Л. Р. Пристрій для оцінювання навантаженості елементів бурильної колони. *Машина, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф., м. Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ, 2016. С. 185-187.

135. Юрич Л. Р. Метод забезпечення експлуатаційної надійності та оцінки залишкового ресурсу елементів бурильної колони. *Молодий вчений*. 2016. №11(38). С. 54-57.

136. Aadnoy, B.S., Cooper, I., Miska, S.Z., Mitchell, R.F., ayne, M.L. Advanced Drilling and Well Technology. United States of America: Society of Petroleum Engineers: 2009. P. 888.

137. Abbas Rafid K., Hassanpour Ali, Hare Colin, Mojtaba Ghadiri "Instantaneous Monitoring of Drill Bit Wear and Specific Energy as a Criteria for the Appropriate Time for Pulling Out Worn Bits." Paper presented at the SPE Annual

Caspian Technical Conference and Exhibition, Astana, Kazakhstan, November 2014.
doi: <https://doi.org/10.2118/172269-MS>.

138. Akbar B., Miska S. The effects of chamfer and back rake angle on PDC cutters friction. *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 2016. №35. P. 347–353.

139. Analog Devices. Ultralow Noise, High Speed, BiFET Op Amp. AD745. www.analog.com.

140. Barkov A.V. Optimization of Monitoring and Diagnostics Methods for the Rotating Machines by Vibration and Noise Measurements. Proc. of the 4th International Congress on Sound and Vibration. Russia, St. Petersburg, 1996. Vol. 3. P. 1573–1578.

141. Bellin F. The current state of PDC bit technology. *World Oil*. №9. 2010. C.41-42.

142. Belytschko T, Liu WK, Moran B, Elkhodary K. Nonlinear finite elements for continua and structures. John Wiley & Sons. 2013. 830 p.

143. Che D., Ehmann K. Experimental study of force responses in polycrystalline diamond face turning of rock *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences* 2014, 72, 80–91.

144. Che D., Zhu W. L., Ehmann K .F. Chipping and crushing mechanisms in orthogonal rock cutting. *International Journal of Mechanical Sciences*. №119. 2016. P. 224-236.

145. Che D., Zhang W., Ehmann K. Chip formation and force responses in linear rock cutting: An experimental study. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2017. №139.

146. Che D., Han P., Guo P., Ehmann K. Issues in Polycrystalline Diamond Compact Cutter–Rock Interaction From a Metal Machining Point of View - Part I: Temperature, Stresses, and Forces. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2012. №134(6) 064001. doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007468>

147. Che D., Han P., Guo P., Ehmann K. Issues in Polycrystalline Diamond Compact Cutter–Rock Interaction From a Metal Machining Point of View - Part II: Bit Performance and Rock Cutting Mechanics.

148. Da Silva B.G., Einstein H. H. Modeling of crack initiation, propagation and coalescence in rocks. *International Journal of Fracture*. 2013. №182. P. 167-86.
149. Dong G., Chen P. 3D numerical simulation and experiment validation of dynamic damage characteristics of anisotropic shale for percussive-rotary drilling with a full-scale PDC bit. *Energies*. 2018. Vol. 11. №6, P. 1326-1339.
150. Dopiest F. E., Koederitz W. L. Maximizing Drill Rates with Real-Time Surveillance of Mechanical Specific Energy". Paper SPE/IADC 92194 presented at the SPE/IADC Drilling Conference. Amsterdam, The Netherlands, 23-25 February 2005.
151. E. Detournay, T. Richard, M. Shepherd Drilling response of drag bits: Theory and experimen. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2008. №45(8). P. 1347-1360.
152. Erin T., Ozbayoglu E. Real Time Optimization of Drilling Parameters During Drilling Operations. SPE Oil and Gas India Conference and Exhibition, Mumbai, India, 20–22 January 2010.
153. MapleSim User's Guide. Maplesoft, 2013. 254 p.
154. Fedorov B., Ratov B., Sharauova A. Development of the model of petroleum well boreability with PDC bore bits for Uzen oilfield (the Republic of Kazakhstan). *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3, № 1 (87). - P. 16-22. Way of Access : DOI : 10.15587/1729-4061.2017.99032.
155. Fedorov B., Ratov B., Sharauova A. Model of purification of PDC bolts for walking wells on oil-gas field name / *News of the national academy of sciences of the Republic of Kazakhstan, Series of geology and technical sciences*. 2017. № 4(424). C. 170 – 176.
156. Ghasemloonia A., Rideout D. G., Butt S. D., A review of drillstring vibration modeling and suppression methods *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2015. Vol. 131. P. 150-164. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2015.04.030>.
157. Huang H., Lecampion B., Detournay E. Discrete element modeling of tool-rock interaction I: rock cutting. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*. 2013. Vol. 37, №13, P. 1913-1929.
158. I. Chudyk, P. Raiter, Ya. Grydzhuk, L. Yurych. Mathematical model of

oscillations of a drill tool with a drill bit of cutting-scraping type. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. № 1. P. 52-57.

159. Ivasiv V., Yurych A., Zabolotnyi S., Yurych L., Bui V., Ivasiv O. Determining the influence of the condition of rockdestroying tools on the rock cutting force. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. №1(103). P. 15-20.

160. Ja. Grydzhuk, I. Chudyk, A. Velychkovych, A. Andrusyak. Analytical evaluation of inertial properties of the range of the drill string in its rotation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. 1/7 (97). P. 6-14.

161. Kapitaniak M., Hamaneh Vaziri V., Pa'ez Cha'vez J., Wiercigroch, M., 2015. Unveiling Complexity of Drill-String Vibrations: Experiments and Modelling. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 101-102, pp. 324-337. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2015.07.008>.

162. Leine R.I., Van Campen D.H., Keultjes W.J. "Stick-slip Whirl Interaction in Drillstring Dynamics. *Journal of Sound and Acoustics* 2002. vol. 124, pp. 209-220,

163. L. M. Pradeep Influence of cutter velocity, friction coefficient and rake angle on the formation of discontinuous rock fragments during rock cutting process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2016. 90, p. 3811–3827

164. Liu J., Zheng H., Kuang Y., Xie H., Qin C. 3D Numerical Simulation of Rock Cutting of an Innovative Non-Planar Face PDC Cutter and Experimental Verification. *Applied Sciences* 2019, 9 (20). P. 121-137
doi: <https://doi.org/10.3390/app9204372>.

165. M. C. Jamie, Y. Zhou, J. Kin, I. K. Gamwo Finite element modelling of rock cutting and its fragmentation process, *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*. 2015. №80 p. 101-129.

166. M. A. Fernandez, G. Inciarte, R. Ramones, J.L. Romero, A. Bello Dynamic Analysis of Stabilized Drilling Strings Performance in Low-Dip Wells. *SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference: Port-of-Spain, April 27–30, 2003*.

167. Menand S., Gerbaud L., Dourfaye A. PDC bit technology improvements increase efficiency, bit life. *Drilling Contractor* . 2005. №61. p. 52–54.

168. Menezes P.L. Influence of rock mechanical properties and rake angle on the formation of rock fragments during cutting operation. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2017. №90. P. 127–139.

169. Moisyshyn V., Levchuk K. The impact of vibration mechanism' installation place on the process of retrieving stuck drill pipe. *Mining of Mineral Deposits* 2016. Vol. 10 Issue 3, pp. 65-76.

170. Molinari A, Moufki A. The Merchant's model of orthogonal cutting revisited: A new insight into the modeling of chip formation. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2008. №50. P. 124-131.

171. Nina Yari, Marcin Kapitaniak, Vahid Vaziri, Lifeng Ma, and Marian Wiercigroch Calibrated FEM modelling of rock cutting with PDC cutter. *International Conference on Engineering Vibration (ICoEV 2017)*, Sofia, Bulgaria, September 4-7, 2017 <https://doi.org/10.1051/mateconf/201814816006>.

172. Palmov V. A., Vetyukov Yu. M. The essentially nonlinear bit-rock interaction law leading to possible severe vibrations of the rotating drill string. *Proceedings of XXXI Summer School "Advanced Problems in Mechanics"(APM 2003)*, Saint-Petersburg (Repino), 2003. St. Petersburg: IPME RAS.

173. Palmov V. A., Vetyukov Yu. M. Model for the bit-rock interaction analysis / In *Fifth International Workshop on nondestructive Testing and Computer Simulations in Science and Engineering*, Alexander I. Melker, Editor. Proc. of SPIE, St. Petersburg, Russia. 2002. Vol. 4627. R 243-248.

174. Pessier R.S., Fear M.J. Quantifying Common Drilling Problems with Mechanical Specific Energy and Bit. Specific Coefficient of Sliding Friction. *Journal of petroleum technology*. 1992. N 245884. P.14-16.

175. Petrica M., Badisch E., Peinsitt T. Abrasive wear mechanisms and their relation to rock properties. *Wear* 2013. №308. P. 86–94.

176. Product Catalog. Smith Bits. A Schlumberger Company. 17-BDT-310907 Copyright 2018 Schlumberger.

177. Redfern M., Betounes D. *Mathematical Computing: An Introduction in Programming Using Maple*. Hattiesburg: Springer-Verlag. 2002. 420 p.

178. Richard T, Dagrain F, Poyol E, Detournay E. Rock strength determination from scratch tests. *Engineering Geology*. 2012. №147–148. P. 91-100.
179. Salakhov T., Yamaliev V., Dubinsky V. A field-proven methodology for real-time drill bit condition assessment and drilling performance optimization. *SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition 2008*. 2008. C.281-288.
180. Schlumberger. *Drilling Dynamics. Sensors and Optimization* URL: <http://www.slb.com/drilling.aspx>. (дата звернення 20.12.2020)
181. Sensor Tile.box wireless multi sensor development kit with user friendly app for IoT and wearable sensor applications URL: <https://www.st.com/en/evaluation-tools/steval-mksbox1v1.html>. (дата звернення 25.12.2020)
182. Syzrantseva K., Arishin V., Dvoynikov M. Optimization of the damping element of axial vibrations of the drilling string by computer simulation. *Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2016. № 11 (10), pp. 2312–2315.
183. Tiller M. *Introduction to Physical Modeling with Modelica*. Springer, 2001. 345 p.
184. Varel International. Каталог продукції. — URL: <https://cdn.thomasnet.com/ccp/00080007/143518.pdf>.
185. Weiji Liu, Xiaohua Zhu Experimental study of the force response and chip formation in rock cutting. *Arabian Journal of Geosciences*. №12 (457). 2019. <https://doi.org/10.1007/s12517-019-4585-8>.
186. Wiercigroch M., Nandakumar K., Peia L., Kapitaniak M., Vaziri. V., State dependent delayed drill-string vibration: Theory, experiments and new model. *Procedia IUTAM* №22. 2017. P. 39-50.
187. Xiao Huaping, Liu Shuhai, Tan Kaiwen Experimental Investigation of Force Response, Efficiency, and Wear Behaviors of Polycrystalline Diamond Rock Cutters. *Applied Sciences* №9(15). 2019. P. 133-144 doi: <https://doi.org/10.3390/app9153059>.
188. Xiaohua, Z., Liping, T., Qiming Y. 2015. A Literature Review of Approaches for Stick-Slip Vibration Suppression in Oilwell Drillstring *Advances in Mechanical Engineering*, №8. 2014. P. 1-17. <https://doi.org/10.1155/2014/967952>.

189. Zacny K. Fracture and Fatigue of Polycrystalline-Diamond Compacts. *SPE Drill & Compl.* 2012. №3(27/1) P. 145–157. doi: <https://doi.org/10.2118/150001-PA>
190. Zhou Y, Lin J-S. Modeling the ductile–brittle failure mode transition in rock cutting. *Engineering Fracture Mechanics.* 2014. №127. P. 135-147.
191. Zhou Y, Lin J-S. On the critical failure mode transition depth for rock cutting. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences.* 2013. №62. P. 131-137.

ДОДАТКИ

Додаток А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні результати дисертації

1. Ivasiv V., Yurych A., Zabolotnyi S., Yurych L., Bui V., Ivasiv O. Determining the influence of the condition of rockdestroying tools on the rock cutting force. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. №1(103). P. 15-20. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).

2. Chudyk I., Raiter P., Grydzhuk Ya., Yurych L. Mathematical model of oscillations of a drill tool with a drill bit of cutting-scraping type. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. №1. P. 52-58. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).

3. Чудик І. І., Гридчук Я. С., Юрич Л. Р. Оцінка затрат механічної енергії бурильної колони при роторному бурінні. *Нафтогазова енергетика*. 2018. №2(30). С. 17-24. (Фахове видання України).

4. Юрич Л. Р. Метод забезпечення експлуатаційної надійності та оцінки залишкового ресурсу елементів бурильної колони. *Молодий вчений*. 2016. №11(38). С. 54-57. (Видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).

5. Івасів В. М., Гридчук Я. С., Гриців В. В., Юрич Л. Р. Проблеми забезпечення експлуатаційної надійності елементів бурильних колон. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №6/6(26). С. 41-44. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).

6. Івасів В. М., Рачкевич Р. В., Юрич А. Р., Юрич Л. Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ" Серія: Динаміка і міцність машин*. 2015р. №57 (1166). С. 45-48. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).

7. Івасів В. М., Гридчук Я. С., Юрич Л. Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Технологический аудит и резервы производства*.

2014. №6/4(20). С. 15-17. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).

Тези наукових конференцій

8. Юрич Л. Р. Оцінка можливості дослідження динаміки бурильного інструменту при роботі з долотами ріжучого-сколюючого типу в лабораторних умовах. *Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації (Вип.48)* : матеріали міжнар. наук. інтернет-конф. м. Переяслав-Хмельницький, 25 червня 2019 р. Переяслав-Хмельницький, 2019. С. 203-205.

9. Юрич Л. Р. Пристрій для оцінювання навантаженості елементів бурильної колони. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф., м. Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ, 2016. С. 185-187.

10. Івасів В. М., Гридчук Я. С., Юрич Л. Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Нафтогазова освіта і наука: стан та перспективи* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. присвяченої семидесятиріччю газонафтопромислового факультету, м. Івано-Франківськ, 10-12 грудня 2014 р. Івано-Франківськ, 2014. С. 190-192.

Патент

11. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № U201311632; заявл. 02.10.2013; опубл.11.03.2014, Бюл. №5.

Додаток Б

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

“ЗАТВЕРДЖЕНО”

Технічний директор

ПрАТ «Газінвест»

Т. М. Красівський

“2” лютого 2017 р.

МЕТОДИКА

аналітично-експериментальної оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони



“ПОГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи

ІФНТУНГ

І. І. Чудик

“24” лютого 2017 р.

м. Івано-Франківськ, 2017

1 РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

асистент кафедри БМ, **Яциняк І. І.**

к. т. н., доцент кафедри БНГС, **Гриців В. В.**

д. т. н. професор кафедри НГО, **Івасів В. М.**

асистент кафедри БНГС, **Юрич Л. Р.**

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

Зміст

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ.....	4
2 ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ.....	4
3 ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ЗА ПРОФІЛЕМ СВЕРДЛОВИНИ	5
4 АНАЛІТИЧНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ	5
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ.....	8
ДОДАТОК Б1	15
ДОДАТОК Б2.....	19

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Методика регламентує порядок оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони при бурінні нафтових і газових свердловин.

1.2 Методика рекомендована до виконання буровою організацією **ПРАТ «Газінвест»**, її підрядчиками та сумісниками.

1.3 Вимоги цієї методики є обов'язковими при проектуванні і виборі режимних параметрів, техніки і технології буріння свердловини.

2 ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

Нижче наведено терміни, вжиті в методиці та визначення позначених ними понять:

БК – бурильна колона;

НДС – напружено-деформований стан;

ПС – профіль свердловини;

КДС – криволінійна ділянка свердловини;

ВПД – вузол поздовжніх деформацій;

БРД – блок реєстрації деформацій;

АЦП – аналого-цифровий перетворювач;

СПО – спуско-підіймальні операції.

3 ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ЗА ПРОФІЛЕМ СВЕРДЛОВИНИ

Під час експлуатації БК на її елементи діє широкий спектр випадкових навантажень, що обумовлює їх складний НДС. Урахування комплексної дії відповідних навантажень на довговічність БК є складною задачею. Проте виокремити найбільш небезпечні місця, де діятимуть суттєві навантаження, можливо уже на стадії проектування. На основі ПС виділяємо КДС із небезпечною інтенсивністю викривлення ($i \geq 1 \text{ град}/10\text{м}$) та проводимо детальну оцінку НДС БК. Визначення напружень виконуємо аналітичним способом запропонованим в роботі [1] та перевіряємо адекватність проведених розрахунків за допомогою удосконаленого пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб [2].

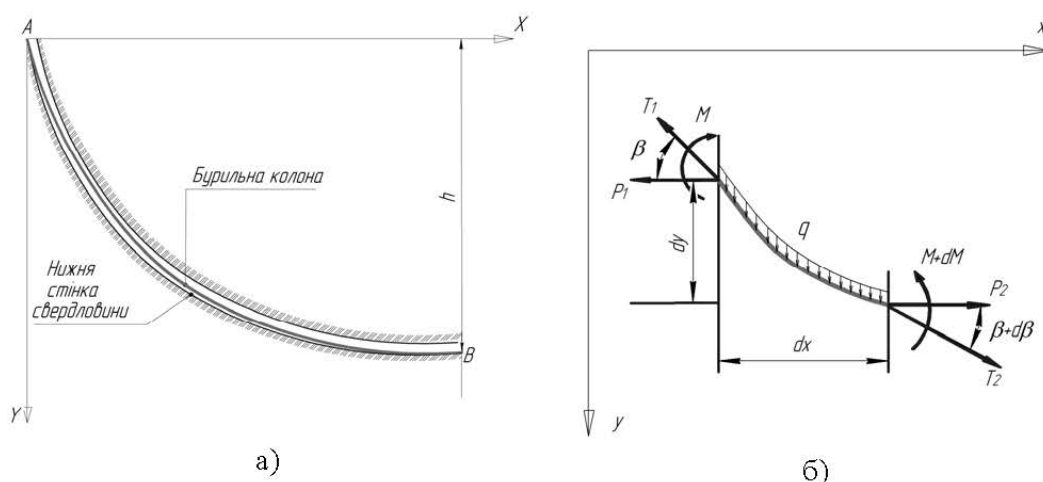
4 АНАЛІТИЧНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ

Після аналізу ПС та локалізації небезпечних КДС необхідно визначити виникаючі максимальні напруження. Обчислити відповідні напруження можливо при умові, що радіуси викривлення стовбура свердловини і колони бурильних труб рівні. Така ситуація можлива лише в окремих випадках, коли радіус КДС досить великий і БК повністю повторює стінку стовбура свердловини [3]. Проте положення колони на КДС, визначається багатьма чинниками, основними із яких можна вважати: вагу погонного метра колони, її жорсткість, сили розтягу чи стиску, відстань між опорами, зенітний кут та інші. Таким чином, найбільш характерними положеннями БК у свердловині під час проходження КДС є: контакт труб із верхньою стінкою свердловини, їх провисання між стінками та розташування на нижній стінці свердловини [3].

В реальних умовах експлуатації згин елементів БК в значній мірі залежить від співвідношення їх довжини і гравітаційних сил. Так при

збільшенні довжини БК її вісь стає подібною до “гнучкої нитки”. Таким чином максимальний прогин спостерігається не посередині КДС, а зміщується у напрямку дії гравітаційних сил. Це, відповідно, призводить до перерозподілу напружень у перерізах БК. Враховуючи вище наведене запропоновано аналітичний метод оцінки НДС елементів бурильної колони на КДС із урахування впливу гравітаційних сил.

Для моделювання форми пружної осі БК та оцінки НДС її елементів, на КДС, використано метод числового розрахунку “гнучкої нитки” [4], у поєднанні із методом “поділу відрізків навпіл” (методом Больцано). Розрахунок форми осі проведено за схемою зображеною на рисунку 2.1.



а) – загальний вигляд криволінійної ділянки свердловини;

б) – навантаження, що діють на елементарну частинку бурильної колони

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема для оцінки НДС елементів бурильної колони

У зазначеному виділено елементарну частинку dL , горизонтальна проекція якої dx , вертикальна – dy . Для “гнучкої нитки” діючі на кінцях елемента сили T_1 і T_2 спрямовані під деякими кутами β і $\beta + d\beta$ до дотичної, їх горизонтальні проекції відповідно P_1 і P_2 . Згідно з [4] рівняння пружної осі ділянки БК, на яку діє осьова сила P , матиме вигляд:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{Pd^2 y}{EI dx^2} - \frac{q}{EI} = 0, \quad (2.1)$$

де P – осьова сила, що діє на ділянку, H ;

EI – жорсткість колони на згин, Hm^2 ;

q – вага одиниці довжини колони, H/m .

Загальний розв'язок рівняння (2.1) матиме вигляд:

$$y(x) = \frac{C_2 E_1 I_1 e^{\frac{\sqrt{E_1 x}}{\sqrt{E_1 I_1}}}}{P} + \frac{C_1 E_1 I_1 e^{-\frac{\sqrt{E_1 x}}{\sqrt{E_1 I_1}}}}{P} + \frac{qx^2}{2P} + C_3 x + C_4, \quad (2.2)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – сталі величини, що визначають із граничних умов.

Так, невідомі C_1, C_2, C_3, C_4 повинні задовольняти таким граничним умовам:

$$\begin{cases} y(0) = 0; \\ y(L) = h; \\ y'(0) = \tan(\beta); \\ y'(L) = \tan(\beta + \Delta\beta) \end{cases} ,$$

де L – довжина криволінійної ділянки, m ;

h – перепад висот між точками опор, m ;

β – зенітний кут на початку криволінійної ділянки, $град$;

$\beta + \Delta\beta$ – зенітний кут на кінці криволінійної ділянки, $град$.

На основі проведених розрахунків визначаються максимальні напруження, що виникають на КДС у гладкій частині БК.

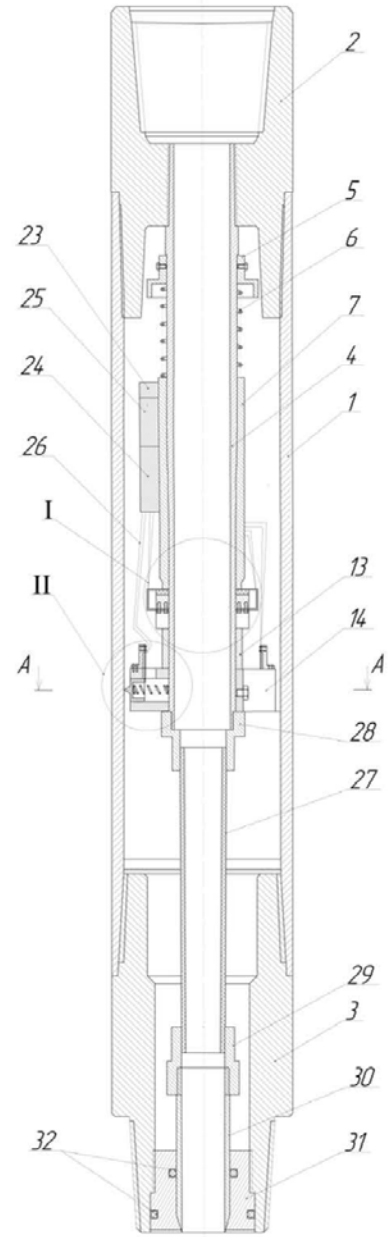
Визначення відповідних напружень в умовах експлуатації БК виконуємо експериментальним способом.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ

Для перевірки аналітичних розрахунків НДС елементів бурильної колони удосконалено конструкцію пристрою (рис. 3.1) [2], що визначає напруження, які виникають при згині бурильної колони у процесі буріння свердловин. Пристрій включає в себе корпус 1 – несучий калібрований елемент БК з різьбовими перехідниками: верхнім 2 і нижнім 3, які призначені для з'єднання пристрою у компоновці БК. У верхньому перехіднику 2 по осі пристрою на різьбі встановлений нерухомо ніпель 4. На ніпелі 4 встановлені основні елементи ВПД, який містить нерухому втулку 5, що служить упором для силової пружини 6, встановленої концентрично ніпелю 4 і рухому інерційну втулку 7. Нижнім кінцем втулка 7 опирається на пружні кронштейни 8 (рис. 3.2), які по діагоналі закріплені гвинтами 9 до нерухомої втулки 10. Між кронштейнами 8 і втулкою 10 встановлено демпферне кільце 11. В зоні деформації пружних кронштейнів 8 встановлені тензодавачі 12.



а)



б)

а) загальний вигляд; б) конструктивна схема

Рисунок 3.1 – Пристрій для вимірювання зусиль в колоні буриньних труб

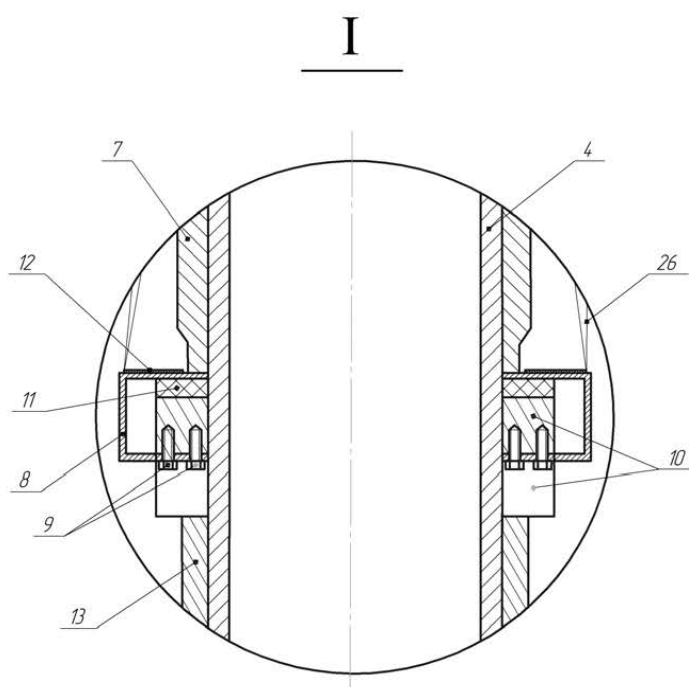


Рисунок 3.2 – Місцевий вигляд I на рисунку 3.1

На нижньому кінці ніпеля 4 також закріплений вузол перетворення деформацій. Між ним і ВПД встановлена дистанційна втулка 13. У вузол перетворення деформацій (рис. 3.3, рис. 3.4) входить система трьох тензодавачів розміщених під кутом 120° радіально до ніпеля 4 на платформі 14, до якого вона жорстко закріплена болтами 15. У платформі 14 під кутом 120° виконано направляючі 16 в яких вільно переміщуються повзуни 17. За допомогою пружин 18 повзуни 17 опираються на внутрішню поверхню корпусу I пристрою.

II

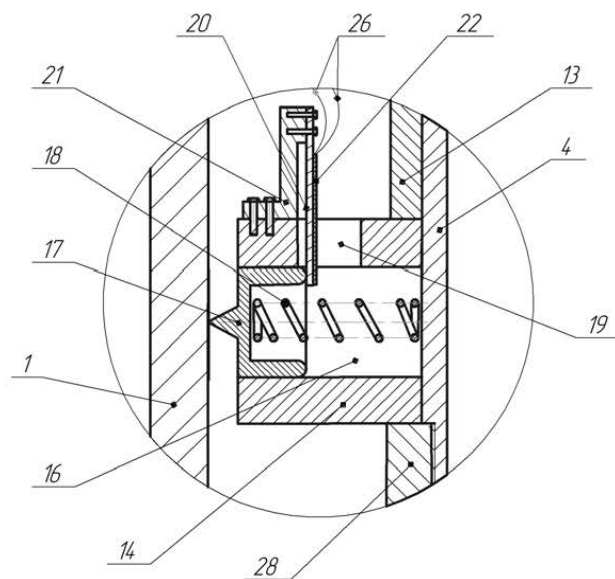


Рисунок 3.3 – Місцевий вигляд II на рисунку 3.1

A-A

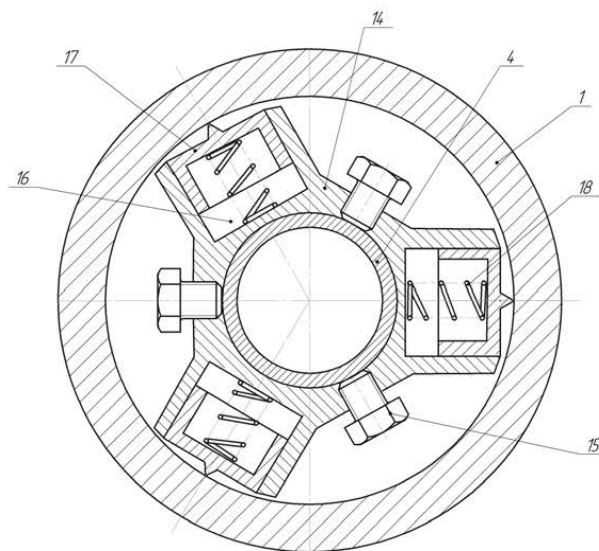


Рисунок 3.4 – Місцевий вигляд А-А на рисунку 3.1

На платформі 14 в зоні направляючих отворів 16 виконані пази 19, через які вільно проходять пружні пластини 20. За допомогою держаків 21 пружні пластини 20, зафіксовані у верхній частині платформи 14. В місці деформації пружних пластин 20 на них встановлено тензодавачі 22.

На зовнішній поверхні втулки 7 закріплений БРД, в який входять: блок живлення 23, АЦП 24, і карта пам'яті 25. БРД з'єднаний з тензодавачами 12 і 22 електричними провідниками 26.

Кінець ніпеля 4 з'єднано герметично через гнучкий елемент, в якості рукава 27 високого тиску, і його ущільнюючих втулок 28, 29 з наконечником 30.

Порожнина пристрою надійно герметизована між нижнім перехідником 3 і наконечником 30 за допомогою втулки 31 і радіальних ущільнень 32.

Визначення НДС елементів БК під час експлуатації, із застосуванням розробленого пристрою, передбачає кілька етапів.

Перший етап розрахунку передбачає:

- визначення найбільш небезпечних місць у свердловині теоретичним шляхом, виходячи із ПС де елементи БК піддаються найбільшим навантаженням;
- встановлення пристрою в компоновку низу БК;
- спуск БК з пристроєм на вибій свердловини та проведення буріння згідно з планом робіт.

На другому етапі проводиться:

- піднімання БК з пристроєм на поверхню;
- від'єднання пристрою від БК та демонтаж корпусу пристрою;
- зчитування об'єму даних з карти пам'яті, записаних, як під час СПО, так і під час роботи БК у небезпечному інтервалі.

На третьому етапі проводиться аналіз отриманої інформації. Виходячи із глибини опускання пристрою та часу його роботи у свердловині виділяються дані, що відповідають необхідним місцям ПС та обчислюються напруження в БК.

Напруження, що виникають у елементах бурильної колони визначаються за допомогою тарувальної діаграми пристрою (рис. 3.5).

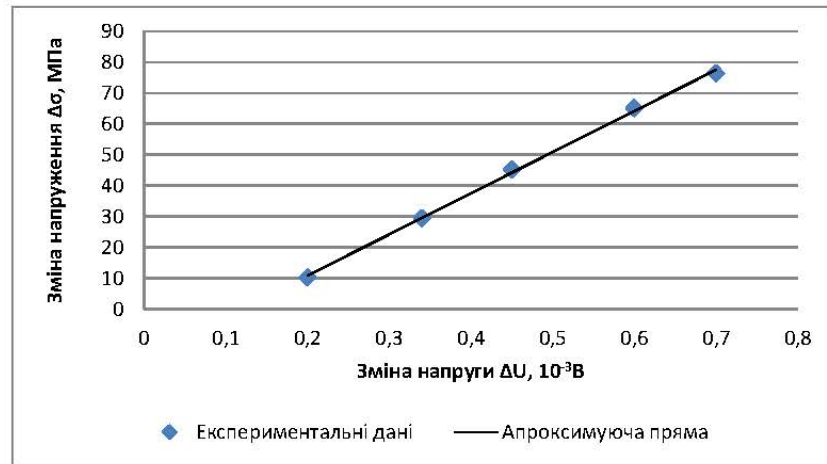


Рисунок 3.5 – Тарувальна діаграма удосконаленого пристрою

Оскільки довжина пристрою не значна (1,5 м), у порівнянні із діаметром (0,28 м), то напруження визначались за формулою 3.1, відповідно до схеми триточкового згину стержня (рис. 3.6).

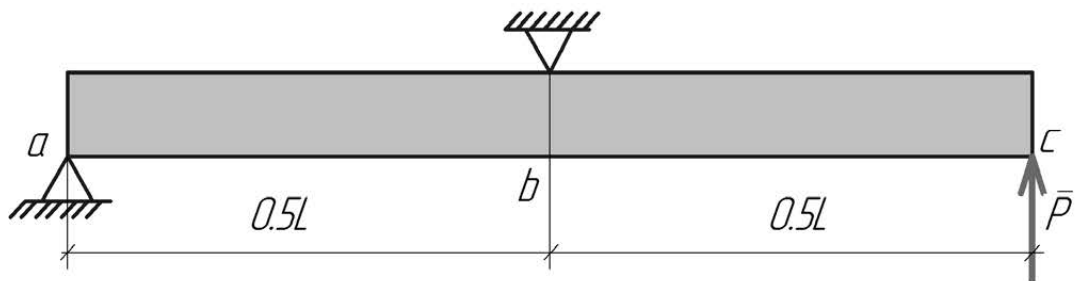


Рисунок 3.6 – Схема навантаження пристрою при таруванні

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (3.1)$$

де M – згинаючий момент, що виникає в корпусі пристрою, Hm :

$$M = \frac{PL}{2}, \quad (3.2)$$

де P – навантаження прикладене до одного з кінців пристрою, H ;

L – довжина пристрою, m ;

W – момент опору корпусу пристрою, m^3 :

$$W = \frac{\pi D^2 \delta}{4}, \quad (3.3)$$

де D – зовнішній діаметр корпусу пристрою, m ;

δ – товщина стінки корпусу пристрою, m .

ДОДАТОК Б1

(додатковий)

Приклад визначення напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини

Для визначення напружено-деформованого стану елементів бурильної колони в експлуатаційних умовах проведено їх розрахунок на похило-скерованій свердловині № 38 Штормового газоконденсатного родовища. Вибір свердловини пов'язаний із наявністю криволінійної ділянки із інтенсивністю викривлення $2^\circ/10$ м, за якої вплив гравітаційних сил на перерозподіл напружень в елементах бурильної колони є суттєвим.

Буріння свердловини проводилось бурильними трубами ТБПК $\varnothing 127 \times 9,19$ мм. В якості обважнених бурильних труб прийнято спіральні ОБТ $\varnothing 229 \times 59,5$ мм, $\varnothing 203 \times 60$ мм та ОБТ $\varnothing 165 \times 47$ мм з муфтами типу "BORE BACK".

Основні параметри профілю свердловини наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри профілю свердловини

Інтервал по вертикалі, м			Зенітний кут, град		Середня інтенсивність викривлення, град/10 м
від	до	довжина	на початку	в кінці	
0	570	570	0,0	0,0	0
570	847,1	277,1	0,0	46,5	1,5
847,1	1693,7	846,6	46,5	46,5	0
1693,7	1756,1	62,4	46,5	69,5	2
1756,1	1899,7	143,6	69,5	69,5	0

Розглянемо три випадки проходження бурильною колоною даної криволінійної ділянки:

- бурильна колона контактує із нижньою стінкою свердловини;
- бурильна колона не контактує із стінками свердловини;
- бурильна колона контактує із верхньою стінкою свердловини.

Діаметр свердловини під час буріння в інтервалі криволінійної ділянки визначено за формулою:

$$D_{св} = D_{дол} K_L, \quad (1)$$

Де $K_L = 1,15$ – лінійний коефіцієнт кавернозності;

$D_{дол} = 295,3$ мм – діаметр долота.

Отже,

$$D_{св} = 295,3 \cdot 1,15 = 339,59 \text{ мм.}$$

Загальний простір між стінками бурильної колони та свердловини відповідно становитиме:

$$a_1 = D_{св} - D_{бк1} = 340 - 127 = 213 \text{ мм};$$

$$a_2 = D_{св} - D_{бк2} = 340 - 165 = 175 \text{ мм};$$

$$a_3 = D_{св} - D_{бк3} = 340 - 203 = 137 \text{ мм};$$

$$a_4 = D_{св} - D_{бк4} = 340 - 229 = 111 \text{ мм.}$$

Для побудови траєкторії пружної осі бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини використаємо рівняння 2.2, а для стінки свердловини на цій ділянці скористаємось співвідношенням:

$$y_2(x) = \sqrt{R^2 - x^2}, \quad (2)$$

де R – радіус кривизни свердловини.

Радіус криволінійної ділянки знаходимо із виразу:

$$R = \frac{57.3L_{\text{КД}}}{\alpha_{\text{ЗН}} - \alpha_{\text{Поч}}}, \quad (3)$$

Де $L_{\text{КД}}$ – довжина криволінійної ділянки свердловини (табл. 1);

$\alpha_{\text{ЗН}}, \alpha_{\text{Поч}}$ – зенітний кут на початку та в кінці криволінійної ділянки свердловини відповідно (табл. 1).

Точку контакту стінки свердловини із бурильною колоною знаходимо методом поділу відрізків навпіл (методом Больцано).

Результати розрахунків нормальних згинальних напружень виконані запропонованим методом та методом триточкового згину [3] наведені в таблиці 2

Таблиця 2 – Результати розрахунків нормальних згинальних напружень

Бурильна труба	Максимальні напруження при дотику до нижньої стінки свердловини, МПа		Максимальні напруження при дотику до верхньої стінки свердловини, МПа	
	метод наведений в роботі [3]	запропонований метод	метод наведений в роботі [3]	запропонований метод
ТБПК 127	47,36	51,25	44,06	48,32
ОБТ 229	88,15	96,50	84,61	92,85
ОБТ 203	77,43	84,62	73,62	80,50
ОБТ 165	62,25	68,40	58,37	64,16

За отриманими результатами проведених розрахунків встановлено:

- максимальні значення напружень, обчислені за методом триточкового згину [3], дещо менші (8 - 10 %) від напружень отриманих запропонованим методом. Це зумовлено тим, що триточковий згин БК передбачає максимальний

її прогин посередині ділянки. Тоді як під час експлуатації БК найбільший прогин буде зміщений у сторону дії гравітаційних сил;

- застосування запропонованої методики можливе як для комплексної аналітично-експериментальної оцінки НДС елементів БК, так і окремо аналітичної чи експериментальної оцінки НДС. Використання однієї з частини оцінки НДС можливе після попередньої оцінки профілю свердловини, в залежності від необхідної точності результатів.

ДОДАТОК Б2
(додатковий)

БІБЛОГРАФІЯ

1. Яциняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Машинознавство*. 2013. № 9 – 10. С. 68 – 73.

2. Пат. 88307 Україна МПК Е 21 В 19/00. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб / В. М. Івасів, М. М. Ногач, А. Р. Юрич, І. І. Яциняк, Р. В. Рачкевич, В. В. Гриців, Л. Р. Юрич, В. В. Буй, Я. С. Гриджук. № u201311632; заявл. 02.10.2013; опубл. 11.03.2014, Бюл. № 5.

3. Рачкевич Р. В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: дис. канд. техн. наук: 05.05.12. Б-ка ІФНТУНГ. Івано-Франківськ. 2006. 145 с.

4. Папаценко Х. И. Проектирование, строительство и эксплуатация самонесущих трубопроводов. Гостоптехиздат. 1963. 108 с.

Ключові слова: напружено-деформований стан, довговічність, прогнозування, елементи бурильної колони.

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ, д.т.н., проф.



I. I. Чудик

Автори розробки:
асистент кафедри БМ



I. I. Яциняк

д. т. н., проф. кафедри НГО



V. M. Івасів

к. т. н., доцент кафедри БНГС



V. V. Гриців

асистент кафедри БНГС



L. P. Юрич

Нормоконтролер



L. S. Артим



Додаток В

ЗАТВЕРДЖЕНО

ЗАТВЕРДЖЕНО

директор ТОВ «КАРПАТСЬКА
БУРОВА КОМПАНІЯ»

Красівський Т. М.

30.09.2019 р.



АКТ

впровадження у виробництво пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб

Під час буріння свердловини 28-Кадобнянська проведено випробування розробленого в ІФНТУНГ пристрою для визначення зусиль в колоні труб (*Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № U201311632; заявл. 02.10.2013; опубл. 11.03.2014, Бюл. №5.*).

Випробування пристрою проводилось в інтервалі 190-400 м за наступних режимних параметрів: $\gamma = 1,1-1,12 \text{ г/м}^3$, $P_d = 8-10 \text{ т}$, $n = 60-70 \text{ об/хв}$.

При бурінні використовувалась наступна компоновка низу бурильної колони: долото PDC 215,9 FG-5; 10КСИ-215,9 СТКн; ОБТ 165/71 (9,2 м); 10КСИ-215,9 СТКн; ОБТ 165/71 (9,2 м); пристрій (1,1 м); ОБТ 165/71 (55,2 м).

В ході проведення випробувань здійснено записи коливань інерційної втулки, яка відповідно до конструкції пристрою деформує плоскі пружини з наклеєними тензодавачами та відображає вертикальні коливання компоновки. Після завершення буріння інтервалу КНБК підняли на денну поверхню та розкомплектували. Записані результати оброблено та проаналізовано.

За результатами випробувань вважаємо:

1. Отримані результати підтверджують працездатність конструкції пристрою. Подальше використання пристрою надасть можливість накопичити промисловий матеріал для аналізу, дослідження і вирішення питання

забезпечення працездатності елементів КНБК, діагностики стану озброєння доліт та прогнозування їх зносу на родовищах компанії.

2. Вимірювання та обробка даних показали наступні результати. На побудованих амплітудно-частотних характеристиках в якості першої інформативної ознаки можна виділити величину основної складової (гармоніки), викликаній різанням породи та додатковою складовою спричиненою її стиранням. Пікове значення амплітуди коливань перерізу КНБК із новим долотом близько 4,3 мм спостерігається на частоті 10 Гц (частота різання), амплітуда нижчого порядку 1,8 мм – на частоті 8 Гц (частота стирання). Для перерізу КНБК із зношеним долотом (глибина 400 м) на тій же частоті різання 10 Гц пікове значення амплітуди коливань є меншим – 3,6 мм; а на частоті стирання більшим – 1,9 мм. Другою інформативною ознакою спрацювання долота в інтервалі 190-400 м є площа спектру коливань, яка для нового долота становить 4,2, а для зношеного – 3,8 мм·Гц.

3. Практичний інтерес викликає моніторинг крутильних та поперечних коливань. Для вирішення цієї задачі варто розглянути можливість удосконалення вимірювальної частини конструкції пристрою.

Головний інженер

Заст.директора з виробництва

Головний геолог



Гетьманський С.А.

Березовський І.Г.

Лесюк Т. Б.

Додаток Г

Затверджую

проректор з наукової
роботи Чудик І. І.

« 17 » 12 2020р.

АКТ

впровадження у навчальний процес
дисертаційної роботи на темувпровадження
результатів дисертації«Оцінювання навантаженості елементів компоновок низу бурильної колони із
врахуванням стану породоруйнівного інструменту»

виконавцем роботи асистентом кафедри буріння свердловин

В результаті виконання

~~були отримані наукові і прикладні результати, які~~ Юрич П. Р. дисертаційної роботивикористовуються на кафедрі буріння свердловин при проведенні практичних
ми та лабораторних занять з дисципліни «Руйнування гірських порід» студента

«Гірництво» та 185 – «Нафтогазова інженерія та

напряму підготовки 184 –
технології».

нафтогазової інженерії

 Витязь О. Ю. Директор інституту нафто

І. М.

 Завідувач кафедри буріння свердловин Фем'як С