

Міністерство освіти і науки України
Івано-франківський національний технічний університет нафти і газу

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЧЕРНОВА МИРОСЛАВА ЄВГЕНІВНА

УДК 622.24

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
БУРІННЯ ГЛИБОКИХ ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИН
(для умов нафтогазових родовищ України)**

05.15.10 – Буріння свердловин

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

_____ **Чернова М.Є.**

Науковий консультант:

Кунцяк Ярослав Васильович
доктор технічних наук, доцент

Івано-Франківськ – 2019

АНОТАЦІЯ

Чернова М.Є. Розвиток наукових основ підвищення ефективності буріння глибоких похило-скерованих свердловин (для умов нафтогазових родовищ України). – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.15.10 – Буріння свердловин. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2019.

На сучасному етапі розвитку України, одним із першочергових завдань є забезпечення державних потреб енергоносіями. Без вирішення цього завдання стабілізація економіки та соціальний розвиток держави є неможливим.

За останні 10 років відбувається справжня революція в переоцінці ресурсів природних вуглеводнів планети. Ще 20-25 років тому існувало переконання про близьке виснаження вуглеводневих запасів. Така думка базувалася на засадах існуючої теорії утворення вуглеводневого потенціалу. Існувало переконання також, що нафтогазові родовища мають максимальний потенціал на глибинах 2-4 тис. м.

Але, з'явилися фактичні дані, які суперечать колись проведеним теоретичним розрахункам і призводять до необхідності перегляду донедавна загальноприйнятих механізмів генерації вуглеводнів у процесі катагенезу. З останніх наукових досліджень випливає, що кожний нафтогазоносний басейн має свої індивідуальні особливості генерації вуглеводнів.

Результати літературних та наукових досліджень, представлені неодноразово в наукових публікаціях академією наук, інститутом геології України, свідчать про величезний вуглеводневий потенціал великих глибин і, більше того, дозволяють розглядати глибокозалягаючі нафтогазоносні комплекси глибоких, над- та суперглибоких нафтогазових покладів на глибині 5-7 тис. м як невичерпні джерела вуглеводнів.

Серед них такі широко відомі газові гіганти, як Шебелинське, Західно-Хрестищинське, Яблунівське, Єфремівське, а також Кобзівське (до речі, відкрите вже в 90-ті роки), Мелихівське, Розпашнівське, Більче-Волицьке, Угерське, Рудківське, Штормове, Семеренківське, Мачухи та низка інших якісних родовищ зокрема, це стосується Дніпровсько-Донецького регіону.

У 70-х роках минулого століття на теренах України проводились інтенсивні геологорозвідувальні роботи, які дали можливість засвідчити, що поклади нафти і газу в надрах України є достатньо великими, але, через великі глибини залягання вуглеводнів, їх видобування було нерентабельним, оскільки дешевою альтернативою стали розвідані родовища Сибіру.

Останні дані свідчать, що добові дебети з глибоких (понад 5 тис. м.) свердловин інколи сягають $1 \div 1,5$ млн. м³, що підтверджено під час розбурювання надглибоких свердловин Мачухського та Семеренківського родовищ підприємствами «ДТЕК».

Грандіозні успіхи України в освоєнні глибин понад 4-5 км зокрема, відкриття в центральній частині ДДЗ 43 родовищ, 110 газоконденсатних, газових, а також нафтогазових покладів які знаходяться на глибинах понад 5 км, мали величезне значення для сучасного етапу освоєння великих і надвеликих глибин у світі. Саме тут найповніше було вивчено закономірності формування вторинних колекторів і відкрито суперколектори з різними проявами розущільнення кварцопісковиків, вапняків та інших міцних щільних порід. Через щільність населених пунктів, рельєфи та різні об'єкти інфраструктури в Україні існує велика проблема з відведенням землі під бурові площі. З цих причин переважна кількість глибоких свердловин проектується похило-скерованими (ПС) або з горизонтальним закінченням (ГС), що одночасно суттєво підвищує їх продуктивність під час використання. Питання успішного буріння свердловин на великі глибини як і питання буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин є надзвичайно складними. Воно обумовлює особливі вимоги до технології буріння, пристроїв, технічних засобів і компонувань низу бурильної колони (КНБК).

Проблеми, що виникають у результаті одночасного поєднання впливу особливостей глибокого буріння і особливостей похило-скерованого буріння на ефективність буріння свердловин розглянуто недостатньо. Це, здебільшого, стосується екстремальних умов роботи бурильних і обсадних колон та їх різьбових з'єднань на великих глибинах в похило-скерованих ділянках свердловин та ефективності доведення осьового навантаження на вибій. Такі обставини призводять до підвищеної аварійності з бурильними та обсадними колонами, а, також, до обмеження і зменшення швидкості буріння.

Таким чином, дослідження та вирішення проблем підвищення ефективності будівництва глибоких свердловин є своєчасним і актуальним завданням.

Дисертація присвячена удосконаленню технічних засобів, техніки і технології фізико-механічних способів для: запобігання прихоплень бурильної колони, що базується на використанні енергії генераторів гідроколивань, полімерному покритті елементів бурильної колони; підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб, що базується на вдосконаленні герметизуючих елементів різьбових з'єднань та зміцненні поверхні цих з'єднань вдосконаленим ультразвуковим генератором енергії спрямованої дії; підвищення швидкості буріння та ефективності доведення осьового навантаження у вибій свердловини, на основі розробки раціональних конструкцій компоновки низу бурильної колони та її елементів.

У дисертаційній роботі проаналізовано сучасний стан досліджень у галузі буріння глибоких похило-скерованих ділянок стовбура свердловин, розглянуто причини виникнення прихоплень бурильної колони та причини, що впливають на ефективність доведення осьового навантаження у вибій свердловини.

Наведено методики розрахунку з визначення напружено-деформованого стану бурильної колони, її елементів з врахуванням теорії нелінійності та механіки руйнування твердого тіла. Узагальнено накопичений статистичний матеріал і промислові дані стосовно довговічності елементів бурильної

колони. Проведено систематизацію аварій різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб, розглянуто конструкції та особливості герметизації таких різьбових з'єднань. Досліджено особливості експлуатації пристроїв різної фізико-механічної дії для запобігання прихоплень бурильної колони під час буріння свердловин. Досліджено механічні властивості полімерно-композиційних матеріалів для поверхневого покриття металевих поверхонь.

У дисертації розроблено математичну модель розрахунку геометричних параметрів для вдосконалення пристроїв енергії спрямованої дії з обробки різьбової поверхні замкових різьбових з'єднань(ЗРЗ) задля підвищення міцнісних характеристик їхніх конструкції, в основі якої лежить співвідношення пружності та рівняння руху криволінійного елемента. Щоб дослідити напружено-деформований стан різьбових з'єднань застосовували теорію механіки руйнування за Гріфіцом та рівняння Ірвіна. Результатом проведених досліджень стала розробка конструкції серпоподібного ультразвукового концентратора генератора енергії коливань спрямованої дії для зміцнення поверхні різьбових з'єднань.

Запропоновано методологію розроблення елемента, що герметизує конструкції муфтових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб для умов використання в глибоких свердловинах з високими термобаричними показниками, в якій розглядається розподіл сил на дотичній до труби частині кінчної поверхні герметизуючого елемента, де осесиметричні деформації описують коловою моментною теорією оболонок. Авторкою у співавторстві розроблено конструкцію високогерметичного муфтового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб з полімерним елементом герметизації для застосування в глибоких свердловинах з високими термобаричними показниками.

Проведено численні аналітичні та експериментальні дослідження впливу коливних процесів, що виникають під час буріння глибоких свердловин, на реологічні властивості промивальної рідини й тверді фракції, що в ній

містяться. Розроблення й застосування методів математичного моделювання гідродинаміки, фільтрації, енергомасообміну, дозволило, використовуючи системний підхід, аналізувати динаміку зміни витрат і тисків на різних ділянках системи, визначити умови та розрахувати кінетику масообмінних та фільтраційних процесів в свердловині та пласті, оцінити енергозатрати в процесі очистки стовбура свердловини та привибійної зони. Досліджено процес поширення коливань, збуджених породоруйнівним інструментом у вибої свердловини, вздовж бурильної колони, та в перехідних ділянках (вузлових зонах) між елементами бурильної колони. Результатом проведених досліджень є розроблення серії конструкцій генераторів гідроколивачів, дія яких визначається рухом рідини в камері з утворенням складної структури, що утворює дипольну систему яка володіє прецесією. Розроблено методологію визначення оптимальних параметрів конструкції камер залежно від амплітудо-частотного чи фазочастотного діапазону коливань для конкретних гірничо-геологічних і технологічних процесів буріння глибоких свердловин. Застосування генераторів гідроколивачів розробленої конструкції в компонованні низу бурильної колони (КНБК) запобігає явищу прихоплень бурильної колони та підвищує ефективність доведення осьового навантаження у вибій свердловини, й збільшує швидкість буріння. Отримано формулу для розрахування віддалі встановлення генераторів гідроколивачів в компонованні низу бурильної колони. Створено принципово нову конструкцію породоруйнівного інструменту, що містить генератор гідроколивачів у центральному промивальному каналі, для буріння в неабразивних гірських породах м'якої та середньої твердості із застосуванням промивальних рідин з низьким вмістом абразивних додатків.

У результаті проведення аналізу досліджень фізико-механічних властивостей полімерно-композиційних матеріалів проаналізовано та обґрунтовано вибір полімерно-композиційних матеріалів (ПКМ) на основі фторопласту Ф4 для покриття поверхні елементів бурильної колони задля зменшення сил тертя між ними та стінками стовбура свердловини. За

результатами проведених досліджень на адгезійність та зношуваність розроблено рекомендації щодо товщини шару нанесення ПКМ на елементи бурильної колони, й розроблено технологію покриття.

За результатами проведених досліджень запропоновано шляхи використання розроблених засобів, пристроїв і технологій для промислового застосування. На їх основі створено та передано до застосування інструктивні документи і рекомендації з вибору параметрів, виготовлення і застосування пристроїв, засобів та технології щоб підвищити герметичність різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб, для запобігання явищам прихоплення, щоб підвищити ефективність доведення осьового навантаження у вибій свердловини, щоб підвищити швидкість буріння глибоких похило-скерованих ділянок стовбура свердловин.

Усі розроблені засоби, пристрої та технології захищені патентами України.

Ключові слова: свердловина, тертя, осьове навантаження; бурильна колона, коливні процеси, різьбове з'єднання, глибокі свердловини.

ABSTRACT

Chernova M.Ye. Development of scientific bases for increasing the efficiency of drilling deep sloping wells (for the conditions of oil and gas fields of Ukraine). - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for a Doctor of Science Degree in Specialty 05.15.10 - Drilling of wells. - Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2019.

At the present stage of development of Ukraine, one of the priority tasks is to meet the state's energy needs. Without this task, stabilization of the economy and social development of the state is impossible.

Over the last 10 years, there has been a real revolution in the revaluation of the planet's natural hydrocarbon resources. Even 20-25 years ago, there was a belief in the near depletion of hydrocarbon reserves. This thought was based on the

existing theory of hydrocarbon potential formation. There was also a belief that oil and gas fields have the maximum potential at depths of 2-4 thousand m.

However, evidence has emerged that contradicts the theoretical calculations that have been made and leads to the need to review recently accepted mechanisms of hydrocarbon generation during catagenesis. Recent scientific research shows that each oil and gas reservoir has its own unique hydrocarbon generation features.

The results of literary and scientific researches, presented repeatedly in scientific publications by the Academy of Science, Institute of Geology of Ukraine, testify to the huge hydrocarbon potential of great depths and, moreover, allow us to consider deep occurring oil and gas complexes of deep, super-deep and deep-ultra m as inexhaustible sources of hydrocarbons.

Among them are such well-known gas giants as Shebelinsky, Zakhid-Khrestyshchina, Yablunivske, Yefremovske, as well as Kobzovske (by the way, discovered already in 90th years), Melihivske, Rospashnivske, Bilche-Volytske, Uherske, Rudkivske, Shtormove, Semerenkivske, Machuhi and a number of other high-quality fields, special concern the is given to the Dnieper-Donets region.

In the 1970s intensive geological exploration was carried out on the territory of Ukraine, which made it possible to certify that the oil and gas deposits in Ukraine are large enough, but due to the great depths of hydrocarbons, occurrence their production was unprofitable, as a cheaper alternative became exploration of Siberia deposits.

Recent data indicate that daily flow rate from deep wells (more than 5,000 m,) sometimes reach 1÷1.5 million m³, which was confirmed during drilling deep wells of Machukhsky and Semerenkovsky by DTEK enterprises.

The tremendous successes of Ukraine in the development of depths of more than 4-5 km, in the discovery opening 43 of in the central part of the DDZ fields, 110 gas condensate, gas, as well as oil and gas deposits located at depths of more than 5 km, were of great importance for the modern stage of development of the deep and ultra-deep depths in the world. It was here that the patterns of secondary reservoir formation were most thoroughly studied and super reservoirs were

discovered with various manifestations of quartz sandstone, limestone and other dense rocks.

Due to the density of settlements, landforms and various infrastructures in Ukraine, there is a big problem with the allocation of land for drilling sites. For these reasons, the overwhelming number of deep wells are designed a directional or horizontally completion (HC), which significantly increases their productivity during use. The success of drilling wells at great depths, as well as the drilling directional and horizontal wells, is extremely complicated. It imposes special requirements to drilling technology, devices, equipment, installation and bottom hole assembly (BHA) of the bottom of the drill string (IBDS).

The problems arising from the simultaneous combination of the effects of deep drilling and directional drilling on the well drilling efficiency have not been considered sufficiently. This is mainly due to the extreme working conditions of drill and casing strings and their threaded joints at great hole in directional wells and the efficiency of reapplying the axial load to the bottom. Such circumstances lead to an increased accident rate with drilling and casing strings, and also to a limitation and reduction of drilling speed.

Thus, researching and solving problems to improve the efficiency of deep well construction is a timely and relevant task.

The dissertation is devoted to the improvement of technical means, technique and technology of physical and mechanical methods for: prevention of drill string traps based on the use of energy of the oscillation generators, polymer coating of drilling column elements; Increasing the tightness of the threaded connections of the casing and the tubing, based on the improvement of the sealing elements of the threaded joints and strengthening the surface of these joints with an improved ultrasonic generator of directional energy; increasing drilling speed and efficiency of bringing axial load into the well bottom, based on the development of rational designs of the bottom of the structure of the drilling column and its elements.

In the dissertation the present state of researches in the field of drilling of deep inclined-directed sections of a wellbore is analyzed, the reasons of occurrence

of grasping the drill string and the reasons influencing the efficiency of bringing axial load into a well bottom are considered.

The calculation methods for determining the stress-strain state of the drill string, its elements, taking into account the theory of nonlinearity and the mechanics of fracture of a solid are presented. Generalized statistical material and industry data on the durability of drilling string elements are summarized. Systematization of failures of threaded connections of casing and pumping pipes is carried out; designs and peculiarities of sealing of such threaded connections are considered. The peculiarities of the operation of devices of different physical and mechanical action to prevent the drill string during drilling of wells are investigated. Mechanical properties of polymer-composite materials for surface coating of metal surfaces are investigated.

The dissertation has developed a mathematical model for the calculation of geometric parameters for the improvement of directional energy devices for machining the threaded surface of joints to enhance the strength characteristics of their structure, which is based on the ratio of elasticity and equation of motion of a curvilinear element. To investigate the stress-strain state of the threaded joints, Griffith fracture mechanics and the Irwin equation were used. The result of the research was the development of a design of a sickle-shaped ultrasonic energy concentrator for directional action to strengthen the surface of the threaded joints.

A methodology for the development of an element that seals the designs of clutch joints casing and pumping tubes for conditions of use in deep wells with high thermo-baric parameters, which considers the distribution of forces on the tangent to the pipe, the cone surface of the sealing element sealing form and the sealing element shell theory. The author co-authored the design of a high-tight coupling connection of casing and pump tubes with a polymeric sealing element for use in deep wells with high thermobaric characteristics.

Numerous analytical and experimental studies of the influence of oscillatory processes occurring during drilling of deep wells on the rheological properties of the flushing fluid and the solid fractions contained therein have been carried out.

Methods of mathematical modeling of hydrodynamics, filtration, energy and mass transfer have been developed and applied, using the system approach, to analyze the dynamics of changes in costs and pressures at different parts of the system, to determine the conditions and to calculate the kinetics of mass transfer and filtration processes in wells and reservoirs and reservoirs and the bottom hole zone. The process of propagation of oscillations excited by a rock-blowing tool in the well bottom along the drill string and in transition sections (nodal zones) between the drill string elements is investigated. The result of the research is the development of a series of designs of oscillators, the action of which is determined by the motion of the fluid in the chamber with the formation of a complex structure that forms a dipole system with precession. A methodology for determining the optimal parameters of the construction of the chambers, depending on the amplitude-frequency or phase-frequency oscillation range for specific mining-geological and technological processes of deep-hole drilling, is developed. The use of hydraulic oscillators of the developed design in KNK prevents the phenomenon of drill string trapping and increases the efficiency of bringing the axial load into the borehole, and increases the drilling speed. The formula for calculating the distance of installation of the oscillation generators in the layout of the bottom of the drill string was obtained. A fundamentally new design of a rock-breaking tool containing an oscillation generator in the central flushing channel has been created for drilling in non-abrasive soft and medium-hard rock with the use of low-abrasive flushing liquids.

As a result of the analysis of studies of the physical and mechanical properties of the polymer composite materials, the choice of PCM based on fluoroplast F4 was analyzed and grounded to cover the surface of the drill string elements in order to reduce the friction forces between them and the walls of the wellbore. Based on the results of the studies on adhesion and wear, recommendations on the thickness of the layer of PCM application on the elements of the drill string were developed, and the coating technology was developed.

According to the results of the researches, the ways of using the proposed tools, devices and technologies for industrial application are suggested. On this basis, guidance documents and recommendations on the selection of parameters, manufacturing and use of devices, tools and technology have been developed and transmitted to increase the tightness of threaded joints of casing and pumping tubes, to prevent attachment phenomena, to increase the efficiency of axial loading in borehole drilling to increase the drilling speed of deep sloping sections of the wellbore.

All developed tools, devices and technologies are protected by Ukrainian patents.

Keywords: well, friction, axial load; drill string, oscillation processes, threaded connection, deep wells.

СПИСОК НАУКОВИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧКИ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Chernova M. Ye. Kuntsyak Y. V. Study of the stress strain of rock massif in the crooked wellbore AGH DRILLING OIL GAS, 2014. Vol. 31. No. 4. P. 507-512. DOI: <http://dx.doi.org/10.7494/drill.2014.31.4.507>.
2. Chernova M. Ye. Influence of low frequency vibrations on drill string dynamics AGH DRILLING OIL GAS, 2014. Vol. 31. No. 3. P.423-430. DOI: <http://dx.doi.org/10.7494/drill.2014.31.3.423>.
3. Чернова М. Наукові тенденції буріння глибоких нафтогазових свердловин. International Academy Journal Web of Scholar, 2019. 1(31). Vol. 1. P. 18-39. DOI: https://dx.doi.org/10.31435/rsglobal_wos/31012019/6308.
4. Чернова М. Є. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованій та горизонтальній ділянках стовбура глибоких свердловин. SWorld Seientific papers, 2017. Vol. 2, Iss. 46, P. 71-78. DOI: <https://dx.doi.org/10.21893/2410-6720.2017-46.1.-77>.
5. Напряженное состояние сварных соединений УБТ с приварными резьбовыми концами / Чернова М. Е., и др. *КазУТУ хабаршиси*: зб. наук. праць Казахського національного технічного університету ім. К. І. Сатпаєва. Алмати, республіка Казахстан, 2015. №6, С. 315-320.
6. Чернов Б. О., Сімків (Чернова) М. Є., Чернов В. Б. Методи підвищення довговічності елементів бурильної колони. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія «Буріння нафтових і газових свердловин»*, 2008. №4(29). С. 98-103.
7. Яворський В. М. Чернова М. Є., Чернов Б. О. Пружно-деформований стан муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим елементом у високотемпературних свердловинах. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Нафтогазова енергетика»*. 2009. №1 (10). С. 41-44.
8. Чернова М. Є., Чернов Б. О. Підвищення експлуатаційних характеристик бурильної колони за рахунок використання в КНБК ОБТ змінної жорсткості. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2009. №1 (19). С. 82-86.

9. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В., Кунцяк Р. Я. Удосконалення технології буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин у нестійких породах. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010р. № 3(25). С. 15-17.

10. Підвищення експлуатаційних характеристик обсадних колон шляхом удосконалення конструкцій різьбових з'єднань / М. Є. Чернова та ін. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. № 1(38), С. 91-96.

11. Підвищення герметичності обсадних колон за рахунок удосконалення конструкцій різьбових з'єднань / М. Є. Чернова та ін. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2011. Вип. 14. С. 182-186.

12. Дослідження геологічних і експлуатаційних характеристик Битків-Бабчинського родовища та застосування сучасних методів інтенсифікації / Чернова М. Є. та ін. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. № 3(40). С. 85-89.

13. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Дослідження впливу zenітного кута на стійкість стінок стовбурів, що знаходяться в пружно-деформованому стані в процесі буріння горизонтальних свердловин. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. № 3(40). С. 37-41.

14. Чернова М. Є. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони з врахуванням законів нелінійної деформації. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2012. №1 (42). С. 124-134.

15. Чернова М. Є. Генерація віброколивань у процесі буріння свердловин. *НТЖ «Науковий вісник ІФНТУНГ»*. 2012. №3 (33). С. 112-121.

16. Чернова М. Є., Чернов Б. О., Мовчан В. М. Підвищення герметичності обсадних колон. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2012. Вип. 15. С. 215-220.

17. Чернова М. Є. Полімерно-композиційні матеріали для елементів бурильної колони. *Всеукраїнський щоквартальний НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2013. №1 (46). С. 153-161.

18. Чернова М. Є. Динаміка гідроакустичних коливань у затопленій струмині затрубного простору бурильної колони. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Науковий вісник ІФНТУНГ»*. 2013. №1 (34). С. 82-88.

19. Чернова М. Є., Бігун М. О. Вплив низькочастотних коливань на динаміку бурильної колони. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2013. Вип. 16. С. 197-201.

20. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Підвищення працездатності обважнених бурильних труб на основі розробки вітчизняних технічних засобів. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С. 170-173.

21. Кунцяк Я. В., Чернова М. Є., Бігун М. Б. Дослідження механізму коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С. 160-166.

22. Чернова М. Є. Дослідження впливу полімерно-композиційних матеріалів на ефективність буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С. 151-159.

23. Чернова М. Є. Дослідження гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини під час буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин. *НТЖ «Науковий вісник ІФНТУНГ»*. 2014. №1 (36). С. 48-52.

24. Управління динамікою роботи компоновки низу бурильної колони. /М.Є. Чернова та ін. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2015. Вип. 18. С. 58-63.*

25. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Забезпечення герметичності обсадних колон за рахунок конструктивних особливостей різьбових з'єднань. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2016. Вип. 19. С. 86-92.*

26. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура глибоких свердловин. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2017. Вип. 20. С. 63-70.*

27. Чернова М. Є. Застосування полімерно-композиційних матеріалів для елементів бурильної колони. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2018. Вип. 21. С. 94-102.*

28. Chernova M. Ye., Kuntsyuk Ya. V. Study of the stress strain of rock massif in the crooked wellbore. *Международное научное издание «Сборник научных трудов SWorld». Технические науки. Иваново: МАРКОВА АД, 2014. Вып. 3 (36), Т.3. С. 32-37.*

29. Чернова М. Е. Исследование напряженного состояния сварных соединений утяжеленных труб с приварными резьбовыми концами. *Международное научное издание «Сборник научных трудов SWorld». Технические науки. Иваново: МАРКОВА АД, 2014. Вип. 4(37), т. 9, С. 23-31.*

30. Механізм коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії / М. Є. Чернова та ін. *Международное периодическое научное*

издание «Мир науки и инноваций» Иваново: Научный мир, 2015. Вып. 1, Т. 4. С. 22-27.

31. Чернова М. Є. Фізична суть коливних процесів у бурінні нафтогазових свердловин. *Международное периодическое научное издание «Научный взгляд в будущее»*. Одесса: Куприенко СВ, 2016. Вып. 2(2), Том 5. С. 53-61.

32. Деякі методи теоретичних та експериментальних досліджень в бурінні: монографія /Чернова М. Є. та ін. «*Научные ответы на вызов современности: техника и технологии*» *SWorld*. Одесса: КУПРИЕНКО СВ, 2016. Кн. 1. 176 с.

33. Чернова М. Є. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованій та горизонтальній ділянках стовбура свердловин. *Международное научное издание «Сборник научных трудов SWorld»*. Иваново, (РФ): Научный мир, 2017. Вып. 46, Том 2, С. 71-78.

Опубліковані праці апробаційного характеру

34. Відновлення дебіту нафтових і газових свердловин на основі використання енергії спрямованої дії / М. Є. Чернова та ін. «*Наука і освіта*»: зб. наук. праць за матеріалами Міжнар. наук. конф. м. Коломбо (Шрі-Ланка), 2010. С. 50-53.

35. Чернов Б. О., Чернова М. Є., Коваль В. І. Методика розрахунку матеріального балансу вуглеводнів методом математичного моделювання фазової рівноваги. «*Наука і освіта*»: зб. наук. праць за матеріалами Міжнар. наук. конф. м.Коломбо (Шрі-Ланка), 2010. С. 46-50.

36. Дослідження впливу конструктивних і технологічних чинників на динамічні характеристики пристроїв хвильової дії / М. Є. Чернова та ін. «*Сучасні досягнення в науці та освіті*»: зб. наук. праць за матеріалами IV-ї міжнародної наукової конференції м.Будва (Чорногорія), 2010. С. 255-256.

37. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В., Кунцяк Р. Я. Буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин з використанням сучасних

технологій і засобів. «Сучасні досягнення в науці та освіті»: зб. наук. праць за матеріалами IV-ї міжнародної наукової конференції м. Будва (Чорногорія), 2010. С. 250-252.

38. Чернова М. Є. Шляхи очищення стовбура та привибійної зони свердловин. «Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовки фахівців нафтогазової галузі». зб. наук. праць за матеріалами МНТК ІФНТУНГ 2012. С. 52-57.

39. Чернова М. Є. Методи підвищення герметичності обсадних колон похило-скерованих і горизонтальних свердловин. «Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи» ІФНТУНГ: зб. наук. праць за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої 70 річчю газонафтопромислового факультету 10-12 грудня 2014 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ 2014. С. 207-210.

40. Чернова М. Є. Екологічні матеріали для покриття елементів бурильної колони. «Екогеофорум-2017. Актуальні проблеми та інновації»: зб. наук. праць за матеріалами міжнародної науково-практичної конференції до 50-річчя ІФНТУНГ. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ 2017. С. 121-123.

Патенти на корисну модель

41. Різьбове з'єднання обсадних та насосно-компресорних труб: пат. 57111 Україна. №u201009211; заявл. 22.07.2010; опубл. 10.02.2011. Бюл. № 3.

42. Генератор гідравлічних імпульсів: пат. 58651 Україна. №u201009206; заявл. 22.07.2010; опубл. 26.04.2011. Бюл. № 8.

43. Генератор гідроакустичних імпульсів: пат. 63187 Україна. № 201105983; заявл. 2011.05.13; опубл. 26.09.2011. Бюл. № 18.

44. Свердло: пат. 72459 Україна, №u201114267; заявл. 02.12.2011; опубл. 27.08.2012. Бюл. № 16.

45. Колона термоізолюваних труб: пат. 74651 Україна. №u201203430; заявл. 22.03.2012; опубл. 12.11.2012. Бюл. № 21.

46. Обважнена бурильна труба: пат. 76003 Україна. №u201205472; заявл. 05.03.2012; опубл. 25.12.2012. Бюл. № 24.

47. Пристрій для контролю прямолінійності отворів: пат. 77534 Україна. №201205465; заявл. 05.03.2012; опубл. 25.02.2013. Бюл. № 4.

48. Компоновка низу бурильної колони: пат. 115886 Україна. №u201201612598 заявл. 09.12.2016; опубл. 25.04.2017. Бюл. № 8.

49. Долото з генератором гідроколивань: пат. 117435 Україна. №u201201700481; заявл. 18.01.2017; опубл. 26.06.2017. Бюл. № 12.

50. Полімерне покриття елементів бурильної колони: пат. 124700 Україна. №2017008773; заявл. 31.08.2017; опубл. 25.04.2018. Бюл. № 8.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень.....	7
ВСТУП.....	9
Розділ 1	
СУЧАСНИЙ СТАН ВИВЧЕНОСТІ ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	19
1.1 Геологічні особливості будови нафтогазових родовищ України.....	21
1.2 Характеристика основних ускладнень за умов буріння глибоких нафтогазових свердловин на родовищах України.....	29
1.3 Умови роботи елементів бурильної колони в глибоких похило-скерованих ділянках стовбура свердловин.....	36
1.3.1 Вплив різноманітних чинників на довговічність різьбових з'єднань.....	36
1.3.2 Вплив коливних процесів на роботу елементів бурильної колони.....	40
1.3.3 Вплив сил тертя на роботу бурильної колони в глибоких похило-скерованих ділянках стовбура свердловин.....	42
1.4 Вплив напружено-деформованого стану масиву гірських порід на ефективність буріння свердловини.....	44
1.5 Аналіз довговічності елементів бурильної колони за умов буріння глибоких нафтогазових свердловин.....	43
1.5.1 Вплив коливних процесів на реологічні та транспортувальні властивості промивальної рідини.....	48
1.5.2 Вплив коливних процесів на динаміку КНБК.....	49
1.5.3 Вплив технологічних чинників на зміцнення РЗ та їхню герметичність.....	52
1.6 Вплив покриття металевих поверхонь полімерно-композиційними матеріалами на їхні фізико-механічні властивості...54	54
1.7 Висновки до розділу 1.....	61

Розділ 2

МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ, СТЕНДИ Й УСТАТКУВАННЯ.....64

2.1 Принципи математичного моделювання для прогнозування довговічності роботи елементів бурильної колони.....64

2.2 Принцип математичного моделювання для дослідження напружено-деформованого стану елементів бурильної колони з урахуванням теорії нелінійності механічних систем.....69

2.3 Принцип математичного моделювання для дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань із врахуванням теорії механіки руйнування матеріалів.....71

2.4 Принцип математичного моделювання для дослідження динаміки промивних рідин у затрубному просторі.....77

2.5 Принцип методу статистичного моделювання фізичних процесів Монте-Карло.....88

2.6 Розроблення методики, конструкцій дослідних стендів та устаткування.....93

2.6.1 Стенд для зміцнення поверхні різьб методом ультразвуку..94

2.6.2 Методика дослідження різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб.....96

2.6.3. Устаткування для дослідження механічних властивостей гірської породи.....98

2.6.4. Устаткування та методика дослідження властивостей полімерно-композиційних матеріалів для покриття поверхні елементів бурильної колони.....101

2.7 Принцип узгодження результатів досліджень.....107

2.8 Висновки до розділу 2.....109

Розділ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ЧИННИКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....112

3.1 Дослідження довговічності елементів бурильної колони з урахуванням законів нелінійної деформації.....	113
3.2 Дослідження довговічності елементів бурильної колони з урахуванням теорії механіки руйнування матеріалів.....	121
3.3 Вплив низькочастотних коливань на динаміку бурильної колони.....	128
3.4 Дослідження властивостей полімерно-композиційних матеріалів для покриття елементів бурильної колони.....	134
3.4.1 Обґрунтування вибору ПКМ на основі Ф4.....	135
3.4.2 Вибір математичної моделі для дослідження властивостей ПКМ.....	137
3.4.3 Дослідження ступеня зношуваності та адгезії обраного полімеру.....	147
3.5 Дослідження умов роботи бурильної колони в глибоких свердловинах.....	156
3.6 Висновки до розділу 3.....	159

Розділ 4

КОНСТРУКТИВНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ БУРІННЯ ГЛИБОКИХ ПОХИЛО СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИН.....	162
4.1 Розробка конструкцій генераторів гідроакустичних коливань.....	162
4.1.1 Дослідження конструктивних характеристик камери генератора гідроколивачів.....	165
4.1.2 Розрахунок АЧХ та ФЧХ коливань у потоці промивальної рідини.....	174
4.1.3 Дослідження залежності власної частоти коливань затопленої струмини від параметрів генератора.....	182
4.1.4 Розрахунок продуктивності генератора гідроколивачів залежно від його параметричних характеристик.....	192

4.1.5 Дослідження впливу енергетичних параметрів гідроакустичних осциляторів на осьове навантаження породоруйнівного інструменту.....	201
4.1.6 Розроблення породоруйнівного інструменту з генератором гідроколивачів.....	203
4.2 Розроблення раціональних конструкцій КНБК та їх елементів для буріння глибоких ПС ділянок стовбура свердловин.....	207
4.2.1 Розроблення технологічних методів зменшення сил тертя та прихоплення БК.....	208
4.2.2 Розроблення КНБК із розміщенням додаткових осциляторів гідроколивачів відповідно до умов буріння.....	217
4.2.3 Конструкції КНБК з ОБТ змінного моменту інерції.....	220
4.2.4 Розроблення конструктивних методів підвищення довговічності різьбових з'єднань.....	227
4.3 Дослідження напруженого стану масиву гірських порід та стійкості викривленого стовбура свердловини.....	238
4.3.1 Дослідження міцнісних характеристик гірських порід на основі математичної моделі.....	241
4.3.2 Дослідження міцнісних характеристик кернавого матеріалу.....	257
4.3.3 Дослідження напружень гірської породи в критичних точках.....	259
4.3 Висновки до розділу 4.....	262

Розділ 5

ПІДВИЩЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБСАДНИХ ТА НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ДЛЯ ГЛИБОКИХ СВЕРДЛОВИН.....	265
---	------------

5.1 Розроблення конструкції муфтового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб з елементом герметизації для глибоких свердловин.....	265
5.1.1 Дослідження напружено-деформованого стану муфтового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб з елементом герметизації для глибоких свердловин із високими термобаричними показниками.....	266
5.1.2 Дослідження розподілу зусиль в елементі герметизації...270	
5.1.3 Розрахування конструктивних параметрів високогерметичних різьбових з'єднань із полімерним елементом герметизації	275
5.2 Підвищення герметичності термоізольованих секцій труб..	301
5.3 Висновки до розділу 5.....	305

Розділ 6

ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ ТА УДОСКОНАЛЕНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ БУРІННЯ ГЛИБОКИХ ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИН.....	307
6.1 Результати промислових випробувань буріння із застосуванням генераторів гідроколивачів.....	307
6.2 Промислові випробування буріння з полімерним напиленням елементів бурильної колони.....	311
6.3 Висновки до розділу 6.....	314
ВИСНОВКИ.....	315
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	318
ДОДАТКИ	350

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- АК – акустичні коливання
- АЧХ – амплітудо-частотні характеристики
- БК – бурильна колона
- БТ – бурильні труби
- ВГК – вихровий генератор коливань
- ГВД – гвинтові вибійні двигуни
- ГЗОК – глибоко занурені осадові комплекси
- ГЗК - глибокозалягаючі комплекси
- ГЗР - глибокозалягаючі родовища
- ГГУ - гідрогеологічні умови
- ГТБУ – геотермобаричні умови
- ГС – горизонтально спрямовані
- ГФН – головні фази нафто утворення
- ГФГ – головні фази газоутворення
- ЗРЗ – замкове різьбове з'єднання
- ЗН – замок ніпельний
- РЗ – різьбове з'єднання
- КНБК – компоновка низу бурильної колони
- КБК – компоновка бурильної колони
- НГН – нафтогазонакопичення
- НГБ - нафтогазові басейни.
- НКТ – насосно-компресорні труби
- ОБТ – обважнена бурильна труба
- ОБТЗ – обважнена збалансована бурильна труба
- ОБТЗЖ – обважнена бурильна труба змінної жорсткості
- ОБТЗМІ – обважнена бурильна труба змінного моменту інерції
- ОТТГ – осецентрована трубна трапецеїдальна герметична

ОТТПГ – осецентрована трубна трапецеїдальна підвищеної герметичності

ОТТМ - осецентрована трубна трапецеїдальна метрична

ПКМ – полімерно-композиційні матеріали

ПН – полімерне наплення

ПС – похило-скеровані

ФГР - фазово-гетерогенні родовища

ФЧХ – фазово-частотні характеристики

VBA - (Visual Basic for Applications)

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. На сучасному етапі розвитку України, одним із першочергових завдань є забезпечення державних потреб енергоносіями. Без вирішення цього завдання стабілізація економіки та соціальний розвиток держави є неможливим.

За часів СРСР на теренах України проводились інтенсивні геологорозвідувальні роботи, які дали можливість засвідчити, що поклади нафти і газу в надрах України є достатньо великими, але, через великі глибини залягання вуглеводнів, їх видобування було нерентабельним, оскільки дешевою альтернативою стали розвідані родовища Сибіру.

На сьогодні Україна володіє великою кількістю родовищ, які було виведено з експлуатації через ті чи інші причини, хоча запаси нафти та газу в них складають достатньо великі експлуатаційно можливі об'єми.

Володіючи достатніми запасами вуглеводнів на великих глибинах залягання та великою кількістю залишкових об'ємів сировини у старих експлуатованих родовищах, Україна може стати енергетично незалежною державою.

Останні дані свідчать, що добові дебети з глибоких (понад 5 тис. м.) свердловин інколи сягають $1\div 1,5$ млн. м³, що підтверджено під час розбурювання надглибоких свердловин Мачухського та Семиренківського родовищ підприємствами «ДТЕК».

Достатньо потужний диверсифікований вуглеводневий потенціал надр України потребує послідовності та комплексності його освоєння, що забезпечить відродження паливно-енергетичного комплексу та його сталий розвиток. Однак у сучасній катастрофічній ситуації необхідно зосередити зусилля на такому напрямі, який може забезпечити порівняно швидкий, ефект. Таким, на перший погляд дивним (з огляду на стан нашої економіки) виходом є освоєння вуглеводневого потенціалу великих глибин. Свого часу саме великі глибини врятували українську геологорозвідувальну і нафтогазовидобувну

галузі від майже повного знищення. Більше того, завдяки цьому напряду видобуток газу в Україні в 70-ті роки сягав 68-70 млрд м³.

Грандіозні успіхи України в освоєнні глибин понад 4-5 км (зокрема, відкриття в центральній частині ДДЗ 43 родовищ, 110 газоконденсатних, газових, а також нафтогазових покладів яких знаходяться на глибинах понад 5 км) мали величезне значення для сучасного етапу освоєння великих і надвеликих глибин у світі. Саме тут найповніше було вивчено закономірності формування вторинних колекторів і відкрито суперколектори з різними проявами розуцільнення кварцопісковиків, вапняків та інших міцних щільних порід.

Разом з тим, через щільність населених пунктів, рельєфи та різні об'єкти інфраструктури в Україні існує велика проблема з відведенням землі під бурові площі. З цих причин переважна кількість глибоких свердловин проектується похило-скерованими (ПС) або з горизонтальним закінченням (ГС), що одночасно суттєво підвищує їх продуктивність під час використання.

Питання успішного буріння свердловин на великі глибини як і питання буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин є надзвичайно складними. Вони обумовлюють особливі вимоги до технології буріння, пристроїв, технічних засобів і компоновок низу бурильної колони (КНБК).

Дослідженню та вирішенню проблем буріння таких свердловин присвячено багато робіт вітчизняних та зарубіжних науковців, зокрема Алієва М. А., Аскерова В. Б., Агаєва Г. Х., Балденко Д. Ф., Битто Р., Безухова Н. І., Булатова А. І., Васька І. А., Григоряна А. М., Глушича В. Г., Дубленича Ю. В., Івасіва В. М., Іоанесяна Р. А., Каррисона Х., Карпаша О. М., Краузе К., Крилова В. І., Крижанівського Є. І., Козлова А. В., Копея Б. В., Коцкулича Я. С., Кунцяка Я. В., Кунцяка Р. Я., Лисканича М. В., Лехницького Г. С., Мессера А. Г., Мислюка М. А., Морри В., Оганова О. С., Оганова Г. С., Поваліхіна А. С., Саковича Е. С., Сьювелла М., Тахауттінова Ш. Ф., Фурментро Д., Чернова Б. О., Чудика І. І., Хіссамова Р. С., Хузіної Л. Б., Ясова В. Г. та ін.

Однак, проблеми, що виникають у результаті одночасного поєднання впливу особливостей глибокого буріння і особливостей похило-скерованого буріння на ефективність буріння свердловин розглянуто недостатньо. Це, здебільшого, стосується екстремальних умов роботи бурильних і обсадних колон та їх різьбових з'єднань на великих глибинах в похило-скерованих ділянках свердловин та ефективності доведення осевого навантаження на вибій. Такі обставини призводять до підвищеної аварійності з бурильними та обсадними колонами, а, також, до обмеження і зменшення швидкості буріння.

Таким чином, дослідження та вирішення проблем підвищення ефективності будівництва глибоких похило-скерованих свердловин є своєчасним і актуальним завданням.

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

Результати наукових досліджень, конструкторських та дослідно-промислових робіт тісно пов'язані між собою і виконані згідно з Державними національними програмами «Нафта і газ України до 2010 року» (реєстраційний №019), «Національна енергетична програма України до 2010 року» (реєстраційний №025), держбюджетна науково-дослідна робота ІФНТУНГ 2005-2018 рр. «Науково-організаційні засади нарощування видобутку нафти і газу, їх транспортування та диверсифікації постачання для підвищення енергетичної безпеки України» (реєстраційний №0115U007099)

Дисертаційна робота споріднена з комплексом досліджень, що проводилися ДП «Науканафтогаз» НАК «Нафтогаз України».

Під час виконання роботи автор співпрацював з провідними фахівцями ПрАТ «НДІКБ Бурового інструменту», інститутом надтвердих матеріалів ім. В. Н. Бакуля НАН України, інститутом проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України та НУОУ ім. Івана Черняхівського.

Мета і задачі дослідження. Основною метою роботи є розробка та впровадження комплексу високоефективних технічних засобів, пристроїв і

технологій, що дозволить значно підвищити ефективність роботи колони БТ, КНБК та збільшити швидкість буріння глибоких похило-скерованих нафтогазових свердловин на родовищах України.

Основні задачі досліджень:

1. Узагальнити та систематизувати промислові дані вітчизняних наукових досягнень з підвищення ефективності роботи колон бурильних труб та КНБК за умов буріння глибоких похило-скерованих ділянок стовбура свердловин.

2. На підставі принципу математичного моделювання оцінити довговічність елементів бурильної колони; дослідити динаміку рідин в затрубному просторі; дослідити вплив коливань на динаміку бурильної колони.

3. Розробити технічні засоби, пристрої та технології підвищення довговічності елементів бурильної колони.

4. Розробити нові засоби, технології та пристрої задля запобігання явищам прихоплення бурильної колони та підвищення ефективності доведення осьового навантаження у вибій свердловини щоб підвищити швидкість буріння глибоких похило-скерованих свердловин й оцінити адекватність результатів досліджень шляхом їх практичного впровадження.

5. Розробити керівні документи, застосування яких сприяло б забезпеченню підвищення швидкості буріння глибоких похило-скерованих свердловин на нафтогазових родовищах України.

Зазначені теоретичні, експериментальні та промислові дослідження становлять цілісний науково обґрунтований техніко-технологічний комплекс для буріння глибоких, відновлення ліквідованих, та малодобітних свердловин.

Об'єктом дослідження є глибокі похило-скеровані ділянки стовбура свердловин, що бурять на нафтогазових родовищах України в умовах ДДЗ.

Предметом дослідження є бурильні, насосно-компресорні, обсадні колони, їх різьбові з'єднання та елементи компоновки низу бурильної колони для буріння глибоких похило-скерованих ділянок стовбура свердловин.

Методи дослідження. Методологія роботи містить поєднане застосування принципу фізико-математичного моделювання об'єктів досліджень та статистичного методу Монте-Карло.

У дисертації використано: методи математичного моделювання динамічних систем; методи хвильової теорії твердого тіла та рідин, методи обчислювальної математики; методи організації комп'ютерних систем моделювання складних динамічних об'єктів; методи обчислювального експерименту для числового дослідження різних форм моделей за змінних у часі навантажень, напружень, потоків, енергій та їх характеристик. Дослідження ґрунтуються на використанні критеріїв механіки руйнування дисипативних систем, теорії нелінійності, закономірностях поширення коливань у квазіупружних системах, теорії груп та другому законі термодинаміки, теорії гідроакустики.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у встановленні закономірностей в особливостях буріння глибоких похило-скерованих нафтогазових свердловин за складних гірничо-геологічних умов на основі комплексних теоретичних, експериментальних та промислових досліджень задля підвищення ефективності їх будівництва, зокрема:

1. Удосконалено наукові основи оцінювання довговічності елементів бурильної колони з врахуванням теорії нелінійності та основ критеріїв механіки руйнування.

2. Вперше визначено вплив коливань на властивості гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини та динаміку бурильної колони під час буріння глибоких свердловин.

3. Вперше виконано математичне обґрунтування та застосовано математичні моделі для розроблення конструкцій камер генераторів гідроколивань та для визначення місця їх розташування.

4. Вперше розроблено породоруйнівний інструмент, що містить генератор гідроколивань задля умов буріння глибоких свердловин на

нафтогазових родовищах України, щоб підвищити ефективність доведення осевого навантаження у вибій свердловини.

5. Вперше визначено вплив покриття полімерно-композиційними матеріалами елементів бурильної колони на опір рухові та запобігання їх прихопленню в глибоких похило-скерованих ділянках стовбура свердловин.

6. Вперше розроблено технологію покриття полімерно-композиційними матеріалами (ПКМ) на основі фторопласту Ф4 елементів бурильної колони для умов експлуатації в глибоких свердловинах з високими термобаричними показниками.

7. Вперше на основі методу математичного моделювання, що базувався на математичних розрахунках в основі яких є співвідношення пружності та рівняння руху криволінійного елемента розроблено нову методологію конструювання концентраторів серпоподібної форми для генераторів енергії спрямованої дії з метою зміцнення поверхні різьб ЗРЗ.

8. Удосконалено конструкцію герметизуючого елемента, на основі полімеру Ф4, замкового різьбового з'єднання обсадних та насосно-компресорних труб для умов експлуатації у глибоких свердловинах з високими термобаричними показниками.

Достовірність отриманих результатів і висновків, сформульованих в роботі забезпечена використанням фундаментальних положень фізики, механіки руйнування матеріалів, гідродинаміки, теорії груп, теорії коливань, застосуванням сучасного розрахункового апарату, комплексним підходом до вивчення наукової проблеми, застосуванням сучасних методів дослідження, результати яких підтверджено випробуваннями в промислових умовах.

Практичне значення одержаних результатів визначається можливістю їх використання за умов буріння глибоких похило скерованих ділянок стовбура свердловин, завдяки чому підвищується швидкість будівництва свердловин на нафтогазових родовищах України в умовах Дніпрово-Донецької западини (ДДЗ).

1. Розроблено серію конструкцій генераторів гідроколивань: ГГІ-2-10, ГГІ-3-10, ГГДІ-Р-11, ГГІ-ЦШ-10, ГГК-Т-11, обумовлено рекомендації щодо їх проектування, генератори виготовлено і успішно випробувано в промислових умовах.

2. На основі запропонованої конструкції компоновки низу бурильної колони та успішних промислових випробувань розроблено рекомендації стосовно технології буріння глибоких похило скерованих ділянок стовбура свердловин із застосуванням генераторів гідроколивань, щоб підвищити ефективність доведення енергії осьового навантаження долота у вибій свердловини та запобігти явищу прихоплення.

3. Запропоновано конструкцію бурового долота з генератором гідроакустичних імпульсів задля підвищення швидкості буріння та покращення очищення вибою свердловини, яке пройшло промислове випробування.

4. Розроблено рекомендації щодо проведення полімерного покриття ПКМ на основі Ф4 поверхні елементів бурильної колони щоб запобігти явищу прихоплення та втомно-корозійного руйнування за умов буріння глибоких похило-скерованих ділянок стовбура свердловин. Розроблено методичку технологічного процесу покриття.

5. Розроблено конструкцію елемента герметизації ЗРЗ обсадних та насосно-компресорних труб для умов використання у глибоких високотермобаричних свердловинах.

6. Науково обґрунтовано вибір параметрів конструкції серпоподібного концентратора генератора енергії спрямованої дії для зміцнення різьбової поверхні замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ).

7. Розроблено, затверджено БУ «Укрбургаз» і передано для застосування керівні документи, зокрема: «Інструкцію з отримання полімерного покриття елементів бурильної колони для запобігання явищ прихоплення в глибоких похило скерованих та горизонтально скерованих ділянках стовбура свердловин», «Інструкцію із забезпечення підвищення динамічного навантаження на долото, покращення очищення вибою свердловини під час

буріння глибоких похило скерованих та горизонтально скерованих ділянок стовбура свердловин» та «Інструкцію із забезпечення герметичності обсадних колон і насосно-компресорних труб за рахунок герметизуючого полімерного вузла різьбового з'єднання для умов буріння глибоких високотемпературних свердловин».

Адекватність результатів роботи підтверджено актами проведених промислових досліджень, які засвідчили ефективність створеного техніко-технологічного комплексу та удосконаленої технології за умов буріння глибоких похило скерованих ділянок стовбура свердловин для будівництва та відновлення свердловин на родовищах України в умовах ДДЗ.

Особистий внесок здобувача. У дисертації представлено результати досліджень, які автор виконував самостійно або зі співавторами, зокрема, з науковим консультантом д.т.н. Кунцяком Я. В. та д.т.н., проф. Черновим Б. О. З робіт, опублікованих у співавторстві, на захист виносяться тільки ті частини, які зроблені автором особисто. Роботи [2, 3, 4, 14, 15, 17, 18,19, 23, 24, 28, 30, 32, 33, 34, 38, 42, 43, 44, 49, 50] опубліковано одноосібно.

У співавторстві проведено теоретичні, аналітичні та експериментальні дослідження пружно-деформованого стану з'єднань ОБТ [5], муфтового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб з герметизуючим елементом, що відбувається під впливом високих температур та тисків, аналогічних свердловинним [6, 7, 10, 11, 21, 26, 30, 35].

У співавторстві проведено роботи з конструювання, розрахунку та виготовлення серії генераторів ГГІ-2-10, ГГІ-3-10, ГГІ-ЦШ-10, ГГК-Т-11 для створення гідроакустичних імпульсів [20, 22, 31, 27] зокрема, особисто проведено розрахунки з використанням математичного моделювання задля визначення оптимальних параметрів внутрішніх камер пристрою для отримання коливань визначеної частоти [45, 47].

Особисто автором отримано аналітичну формулу для доцільного розміщення генераторів по довжині бурильної колони з метою протиприхоплюючого впливу на елементи бурильної колони в стовбурі

свердловини та ефективності доведення осьового навантаження на долото [15, 19, 24, 32, 33, 42, 43].

Особисто проведено математичне прогнозування довговічності елементів бурильної колони враховуючи закони нелінійної деформації [14].

Особисто автором проведено математичні розрахунки з розробки серпоподібного ультразвукового концентратора енергії коливань спрямованої дії для зміцнення поверхні різьб замкових різьбових з'єднань [33].

У співавторстві проведено теоретичні та експериментальні дослідження впливу полімерно-композиційного покриття поверхні елементів бурильної колони на зносостійкість, довговічність, корозійно-втомне руйнування та запобігання прихопленню елементів бурильної колони у глибоких похило-скерованих ділянках стовбура свердловин [27]. Розроблено технологію та рекомендації щодо нанесення полімерно-композиційних матеріалів на поверхню елементів БК [18, 28, 44].

Колективним надбанням є промислове впровадження розроблених технологій, технологічних засобів та пристроїв для буріння глибоких похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловин на нафтогазових родовищах України, на які отримано акти впровадження.

Апробація результатів дисертації. Основні положення наукових розробок і досліджень, що містяться в матеріалах дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародній науковій конференції «Наука и образование» (м. Коломбо, Шрі-Ланка, 2010 р.); на IV-ій міжнародній науковій конференції «Современные достижения в науке и образовании» (м. Будва, Чорногорія, 2011 р.); на міжнародній науково-технічній конференції «Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовка фахівців нафтогазової галузі» (м. Івано-Франківськ, 2012 р.); на щорічній міжнародній конференції «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления» (Крим, п. Морське - 2011, 2012, 2013, м. Трускавець – 2014, 2015, 2016, 2017, 2018); на міжнародній науковій конференції «Перспективи

інновацій в науці, техніці, виробництві і транспорті 2014» (м. Одеса, 2014); на міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи» (м. Івано-Франківськ, 2014); на міжнародній науково-практичній конференції «Инновационные взгляды научной молодежи» (м. Иваново, 2015,2016); на міжнародному симпозиумі «Научные ответы на вызов современности: техника и технологи» (м. Одесса-2016); Екогеофорум-2017 «Актуальні проблеми та інновації» (м. Івано-Франківськ-2017); на міжнародній науково-практичній конференції «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2017» (Иваново-2017).

У повному обсязі результати досліджень доповідались на розширеному науковому семінарі інституту нафтогазової інженерії ІФНТУНГ (керівник семінару – Фем'як Я.В.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 50 друкованих праць з яких 21 у періодичних фахових виданнях України, 11 друкованих праць в іноземних виданнях та виданнях, що включено до міжнародних науково метричних баз, 10 патентів України; 8 тез конференцій.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, шести розділів оригінальних досліджень, висновків, списку використаних джерел та додатків. Вона містить 453 сторінки з 64 рисунками, 24 таблицями, списком використаних джерел із 362 найменувань та 8 додатками.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ВИВЧЕНОСТІ ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

Початок ХХІ століття знаменується відкриттям гігантських нафтових і газових родовищ на глибинах 4,5-10,5 км. Земні надра в перспективі є невичерпним джерелом вуглеводнів (зокрема, газоподібних), що істотно змінює енергетичні перспективи людства [4, 10].

На сьогодні дуже гострою в нашій державі є необхідність збільшення видобутку власних вуглеводнів, і цілком зрозумілою є необхідність відродження колись потужного паливно-енергетичного комплексу, колапс якого внаслідок обвального падіння обсягів буріння та сейсмозвідки зіграв згубну роль в історії незалежної України [149]. Нагальним є завдання забезпечити видобуток природної вуглеводневої сировини, і насамперед газу, в таких обсягах, щоб істотно зменшити тягар непомірних витрат та послабити згубну енергетичну залежність.

Для нашої країни таким напрямком є освоєння вуглеводневого потенціалу великих глибин [151]. Промислова нафтогазоносність осадових комплексів на глибинах понад 4-5 км (саме такий інтервал за комплексом різних критеріїв приймається зараз як перехідний між звичайними і великими глибинами нафтогазонакопичення [156, 163] встановлена в ~ 70 басейнах світу. Вона містить великі і гігантські газові, газоконденсатні, нафтові і фазово-гетерогенні родовища, понад 1000 з яких уже розробляють. Близько 3 років тому початкові сумарні запаси нафти і газу в інтервалі глибин 4500-8100 м становили відповідно 7 і 25% від світових [171]. Судячи з успіхів освоєння вуглеводневих ресурсів глибоко занурених осадових комплексів в Перській затоці, Південно-Каспійської западині, Північному морі, Мексиканській затоці та інших регіонах ці цифри, безумовно зросли, особливо для газу [169].

Це підтверджується й існуванням на нашій планеті нафтових та газових «полосів» - ареалів з неприродно високою інтенсивністю

нафтогазонакопичення (Катар-Південний Іран, Ямал, Мексиканська затока, Прикаспійська, Північно-Каспійська; Південно-Каспійська западини, Предапалачський прогин, Південно-В'єтнамська шельф та ін.). Головне ж полягає у тому, що доведено промислову нафтогазоносність не тільки великих (понад 4-5 км), але і надвеликих (понад 7-8 км) глибин, що являє особливий теоретичний та практичний інтерес [162].

В інтервалі глибин 7-11 км (ще 20-25 років тому він за термодинамічними й петрофізичними параметрами знаходився далеко поза діапазоном промислової нафтогазоносності у вигляді не тільки «огорожі Кокса» [Сохнув, 1946], але й її сучасних варіантів [Гедберг, 1996.] відомі вуглеводневі гіганти різного фазового стану, основна частина яких відкрита вже у ХХІ столітті. Це унікальне газоконденсатне (з доведеними запасами газу понад 1,2 трлн м³) родовище Шах-Деніз у Південно-Каспійській западині на глибині 7100 м, гігантські нафтові родовища Тайбер (Tiber prospect, розвідані запаси ~ 4 млрд барелів, на глибині 10690 м за глибини моря 1500 м), Каскіда (розвідані запаси 410 млн т, на глибині 9750 м за глибини моря 1770 м), у Мексиканській затоці, гігантське нафтове (~ 8 млрд барелів) родовище Тіурі, в басейні Santos (Бразилія) та ін. Врахуємо, що дані про деякі з таких родовищ публікують лише частково або повністю засекречені, як стратегічний запас держави [161].

Разом з тим успіхи США у видобутку сланцевого газу, що є екологічно катастрофічним для України, не тільки детально висвітлюють, але й усіяно та настирливо рекламують. Це теж можна розглядати як підтвердження того, що саме освоєння вуглеводневих ресурсів глибоких комплексів є головним стратегічним напрямком сучасного століття [158].

Саме завдяки глибоких і надглибоких горизонтів істотно збільшили доведені запаси газу в Катарі - Південному Ірані, де розташований один з головних газових полюсів планети, де можна розглядати унікальне катарського-іранське (28 млрд м³) родовище, розвідка якого вивела Катар на третє, а Іран - на друге місце в світі за розвіданими запасами газу [159].

З глибинами понад 4,5 км в значній мірі пов'язано родовище Південний Юлатань (Туркменія). Саме завдяки недавнім (починаючи з 2007 р) відкриттям глибоких родовищ нафти і газу (переважно на шельфі) вийшла в число світових лідерів за запасами вуглеводнів і Бразилія. Значних успіхів у цьому відношенні досягла Аргентина, володіючи нафтовим родовищем Сьєрраде-Агуараче, глибина якого становить 8981 м [155].

1.1 Геологічні особливості будови нафтогазових родовищ України

Реальний нафтогазоносний розріз - це суперпозиція різновікових скупчень нафтидів, різних за фазовим станом та геохімією. Тому некоректно розглядати розріз, відповідно до вчення про головні фази нафто- і газоутворення (ГФН і ГФГ) [160], як катагенетично обумовлену послідовність утворення вуглеводнів, відповідно до єдиного етапу генерації нафти і газу на етапі тривалого прогинання. Зокрема, усі відомі в ДДЗ великі скупчення асфальтів, мальт, важких нафт пов'язані з пізньопалеозойською, а всі значні за розмірами поклади нафти (Гнідинське, Леляківське родовища і ін.) - з мезозойськими фазами нафтогенезу, у той час як численні газоконденсатні і газові поклади на глибинах понад 4-5 км сформувалися (і формуються) у післяпліоценові часи [164].

Таким чином, зі збільшенням глибини вік вуглеводневих систем зменшується. Сучасні наукові кола припускають, ця закономірність є універсальною, судячи з тісного зв'язку родовищ (покладів) на великих глибинах з різноманітними геофізичними та геохімічними відхиленнями, різними проявами глибинної гідрогеологічної інверсії [165, 246]. Зазначене не заперечує існування закономірної фазогеохімічної зональності нафтогазових басейнів.

Разом з тим, у результаті буріння нових глибоких і надглибоких свердловин можуть бути виявлені раніше невідомі в даному регіоні зони, виділені у зведеній схемі. Остання набуває, таким чином, значення взірця, що

дозволяє оцінити вуглеводневий потенціал басейну в цілому та його окремих комплексів у конкретних геологічних, геотермобаричних і гідрогеологічних умовах [96].

Газоконденсатні системи відрізняються особливою різноманітністю та присутністю метастабільних парогазових покладів критичного стану, тому перехід між зонами найкращого нафтогазонакопичення та первинних газоконденсатних систем носить поступовий характер (найбільш глибоке в ДДЗ нафтове Карайкозівське родовище залягає в інтервалі 4981-5196 м, пластовий тиск 155 МПа, температура становить 124°C) і відрізняється наростанням з глибиною різних проявів глибинних чинників. Перш за все, в порівнянні з нафтами та конденсатами зони оптимального нафтогазонакопичення спостерігається істотне ускладнення ізотопного складу вуглецю та водню [136, 154, 209,].

Геологічна будова надр на території України характеризується наявністю всіх основних типів геологічних структур континентального, а ураховуючи природу Чорноморської западини в якійсь мірі й океанічного блоків [73, 164, 169], вказане відноситься і до глибинного діапазону, що підтверджується промисловими притоками газу і конденсату з глибин 6-6,5 км в центральній частині ДДЗ, а також даними надглибокого буріння в Карпатському регіоні (надглибокі свердловини Луги-1 і Шевченкове-1 з посиленими нафтогазопроявами на глибинах близько 7 км, притоки нафти в інтервалі 5200-5800 м зі свердловин «Новосхідниця-2, Семигенів-17» [165]), ізотопно-геохімічними характеристиками вуглеводневих систем різних нафтогазових басейнів України [164] та іншими непрямими показниками [209, 246].

Це дозволяє досить високо оцінювати вуглеводневий запас глибоких надр України, освоєння якого почалося менше ніж півстоліття тому і призвело до вражаючих результатів.

Інтенсивний приріст запасів нафти і газу, пов'язаний з відкриттям відомих родовищ (Шебелинське, Долинське, Прилуцьке, Гнідинцівське, Леляківське і ін.) на початку 1960-х років змінився різким спадом, оскільки відбулося

відкриття великої нафти в Західному Сибіру, і, природно, постало питання про повне згортання нафтогазопошукових робіт в Україні [159].

Однак розвідані та введені у використання в Україні свердловини глибиною понад 4,5-5 км показали зростання видобутку газу з 20 до 50 млрд м³, а в 70-ті роки ~ 65-70 млрд м³. У ті роки Україна (її Східний нафтогазоносний регіон) займала одне з перших місць у світі за ефективністю освоєння вуглеводневого запасу великих глибин та приростом розвіданих запасів у глибокозалягаючих комплексах. У центральній частині ДДЗ на глибинах понад 4 км було відкрито 96 газоконденсатних, газових, а також нафтових і нафтогазових родовищ, з них 43 родовища (що містять переважно газоконденсатні поклади) - на глибинах понад 5 км. Максимальні дебіти газу з глибоко занурених колекторів були отримані на Рудівському газоконденсатному (свердловина №1 глибина - 5750-5790 м, горизонт Т-1, 1020 тис. м³/добу) та інших родовищах. Найбільші глибини отримання промислових припливів газу і конденсату було встановлено на Перевозівському і Семиренківському родовищах, що досягали 6250-6534 м [73].

Що ж стосується прогнозних ресурсів вуглеводнів, то в світлі сучасних уявлень про нафтогенез і вертикальну фазово-геохімічну зональність розподілу нафтидів в осадовій оболонці і кристалічному фундаменті вони повинні бути величезні і, цілком можливо, практично невичерпні, оскільки переважно саме в інтервалі глибин 4-5 км в більшості нафтогазоносних басейнів з'являються неприродно високі (надгідростатичні) тиски, ефекти глибинної гідрогеологічної інверсії та інші ознаки висхідної міграції (супер) глибинних нафтогенеруючих флюїдів [149, 151].

Нафтогазові родовища України представлено трьома регіонами де шукають та видобувають нафту і газу – це Дніпрово-Донецька западина, Азово-Чорноморський регіон та Передкарпатський прогин [171].

Передкарпатський крайовий прогин об'єднує три тектонічні зони, зокрема Самбірську, Більче-Волицьку та Бориславсько-Покутську.

Для Самбірської зони є характерною наявність масивних синкліналей, що простягаються на дуже великі віддалі. Ці синклінали розділені між собою вузькими антикліналями. Самбірська зона складена стебницькими відкладами червоного кольору і не має у своїй будові флішу. Відсутність флішових відкладів та інтенсивної складчастості виключають цю зону з перспективних нафтогазових зон [246].

На Самбірську зону насунута Бориславсько-Покутська зона, яка сама по собі утворена насунутими одна на одну антикліналями, складеними з крейдово-палеогенового флішу і соленосними осадами міоцену сірого кольору. Більша частина південно-західної зони перекрита насувом Карпатського флішу, що характеризується горизонтальним переміщенням по амплітуді до 50÷80 км. У цій зоні спостерігають і внутрішні горизонтальні переміщення, що утворюють групові складки з багатоярусною будовою [169].

Зовсім іншою, автономною є Більче-Волицька зона. Вона викладена пологими складками платформеного типу та численними скидами. Баденські та сарматські відклади перекривають структури ранніх етапів залягання, зокрема рифейсько-палеозойські та накладені на них юрські та пізньокрейдові прогини краєвої частини. Юрські та крейдові породи є покладами масивного типу, пов'язані з виступами прогину фундаменту в межах неогенових брахіантиклінальних структур. Нафтогазоносні горизонти у бадені та сарматі викладені пачками піщаних та алевритових шарів, що розділені тонкими прошарками глин [165].

Нафтогазові поклади Більче-Волицької та Бориславсько-Покутської зон пов'язані з моноклінальними блоками, антиклінальними складками й ерозійними виступами, що знаходяться у відкладах неогену, палеогену, крейдових та юрських відкладах. У пачках флішового нашарування аргілітів, алевролітів, пісковиків знаходяться потужні газонафтоносні родовища. Перспективна Бориславсько-Покутська зона характеризується широко розгалуженими регіональними палеогеновими та окремими структурними верхньокрейдовими відкладами, де основні запаси нафти і газу залягають в

еоцені та олігоцені. Еоценові нафтогазові поклади характерні для Бориславського, Іваніківського, Долинського, Россільнянського, Космацького та Битківського родовищ, їх колектори алевритів та пісковиків володіють пористістю в діапазоні 4÷27 %. Долинське, Битківське та деякі інші родовища володіють нафтогазовими покладами в менолітовій серії олігоцену в яких колектори алевритів та пісковиків володіють пористістю в діапазоні 5÷22 % і проникністю 10^{-8} м^2 . Незначні нафтогазові поклади наявні в лінзах пісковиків поляницької та ворохтянської світ [209].

Продуктивні пласти в теригенних верхньокрейдових, карбонатних верхньоюрських відкладах та в піщано-глинистих породах міоцену наявні у Більче-Волицькій зоні. Так Коханівське та Судово-Вишнянські родовища покладів нафти і газу та потужне Рудівське родовище газоконденсату залягають у верхньоюрських породах, які характеризуються тріщинуватими вапняками, пористість яких не більша 2 %, а проникність становить $8 \times 10^{-7} \text{ м}^2$. Газові поклади Угерського родовища пов'язані з пісковиками верхньої крейди, і їх пористість становить 23,5 %, а проникність 10^{-6} м^2 [154].

Пісковики та алевроліти баденського та сарматського ярусів містять поклади сухого газу, а нижні продуктивні горизонти характеризуються невеликою кількістю конденсату. Ці пісковики характеризуються пористістю в межах 27÷30,5 % а проникністю до $2,5 \times 10^{-6} \text{ м}^2$. Основними родовищами Більче-Волицької зони є Рудівське та Угерське. У Покутсько-Буковинських Карпатах під прикриттям Карпат та Передкарпатського прогину знаходиться епіпалеозойська платформа, накрита відкладами мезозою. В оптимальних умовах Лопушнянської структури на глибині 4080 м у відкладах крейди та юри існують продуктивні горизонти нафтового родовища в яких пористість шарів становить 15÷23 %, проникність складає 10^{-7} м^2 [209].

Різноманітним у геологічній будові, а відповідно фізичних характеристиках порід є Чорноморсько-Азовський регіон, тектонічні структури якого включають Східноєвропейську платформу, Скіфську плиту, Альпійську покривно-складчасту область і Чорноморську западину. Основою

Скіфської плити є зеленосланцевий комплекс протерозою, прикритий товщами осадових порід. Геологічні утворення у цій зоні характеризуються наявністю вапняків, мергелів, алевролітів, аргілітів і піщанистими глинами з прошарками пісковиків та пісків. Внутрішня будова плити характеризується північно-спрямованими насувами, що об'єднують Кілійсько-Зміїне підняття, вал Губіна, Крайовий уступ, Нижньодунайський прогин, Каламітсько-Центральнокримське підняття, Азовський вал, Ідольський і Каркінітсько-Північнокримський прогин. Цей тектонічний елемент містить мергелі, вапняки з прошарками пісковиків, товщі глин, пласти алевролітів та аргілітів. Індоло-Кубанський прогин, що теж є структурно-тектонічним елементом Скіфської плити характеризується глиняним діапїризмом та грязевим вулканізмом [96].

Під час буріння гірські породи руйнуються, перебуваючи у триосному напруженому стані стиску. Такий стан створюється не тільки спільним впливом гірської породи, що перебуває у вибої свердловини та промивальної рідини, що забезпечує очищення вибою, але й дією елементів озброєння породоруйнівних доліт під час їх втиснення у гірську породу вибою. Саме тому фізико-механічні властивості гірських порід досліджуються за методикою Шрейнера Л. А. – шляхом втиснення у поверхню зразків гірської породи індентора, а такі характеристики гірської породи як умовна межа текучості, твердість по штаму є основою для визначення величини осьового навантаження, що є необхідним для ефективного руйнування породи на вибої свердловини.

За геологічними дослідженнями свердловини Рудівська-104 (Полтаванафто-газгеологія), що була пробурена роторним способом - глибини 5500÷5800 м представлені в основному аргілітами та пісковиками; свердловина №9 Андрєшівської площі показала, що літологія на глибинах 4360÷4370 м складає алевроліти, аргіліти; 4370÷4380 м - алевроліти, аргіліти, пісковики; 4600÷4620 м - алевроліти, аргіліти, пісковики; 4620÷4630 м - алевроліти, аргіліти, пісковики; 4630÷4640 м - алевроліти, аргіліти, пісковики, вапняки; 4640÷4700 м - алевроліти, аргіліти, пісковики; 4700÷4710 м –

вапняки, аргіліти, пісковики; 4710÷4770 м – пісковики; 4770÷4780 м – алевроліти; 4780÷5350 м – аргіліти; 5350÷5370 м – аргіліти, пісковики; 5370-5480 м – аргіліти, пісковики; 5480÷5500 м – аргіліти сірі; 5500÷5600 м – аргіліти зелено-сірі. Сverdловина №2 Рудівської площі, яку на сьогодні використовують, на глибині 5000 м постачає об'єм газу 285 тис.м³/добу, де геологія представлена 4200÷4500 м – темно сірі аргіліти, світло сірі пісковики; 4500÷4540 м – пісковики; 4540÷4790 м - аргіліти, пісковики; 4790÷5020 м – пісковики; 5020÷5075 м – аргіліти, пісковики; 5075÷5500 м – аргіліти, вапняки; 5500÷5780 м – аргіліти, пісковики; 5780÷5850 м – аргіліти, вапняки [209, 246].

У центральному сегменті ДДЗ було вперше виявлено основні закономірності нафтогазоносності глибокозалягаючих покладів, зокрема це вторинний характер колекторів, відкриття феномену суперколекторів і пов'язаних з ними величезних (більше 1-1,5 млн м³/добу газу) дебітів. Порівнюючи піщані колектори на звичайних глибинах (до 4 км) найпримітнішою особливістю глибоких колекторів є їх високі міцнісні властивості, що має важливе значення за існування нафтогазоносних резервуарів в умовах величезних тисків на глибинах понад 5 км. Саме міцний кварцопіщаний каркас забезпечує збереження значної вторинної пористості на великих (принаймні до 8-10 км) глибинах, а це у свою чергу потребує відповідного обладнання і технологій для буріння на таких родовищах [165, 169].

Численні газоконденсатні поклади центральної частині ДДЗ, що включають Яблунівське, Скоробогатське, Рудівське, Луценівське, Перевизівське, Котелівське, Березівське та інші родовища з продуктивними горизонтами в нижньому карбоні в інтервалі 4,8-6,5 км, характеризуються надгідростатичними (аномально високими) пластовими тисками і наявністю опріснених (із загальною мінералізацією менше 10 мг/л) гідрокарбонатних вод, існування яких в цих гідро геодинамічних системах дуже «молоде» і датується відокремленими вуглеводневими-покладами в колекторах, близькими за часом

до формування нафтоносних метасоматичних резервуарів (що становлять менше 1 млн років) [165, 177].

Наукові кола нашої держави вважають, що глибоке (більше 4,5-5 км) буріння в найближчі роки слід зосередити в центральному сегменті ДДЗ. Тут можна пробурити багато високодебітних глибоких свердловин, до закладання яких слід поставитись з великою відповідальністю, враховуючи їх високу собівартість [151].

У Полтавсько-Харківському сегменті ДДЗ, розміщеному над апікальною частиною Дніпровсько-Донецького мантійного суперплюму (сучасні науки про Землю розглядають їх як висхідні потоки глибинних флюїдів і відводять їм особливу роль у формуванні нафтогазоносних басейнів), зосереджені розвідані запаси та основні прогнозовані ресурси нижнього карбону – головного нафтогазоносного поверху Східного регіону України. Тут існує можливість пробурити цілу низку високодебітних глибоких та надглибоких свердловин і впродовж 2–3 років забезпечити істотне збільшення видобутку газу [73, 152].

Успішне проведення бурових робіт великих глибин, з додатковою дорозвідкою родовищ у межах Полтавсько-Харківського сегмента ДДЗ, де розміщується газовий полюс України [164], може кардинально підвищити видобуток газу, забезпечивши перехід до планомірного проведення бурових робіт глибоких свердловин.

Газовий потенціал надр України, за результатами геологічної розвідки є набагато вищим, ніж нафтовий. Так із приблизно 370 родовищ 323 - газоконденсатні, газові та змішані, серед них і широко відомі газові гіганти, як то Шебелинське, Західно-Хрестищинське, Яблунівське, Єфремівське, а також Кобзівське (відкрите вже в 90-ті роки), Мелихівське, Розпашнівське, Більче-Волицьке, Угерське, Рудківське, Штормове та ін. Деякі з них потребують дорозвідки, що дасть змогу істотно підвищити відомі запаси. На інших необхідно застосовувати спеціальні режими, методи та засоби для підвищення

газовіддачі різною мірою виснажених, чи покинутих з різних причин, але все ще перспективних порід-колекторів [149, 152].

Роботи, спрямовані на освоєння вуглеводневого потенціалу надр на великих глибинах, на сучасному науково-технічному рівні дозволять значно збільшити обсяги газовидобування в Україні та забезпечити її енергетичну незалежність.

Отже, забезпечення України власним природним газом за умови буріння глибоких та надглибоких свердловин у найближчі роки є цілком реальним.

1.2 Характеристика основних ускладнень за умов буріння нафтогазових свердловин на родовищах України

Ефективність буріння характеризують такі два основні показники: рейсова швидкість проходження свердловини та вартість 1 м проходження.

За механічного способу руйнування гірських порід основна частка енергії витрачається на проникнення породоруйнівних елементів озброєння в гірську породу. Величину тиску, створювану породоруйнівним елементом у вибої свердловини, визначають не тільки величиною осьового зусилля, але й значенням контактної площі долота [38].

Знаючи твердість гірської породи і контактну площу використовуваного породоруйнівного інструменту, можна орієнтовно визначити осьове навантаження, яке є необхідним щоб бурити свердловини даним породоруйнівним інструментом. Осьове навантаження, за якого досягається максимальне значення механічної швидкості є критичним. Відомо, що надмірне збільшення осьового зусилля призводить до втрати бурильною колоною стійкості в свердловині та незапланованого її викривлення [5, 280].

Зі збільшенням глибини свердловини в більшій мірі проявляються пластичні властивості гірських порід, тому є необхідними більші деформації до руйнування і більша тривалість контакту зубців долота з вибоєм, а це у свою

чергу викликає необхідність зменшити частоту обертання долота із заглибленням свердловини [95].

Циркуляція промивальної рідини під час буріння свердловини забезпечує очищення вибою від частин зруйнованої породи, запобігаючи вторинному їх перемелюванню, разом з тим, спричинюючи ефект Ребіндера, сприяє руйнуванню гірської породи у вибої свердловини. Саме тому проектування режиму очищення вибою свердловини промивальною рідиною є складовою частиною проектування параметрів режиму буріння. Зростання об'ємних витрат промивальної рідини мало б покращувати очищення вибою, а відповідно, підвищувати ефективність роботи породоруйнівного інструменту, але в той же час збільшуються втрати тиску в кільцевому просторі пропорційно до об'ємних витрат у квадраті. Це призводить до росту гідродинамічного тиску на вибій, при цьому створюються несприятливі умови для відривання шламу від поверхні вибою, знижується механічна швидкість буріння. Тобто негативним наслідком посиленого промивання свердловини є підвищення диференціального тиску у вибої свердловини і, як наслідок, погіршення умов руйнування гірської породи [166, 284].

Ефективність буріння глибоких, надглибоких, похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловин залежить від якості очищення вибою та винесення розбуреної породи на денну поверхню. Важливими є умови формування стійкого турбулентного руху промивальної рідини в затрубному просторі свердловини безпосередньо енергією потоку рідини та можливість регулювання реологічними параметрами і структурою потоку з врахуванням гірничо-геологічних характеристик родовища. Практичний інтерес становлять результати досліджень гідродинамічних циркуляційних процесів, що відбуваються в затрубному кільцевому просторі під час буріння свердловин із застосуванням гідроакустичних генераторів, які можуть створювати турбулентний потік рідини значної потужності для якісної очистки вибою та винесення розбуреної породи на денну поверхню [278]. Одержання аналітичних залежностей з визначення енергетичних

характеристик турбулентного потоку промивальної рідини в кільцевому просторі свердловини є можливим за використання комп'ютерної програми «MathCAD», що дає можливість розраховувати енергетичні параметри стійкого стаціонарного потоку біополімерної промивальної рідини у реальній свердловині [53].

Щоб покращити очищення вибою свердловини слід йти не шляхом підвищення продуктивності циркуляції, а добиватися цього створенням радіальних турбулентних потоків промивальної рідини вздовж поверхні вибою, які забезпечать відрив часток шламу від вибою та знизять величину сил, що утримують частки шламу у вибої. Згідно з дослідженнями вітчизняних та зарубіжних дослідників, питомий розхід промивальної рідини, що подають у вибій свердловини для шарошкових доліт має становити $0,057 \div 0,065$ л/(с·см²) а для алмазних – $0,06 \div 0,1$ л/(с·см²). Також було встановлено, що високі механічні швидкості буріння (понад $10 \div 15$ м/год) породжують негативний вплив «обваженого» підйимального потоку промивальної рідини зі збільшенням концентрації шламу в ньому на величину механічної швидкості [33, 118]. Потрібно дотримуватись оптимізації розходу промивальної рідини щоб мінімізувати гідродинамічний тиск на вибій свердловини.

Неефективне очищення вибою та стовбура (похило-скерованої та горизонтальної) свердловини сприяють ускладненням, аваріям а, відповідно, і додатковим затратам капіталовкладень, що сягають від 10 до 60 % загальних затрат будівництва свердловини [286].

Підвищення ефективності руйнування гірських порід у вибої свердловини слід пов'язувати зі здатністю породоруйнівного інструменту посилювати природній розвиток залишкових деформацій у гірській породі під прямою контакту, з можливістю створення нестійкого зсуву гірської породи вибою свердловини, з вдосконаленням очищення вибою від зруйнованої гірської породи [191].

Технологію будівництва похило-скерованих ділянок профілю свердловини з використанням відхиляючої сили долота реалізують за допомогою різних компонок низу бурильної колони (КНБК). У результаті буріння похилої прямолінійної ділянки профілю на межі літологічних зон у нестійких гірських породах стовбура свердловини відхиляється від проектної траєкторії буріння, що призводить до необхідності періодичного чи постійного корегування профілю свердловини [325]. В інтервалах корегування формуються локальні викривлення стовбура, кривизна яких може бути більшою за допустимі значення, що у свою чергу призводить до жолобоутворень у стінці стовбура свердловини, збільшуючи ризик ускладнень під час обсадки та обвалювання породи. Під час буріння баланс сил, що діють на КНБК, може змінюватися, що призводить до зміни визначених умов роботи долота. Для стійких конструкцій КНБК є характерними малі наслідки, що не призводить до значних змін у траєкторії, а для нестійких конструкцій – наслідки значні навіть за незначних дестабілізуючих факторів .

Отже, механічний спосіб руйнування гірських порід під час буріння свердловин ще не є до кінця вдосконаленим. Його подальший розвиток пов'язаний з удосконаленням породоруйнівного інструменту, підвищенням ефективності руйнування гірської породи, застосуванням матеріалів підвищеної довговічності та з удосконаленням технології буріння.

Зменшення сил тертя між елементами компоновки низу бурильної колони та стовбуром свердловини при бурінні глибоких, похило-скерованих і горизонтальних ділянок стовбура свердловин із застосуванням як гвинтових вибійних двигунів так і за умов роторного буріння є надзвичайно актуальним питанням. Наявність значних сил тертя перешкоджає доведенню ефективного осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, що призводить до зменшення механічної швидкості буріння, збільшення тривалості буріння, а отже, і собівартості буріння свердловин. Сучасний напрям у бурінні вимагає знизити сили тертя та забезпечити доведення оптимального навантаження на породоруйнівний інструмент. Досліджено і доведено, що $68 \div 76$ % підведеної

енергії витрачається на тертя між поверхнями та на пружну деформацію породи [251, 304].

Втомно-корозійне руйнування елементів бурильної колони в свердловині, що виникають у процесі буріння глибоких, похило-скерованих і горизонтальних ділянках стовбура свердловин, є однією з проблем нафтогазової промисловості. Дослідженню причини, через які виникають прихоплення бурильних колон, та відбувається їх втомно-корозійне руйнування, присвячено багато наукових праць, але не зважаючи на це, вони все одно продовжують виникати, вимагаючи матеріальних затрат і часу на їх усунення [12].

Для захисту від втомно-корозійних явищ успішно застосовувалося покриття поверхні (напиленням або гальванічне) іншими металами, зокрема цинком, міддю, хромом, нікелем. Сьогодні успішно розвиваються технології покриття поверхонь на основі полімерних, лакофарбових, каучукових матеріалів та композицій на їх основі, які знаходять широке застосування в машинобудуванні, техніці, промисловості [89].

Аналіз наукових праць довів, що межі застосування полімерного покриття інтенсивно розширюються. Це зумовлено тими перевагами, які отримують металеві конструкції, захищені полімерним покриттям: низька адгезія до різних матеріалів, низька фрикційність, висока стійкість до хімічної агресії та ін.

Полімерне покриття дає можливість використовувати низькосортні марки сталі для виготовлення обладнання, що працює в агресивному середовищі, що, у свою чергу, призводить до підвищення терміну використання такого обладнання, а в цілому і до значної економії коштів [101].

У США з початку 90-х років основна кількість бурильних труб, що використовуються у будівництві свердловин мають полімерне покриття. В Україні такий напрям робіт практично відсутній, а досвід застосування полімерного покриття для труб магістральних нафтогазопроводів не можна

застосовувати до бурильних труб, оскільки умови їх використання є зовсім іншими [120].

Недостатнього поширення набули методи поверхневого зміцнення поверхонь різьбових з'єднань, що за правильно вибраних режимів технологічного процесу дозволяють підвищити межу витривалості у 1,5-2 рази при одночасному підвищенні зносостійкості. До таких методів відносяться як традиційні (хіміко-термічна обробка, поверхнево-пластична деформація за рахунок способу тренування), так і нові (плазмове напилення, лазерна обробка, іонна імплантація) та ін. Широкого застосування набуває полімерне покриття, яке стає бар'єром, що обмежує доступ агресивних середовищ для поверхонь, які ним захищені [310].

Ще у 90-х роках в Татарстані на базі нафтовидобувних підприємств функціонували цехи зі створення емалевого покриття для насосно-компресорних труб. Але ця технологія на той час не відповідала технічним, економічним та екологічним вимогам [288].

Досліджуючи способи боротьби з прихопленнями під час буріння свердловин, було встановлено, що для запобігання прихоплень бурильних колон використовують такі засоби як додавання в промивальну рідину різноманітних змащувальних добавок, нанесення спеціального покриття на зовнішню поверхню бурильних труб та використання захисних пристроїв, що встановлюють на колоні бурильних труб навпроти прихопле-небезпечного інтервалу в свердловині [245, 265, 311].

Актуальність застосування полімерного покриття поверхні елементів бурильної колони щоб запобігти їх прихопленню, підвищенню зносостійкості замків бурильних труб під час будівництва нафтогазових свердловин не викликає сумніву.

На основі аналізу літературних і патентних джерел встановлено, що основними напрямками проведення досліджень є:

- створення технології полімерного покриття для труб нафтового сортаменту;

- підбирання матеріалів та складових, для отримання полімерних покриттів;

- розроблення технології та техніки отримання полімерного покриття.

Зі збільшенням глибин буріння нафтогазових свердловин зростають вимоги до підвищення експлуатаційно-міцнісних характеристик елементів БК. Щорічно понад 200 тис замків бурильних труб вилючають з використання через їх зношуваність, у наслідок дії сил тертя зі стінками стовбура свердловини, та втрати герметичності різьбових з'єднань. Аналіз статистичних даних доводить, що під час будівництва нафтогазових свердловин аварії через пошкодження обсадних колон становлять $5\div 7\%$, а на їх усунення затрачають до 15% від загального аварійного часу. Особливо це стосується кріплення похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловин. Втрата герметичності конструкцій обсадних колон відбувається з причини високих тисків та температур, наслідком яких є зміна геометричних параметрів конструкцій елементів БК. [97, 295, 308]

Статистичні дані стосовно аварій, що відбувалися з бурильними колонами, свідчать, що 37% пов'язані зі сталевими трубами, 15% - з легированими трубами і до 16% становить кількість аварій, що відбулися з руйнуванням різьбових з'єднань обважнених бурильних труб. Аналіз причин цих аварій свідчить, що у 80% це втомні руйнування матеріалу [135].

Враховуючи те, що кількість замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб в загальному становить $10\div 15\%$ від кількості усіх різьбових з'єднань в бурильній колоні, кількість аварій з цими різьбовими з'єднаннями, сьогодні, становить $\sim 30\%$ від загального числа аварій з елементами бурильної колони [294, 307].

Характерною особливістю нафтових і газових родовищ України є значна залишковість основних запасів через їх виведення з використання з різних причин. У зв'язку з цим надзвичайно актуальним і важливим є створити і впровадити вітчизняні технології і технічні засоби щоб підвищити ефективність бурових робіт, спрямованих на відновлення родовищ та

збільшення видобутку нафти і газу. На основі аналізу літературних і патентних джерел встановлено, що найбільш ефективним методом збільшення дебіту свердловини є будівництво похило-скерованих (ПС) і горизонтальних (ГС) ділянок стовбурів свердловин [108, 114]. Провідними нафтогазовидобувними компаніями світу США, Канади, Росії, Франції та іншими, розроблено сучасні технології для успішного буріння ПС і ГС свердловин. Проте, практика показала, що існуючі новітні технології не в повній мірі відповідають вимогам буріння ПС і ГС на родовищах України, оскільки тут є горизонти нестійких порід, нашарування з різним значенням фізико-механічних і хімічних властивостей що залягають на значних глибинах [141]. Відповідно, під час розробки технології буріння глибоких, ПС і ГС ділянок стовбура свердловин необхідно враховувати гірничо-геологічні та термобаричні особливості тих чи інших родовищ України.

1.3 Умови роботи елементів бурильної колони в глибоких похило-скерованих ділянках стовбура свердловин

У процесі будівництва нафтових і газових свердловин на бурильну колону діють значні статичні та динамічні навантаження, які часто призводять до корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони, а відповідно до аварій і ускладнень, на усунення яких витрачають значні кошти [306].

1.3.1 Вплив різноманітних чинників на довговічність різьбових з'єднань

Різьбові з'єднання є концентраторами напружень і, відповідно, найчастіше втомні руйнування елементів колони в процесі буріння свердловин відбуваються по різьбі.

Одними з найбільш відповідальних елементів конструкції ОБТ, які спричинюють відповідні зусилля на породоруйнівний інструмент, є їх різьбові з'єднання, які, як і конструкція самої бурильної колони, можуть втрачати стійкість до руйнування. Для з'єднань ОБТ характерними є складна картина

напружено-деформованого стану, наявні локальні зони пластичності та концентраторів напружень в експлуатаційному режимі роботи [137, 312].

Дослідженням конструкцій різьбових з'єднань бурильних труб та елементів бурильної колони присвячена велика кількість праць, оскільки їх є значна кількість типів. На сьогодні накопичено багато матеріалу, який сформулювався в струнку загальну і часткову теорії. Серед них монографії радянських, сучасних та зарубіжних вчених, де подаються основні розділи чи окремі аспекти теорії різьбових з'єднань і конструкцій бурильних труб та обважнених бурильних труб [14, 16, 135, 199, 128, 205, 207]. Для розрахунків простих видів з'єднань труб застосовують аналітичні методи, що базуються на класичних і неklasичних рівняннях теорії оболонок [7, 46, 115]. Але через складність окреслення таких конструкцій можливості аналітичного підходу є досить обмеженими.

Висока відповідальність РЗ ОБТ та недосконалість теоретичних методів досліджень, вимагає проведення великої кількості аналітично-експериментальних досліджень. Зарубіжними [266, 335] та вітчизняними [75, 85, 136, 337] дослідниками проведено великий обсяг експериментальних робіт з вивчення межі працездатності різьбових з'єднань різного типу і характеру їхнього руйнування щоб визначити залежності стійкості до руйнувань від геометричних параметрів в поєднанні з навантаженнями. Однак, сьогодні експериментальні методи досліджень вимагають значних матеріальних затрат та своєрідного обладнання. Вони довготривалі і дозволяють визначити деформації і напруження лише в тих місцях, де встановлено тензодавачі.

Складність експериментальних робіт і аналітичного розрахунку з'єднань спричинило розвиток емпіричних методів розрахунку, що базуються на результатах розрахунку граничного стану окремих різьбових з'єднань в компоновці бурильної колони загалом [34, 340, 355]. Перевагою методик розрахунку за емпіричними формулами є можливість швидко оцінювати параметри різьбових з'єднань під час їх конструювання. Очевидним є те, що для встановлення подібних залежностей є необхідним аналіз результатів великої

кількості експериментальних досліджень. Тому, перспективними є числові методи розрахунку напружено-деформованого стану різьбових з'єднань обважнених бурильних труб (ОБТ) та елементів компонок низу бурильної колони (КНБК), орієнтовані на використання комп'ютерних програм, які дають можливість з необхідною точністю визначати і оцінювати напружено-деформівний стан конструкцій РЗ, враховуючи їх реальні геометричні характеристики, а саме, нелінійний характер процесу деформації в умовах використання за високих температурно-барометричних параметрів та характеру навантажень [50, 195, 285, 315, 336] за умов буріння свердловин.

Обґрунтування вибору математичної моделі за можливості широкого застосування ОБТ, складність і відповідальність їхніх РЗ, високі вимоги до точності оцінки їх надійності та деформативності зумовлюють необхідність досліджувати як ЗРЗ ОБТ, так і РЗ інших конструкцій БК, з врахуванням фізично-нелінійних процесів деформації матеріалу за поступально-обертового руху конструкції загалом. Такі розрахунки пов'язані з великими труднощами не лише тому, що відповідні краєві задачі є нелінійними, але й тому, що самі конфігурації РЗ є складними. Остання обставина вимагає вирішення питань, пов'язаних з геометричною параметризацією РЗ і нанесенням раціональних розрахункових сіток.

Таким чином, дослідження напружено-деформованого стану РЗ ОБТ та елементів КНБК за межами пружності з врахуванням поступально-обертового руху бурильної колони, є складною і актуальною проблемою під час будівництва глибоких, надглибоких, ПС і ГС ділянок стовбура свердловин [285].

Обґрунтування розрахункових методів полягає у тому, що особливо перспективними є методи розрахунку із застосуванням сучасних комп'ютерних програм, які можна охарактеризувати як числове прогнозування поведінки конструкцій в процесі їх навантаження, враховуючи фізичну і геометричну нелінійності [179]. Такий підхід дозволяє прослідкувати за роботою конструкції ОБТЗМІ, ЗРЗ та елементів КНБК від початку навантаження і аж до втрати

стійкості до навантажень [204]. При цьому, за величиною граничного навантаження вдається дослідити розвиток напружено-деформованого стану конструкції загалом, отримати повну картину її роботи [303].

Кількість праць, в яких наведено результати розрахунку бурильних труб з різьбовими з'єднаннями на основі числових методів, є досить обмеженою. Серед них праці А. С. Городецького, А. І. Гуляра, А. С. Сахарова, І. Деклу, Ю. Н. Неміша та ін. У них розглядаєть лише вузьке коло питань, що стосуються лінійно-пружних розв'язків простих різьбових з'єднань і майже відсутні роботи, в яких містяться результати з розрахунку цих конструкцій в нелінійній постановці [250].

Намагання покращити експлуатаційні характеристики КБК та її РЗ і підвищити їх роботоздатність, враховуючи фізичну нелінійність, зумовило необхідність використання, у процесі їх проектування, найбільш досконалих методів розрахунку, в яких повністю відображаються умови використання конструкцій та механічні властивості матеріалів конструкцій. Отже, розвиток сучасної техніки і технологій вимагає розв'язання нових складних задач, пов'язаних з врахуванням фізичної і геометричної нелінійності [309].

Статистичний аналіз аварій показав, що втомні руйнування замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб (ОБТ) відбуваються по першому спряженому витку різьби ніпеля або по останньому спряженому витку різьби муфти, залежно від конструктивних особливостей з'єднання [242].

Експериментальні дослідження на опір втомі натурних зразків замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб показали, що границя витривалості ЗРЗ є досить низькою і знаходиться в межах 35–40 МПа. Цим і пояснюються часті втомні руйнування ОБТ по різьбі під час буріння нафтових і газових свердловин [312].

Науковими дослідниками проводились інтенсивні пошуки методів та способів, які б змогли забезпечити підвищення довговічності елементів бурильної колони. Так, авторами [36, 239] досліджено вплив вигладжування западин різьби на опір втомі конічних різьбових з'єднань. Аналіз результатів

експериментальних досліджень показав, що вигладжування різьби спеціальними різцями покращує чистоту різьби, знімає надрізи металу та призводить до підвищення опору втомі лише до 20–25%.

Одночасно, авторами [18] працювали над підвищенням довговічності замкових різьбових з'єднань за рахунок зміцнення западин різьби. Відомий методом поверхнево-пластичної деформації. На початковій стадії досліджень в якості вібратора застосували відбійний молоток, який характеризувався низькою частотою віброударів, що призводило до нерівномірного наклепу западин різьби. З цієї причини в лабораторії різьбових з'єднань ВНДІБТ було розроблено пристрої УОР–1 та УОР–2 для зміцнення внутрішньої і зовнішньої поверхні конічної різьби методом обкатки роликками. Теоретично та експериментально досліджено, а також, розроблено технологію зміцнення різьб методом поверхнево-пластичної деформації. Експериментальні дослідження натурних зразків замкових різьбових з'єднань діаметрами 80, 146, 178, 203 мм показали, що при оптимальних параметрах зміцнення, границя витривалості ЗРЗ підвищується до 55–60% [136]. Нами встановлено, що при обкатці роликковим інструментом шорсткість поверхні знижується на 3–4 класи, але, оскільки глибина наклепу становить $0,6 \div 0,9$ мм, то виникають залишкові напруження, які досягають $700 \div 1100$ МПа, за рахунок чого підвищується зносостійкість на 60–75%. Проте, після процесу обкатки, на поверхні появляються окремі мікро надриви, від яких починають розвиватися втомні тріщини, хоч межа витривалості і збільшується [308].

Великий теоретичний та практичний інтерес мають дослідження фізичних процесів, що супроводжують будівництво глибоких, надглибоких, ПС, і ГС ділянок свердловин. Підвищення ефективності їх буріння у більшості залежить від результатів як теоретичних так і експериментальних досліджень.

1.3.2 Вплив коливних процесів на роботу елементів бурильної колони

За умов роторного буріння між долотом, що руйнує гірську породу у вибої та джерелом енергії, яке знаходиться на денній поверхні, міститься бурильна

колона істотної довжини за малих поперечних перерізів, що визначає динаміку роботи долота. У бурильній колоні виникають коливання, які в загальному випадку поділяють на два типи – високочастотні (в діапазоні 100÷500 Гц), та низькочастотні (в діапазоні 3÷20 Гц). Високочастотні коливання виникають у наслідок обертання породоруйнівного інструменту у вибої, оскільки руйнування породи відбувається шляхом періодичного впливу на неї зубців долота за малої амплітуди [22]. Низькочастотні коливання проявляють негативний вплив на довговічність породоруйнівного інструменту, різьбових з'єднань, інших елементів бурильної колони та ефективність руйнування гірської породи. Низькочастотні коливання є причиною проявів автоколивань та низькочастотного резонансу. Це спричинило до появи різного типу амортизаторів, застосування яких не завжди є ефективним, а у деяких випадках і шкідливим [245, 289]. Амортизатори є вузькодіапазонними фізичними фільтрами, що не можуть ефективно гасити автоколивні та резонансні процеси у широкому діапазоні частот, оскільки бурильна колона є механічною системою з нерівномірно розподіленими параметрами. Тому амортизатори можуть лише змінювати амплітудно-частотні характеристики коливань по тілу труби, що у більшості випадках може давати ще й негативний вплив, не ліквідувавши умов виникнення шкідливих автоколивань та явищ резонансу [292].

За результатами досліджень вітчизняних та зарубіжних дослідників [180, 324] низькочастотні коливання зменшують ресурс роботи доліт (залежно від типу) від 25 до 50 %, а робота породоруйнівного інструменту в режимі автоколивань та низькочастотного резонансу призводить до зниження продуктивності буріння на 35-40 %.

Певним чином підібране поєднання режимних параметрів та технологічних чинників, зокрема швидкості обертання інструменту і осьового навантаження на долото, призведе до того, що бурильна колона окрім свого основного призначення, може відігравати роль амортизатора, і застосовувати спеціальні пристрої, що гасять коливання, виявиться непотрібним [139]. Отже, керування динамікою бурильної колони, пов'язане з підвищенням ефективності

процесу буріння глибоких, надглибоких, похило-скерованих і горизонтальних ділянок стовбура свердловин, шляхом мінімізації крутильних і поздовжніх низькочастотних коливань бурового інструменту на сьогоднішній день є актуальним [299].

Для вирішення такого завдання слід підібрати такі математичні моделі, які описуючи динаміку бурильної колони за її одночасного обертово-осьового переміщення під час буріння глибоких ПС і ГС ділянок свердловин, дадуть можливість аналізувати специфіку перебігу хвильових процесів [102, 327]. Математична модель з обертового руху бурильної колони враховує, що остання включає в себе, ділянки бурильних труб (БТ), обважнених бурильних труб (ОБТ) та обважнених бурильних труб змінного моменту інерції (ОБТЗМІ), з подальшим аналізом для встановлення умов розвитку коливних процесів та рівномірного обертово-поступального руху [51, 319].

Наступним етапом у цьому завданні є уточнити межі розбиття ділянок зміни режимних параметрів на різні зони поведінки бурового інструменту, зокрема на зону автоколивань і зону рівномірного обертово-поступального руху щоб вибрати оптимальні режимні параметри та виявити межі застосування емпіричних залежностей напрацювання долота, отриманих під час експериментальних досліджень [55]. Такий шлях дозволить вирішити проблему підвищення ефективності руйнування гірської породи та розв'язати завдання, пов'язані з динамікою бурового інструменту під час будівництва глибоких, надглибоких, ПС і ГС ділянок стовбура свердловин.

1.3.3 Вплив сил тертя на роботу бурильної колони в глибоких похило-скерованих ділянках стовбура свердловин

Під час будівництва похило-скерованих і горизонтальних ділянок стовбура свердловин бурильна колона, під дією сили тяжіння, притискається до нижньої стінки свердловини, через що погіршується її обертання, а це суттєво ускладнює винесення шламу, зростають сили опору поступальному рухові бурильної колони в напрямку вибою свердловини, що, в свою чергу, перешкоджає

оптимальному доведенню осевого навантаження на долото. У кінцевому результаті понижуються показники роботи доліт, погіршується якість керування траєкторією свердловини.

Для визначення притискуючих зусиль бурильної колони до стінок свердловини, розглядають процес контактування зі стінками свердловини елементів бурильної колони під час її обертово-поступального руху.

У вертикальній свердловині чи за її нахилу ОБТ, ОБТЗМІ і турбобур не можуть мати значної площі і зусиль контакту зі стінками свердловини, оскільки долото і центратори великого діаметру а також конструктивні особливості ОБТЗМІ забезпечують суттєвий зазор між ними. За викривлення ділянки свердловини, елементи бурильної колони дотикаються до її стінок в інтервалах викривлення, і що більший нахил викривлення і зусилля притискування колони до стінки свердловини, що виникають, то більшими стають довжина і площа контакту між ними [142].

За методикою М. М. Александрова, зусилля притискання залежать від нахилу і викривлення свердловини в інтервалі, що розглядається, і нижче, густини промивальної рідини і ваги нижньої ділянки БК. Для розрахування притискуючих зусиль елементів бурильної колони згідно з цією методикою нами було застосовано програму “MathCAD” і отримано графічну залежність зміни притискуючих зусиль від викривлення на 25-ти метрових інтервалах свердловини.

Розрахунки наведено для компоновки низу бурильної колони, що включає: долото діаметром 215 мм; турбобур ЗТСШ-195 (трисекційний); ОБТ 178 мм – довжиною 100 м; збалансовані бурильні труби діаметром 127 мм – довжиною 700 м; бурильні труби – решта.

Розрахунки показали, залежно від віддалі ділянки поверхні ОБТ чи турбобура до долота в інтервалі викривлення величина сили притискання змінюється в певному діапазоні (рис. 1.1).

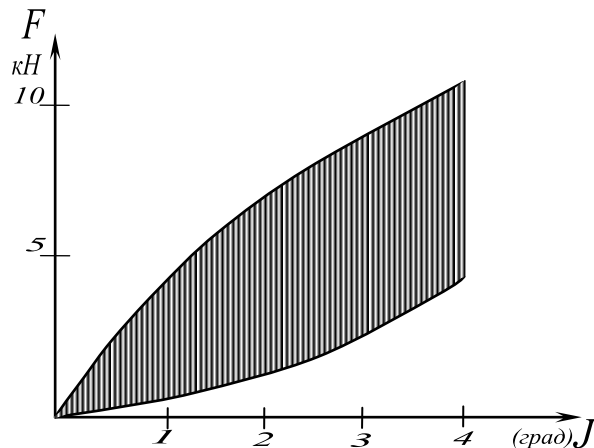


Рисунок 1.1 – Залежність притискуючих зусиль КНБК від кута викривлення свердловини

Відповідно до цього на рис. 1.1 верхня крива характеризує величину притискуючих зусиль для ділянки КНБК, що знаходиться на максимальній відстані від долота, нижня – на мінімальній [176].

1.4 Вплив напружено-деформованого стану масиву гірських порід на ефективність буріння свердловин

Видобування корисних копалин нерозривно пов'язане зі збільшенням об'ємів розвідувальних бурових робіт, та будівництвом експлуатаційних свердловин. Для зниження собівартості проходки свердловини існує багато чинників, і не останню роль відіграє удосконалення параметрів режиму буріння та встановлення раціональних меж застосування породоруйнівних інструментів різних типів у конкретних геологічних умовах, правильне нормування бурових робіт з врахуванням теорії руйнування гірських порід на основі аналізу діючих зусиль, а, відповідно, і напружень, що виникають в породі.

Руйнування - це процес, що розвивається з часом в місцевих об'ємах але призводить до глобального нестабільного руйнування під час досягнення

граничного стану. У відкритих системах, якими є пластові породи в процесі їх руйнування, відбувається обмін енергією і речовиною з навколишнім середовищем, тому однорідний стан рівноваги може втратити стійкість і незворотно переходити в неоднорідний стаціонарний стан, який залишається стійким тільки відносно малих збурень у такій системі. Такі стаціонарні неоднорідні стани мають загальну назву –дисипативні структури. Відкриті системи під час нестаціонарних процесів завжди прагнуть до максимуму ентропії. Деформований стан гірських порід, як дисипативна система, що є далекою від рівноважного та квазірівноважного стану, переходить в нерівноважний стан, в процесі якого формуються дисипативні структури [193].

Показниками тимчасового опору руйнуванню (межа міцності) під час основних видів деформації (стиск-розтяг, зсув, згин) вважаються основними міцнісними характеристиками твердих тіл і широко використовуються для практичних розрахунків як у галузях техніки так і гірничій справі.

Основним видом деформації в процесі механічного руйнування гірських порід є зсув та сколювання за умов переміщення породоруйнівного інструменту. Показники опору до елементарних видів напружень можуть слугувати лише для загальної оцінки поведінки гірських порід під час механічного впливу інструменту на них [326].

Великий об'єм існуючих експериментальних та промислових досліджень доводить, що використовувати основні характеристики процесів деформації (модулі пружності, коефіцієнт Пуассона) в практичних розрахунках для процесу буріння не вдається, оскільки реальні умови вибою свердловини є складнішими, але не дивлячись на це показники тимчасового опору до елементарних деформацій дають узагальнену картину міцнісних характеристик гірської породи. На сьогодні існує великий об'єм фактичного матеріалу з визначення цих показників і властивостей гірських порід з точки зору теорії механіки руйнування твердих тіл, тому як в науковому, так і в практичному відношенні оцінка міцності гірських порід і шляхів їх використання на практиці являє собою безумовний інтерес.

Напружений стан гірської породи стінок свердловини, що буриться, характеризується як головними напруженнями так і максимальними дотичними напруженнями. Оскільки в даній площині напруження в породі можна вважати квазіпружними, то, дана задача в більшості розглядалася з точки зору плоского напруженого стану, хоча на сучасному етапі варто розглядати об'ємно-напружений деформівний стан гірської породи.

Оскільки обвалювання стінок свердловини відбувається в площинах, де значення дотичних напружень є максимальними, можна оцінити величину кута нахилу стовбура свердловини стосовно стійкості її стінок, знаючи особливості нашарування порід в горизонтах (за керновим матеріалом) [143].

У механіці руйнування [178], поля деформації і напружень описуються коефіцієнтом інтенсивності напружень k . Зв'язок між k і τ - дотичним напруженням не залежить від статичних, циклічних чи динамічних навантажень. Основну роль тут відіграє густина енергії напружено-деформованого стану стінок свердловини, яку вона набула в процесі руйнування гірської породи.

За теорією Л. Жильмо [332] ця енергія є питомою, тому залежить не від умов навантаження, а від теоретичної міцності гірської породи, що уможливорює перехід до безрозмірних констант подібності локального руйнування, пов'язаних з міцністю міжатомних зв'язків гірської породи.

Енергія, що поглинулася одиницею об'єму породи, зменшується в напрямку перпендикулярному до поверхні стінок свердловини за експоненціальним законом, тому максимум енергії припадає на привибійну поверхню.

Враховуючи це, проблему варто розглядатися також з точки зору об'ємного напруженого стану.

Критичне значення густини поглинутої енергії визначає міцність міжатомних зв'язків породи, а, отже, і процес руйнування (осипання, обвалювання) стінок свердловини у процесі її будівництва. Рівень процесу руйнування (місцевого чи глобального) залишається однаковим, оскільки в

кінцевому варіанті результатом залишається самоорганізація дисипативних структур, яка з точки зору ентропії є оптимальною для поглинутої енергії. Дисипація енергії в гірській породі відбувається лише шляхом мікроруйнувань сколюванням, що тягне за собою осипання і обвалювання породи вцілому. Цей процес описують критичним співвідношенням напруження зсуву та напруженням руйнування породи. Реалізація цієї дисипативної структури в точці біфуркації, що відповідає глобальній нестабільності руйнування, залежить від структури гірської породи.

Оскільки енергія, яка поглинута поверхнею стінок свердловини спричинена впливом зусилля, що мало напрям дотичної до цієї поверхні, напружено-деформований стан породи, в основному, залежить від відносного зсуву, і є пропорційним до коефіцієнта зсуву і сколюючого зусилля [280].

Робота виконана зовнішньою силою (породоруйнівним інструментом), накопичується у вигляді поглинутої енергії стінками стовбура свердловини, то тангенціальне напруження, що виникає в породі, є рівним за модулем, але протилежним за напрямком сколюючому зусиллю.

Отже, послаблення тиску на стінки стовбура у нестійких породах є можливим за рахунок вибору оптимального кута нахилу свердловини та підбору оптимального обертового моменту породоруйнівного інструменту. Якщо вибір оптимального обертового моменту залежить від характеристик породоруйнівного інструменту, то вибір оптимального кута нахилу свердловини залежить від величини тангенса цього кута, а тут важливою є плавна зміна числових значень $tg\theta$, оскільки накопичена енергія виконує роботу, пов'язану з руйнуванням (осипанням та обвалюванням) стінок свердловини. Величину роботи оцінюють із залежності кута зсуву від навантаження [280].

1.5 Аналіз довговічності елементів бурильної колони за умов буріння глибоких нафтогазових свердловин

Використання надійного обладнання, зокрема конструкцій бурильних, обважнених бурильних труб, зварних з'єднань елементів бурильних труб з приварними різьбовими кінцями, різьбових з'єднань та інших елементів які є складовими компоновки бурильної колони, а також вибір оптимальних параметрів режиму буріння є запорукою безаварійного будівництва нафтогазових свердловин [273].

1.5.1 Вплив коливних процесів на реологічні та транспортувальні властивості промивальної рідини

Коливна гідродинаміка гетерогенних систем є самостійним розділом механіки коливань, яка досить інтенсивно розвивається завдяки зусиллям як вітчизняних так і зарубіжних науковців [1, 52, 105, 318, 361].

Цікавими є роботи з дослідження вібраційної плинної конвекції, які характеризують вплив віброколивних процесів на динаміку неоднорідної за густиною нестискуваної рідини [264]. Поведінка різних фазових домішок (твердих, краплинних, газових) у рідині, що зазнає впливу вимушених коливань, характеризується своєрідними особливостями. Серед цих особливостей можна виділити дві суттєві – процеси вібропереміщень та ефекти локалізації, тобто спрямоване переміщення домішок (вибуреної породи) за рахунок впливу коливань та утворення в певних місцях стовпа рідини їх місцевих скупчень [173].

Теоретичні дослідження показали, що динаміка фазових складових, зокрема твердих чи газоподібних в рідині під дією впливу періодичних чинників залежить від генерованої частоти [185].

У високочастотному діапазоні, де частота коливань є досить високою, ефекти стискуваності не проявляються, і розглядаючи осцилюючий рух рідини

в'язкими пристінковими шарами Стокса можна нехтувати, а течію вважати стаціонарною.

Для нафтогазової промисловості суттєвими є достатньо в'язкі рідини, тому дослідження впливу коливного процесу на рідини, коли їх стискуваність є несуттєвою мають практичний інтерес.

Формування стійкого стаціонарного руху промивальної рідини у кільцевому каналі ГС і ПС безпосередньо енергією потоку та можливість регулювання гідродинамічними параметрами і структурою потоку з врахуванням конкретних геолого-технічних умов є важливим. Враховуючи фактори, що викликають ускладнення під час буріння ПС і ГС, умови формування стійкого стаціонарного потоку ньютонівських та неньютонівських рідин, фактори, що впливають на транспортувальну здатність промивальної рідини з різними реологічними властивостями за турбулентного руху течії в кільцевому каналі затрубного простору, є необхідними дослідження пов'язані з проектуванням та розрахунками спеціальних гідродинамічних елементів у комплексі з КНБК, які дадуть можливість забезпечити керування технологічними процесами буріння глибоких, надглибоких, ПС та ГС ділянок стовбура свердловин [225].

Зокрема, структура біополімерних промивальних рідин, які останнім часом широко застосовуються при бурінні ПС і ГС містить органічні та неорганічні компоненти, тому і може з певним наближенням, при розробці наукових основ динаміки промивальних рідин в затоплених потоках, розглядатися з точки зору квазітвердого тіла [286].

1.5.2 Вплив коливних процесів на динаміку КНБК

Сучасні технології передбачають використання у КНБК засобів та пристроїв, що прискорюють будівництво нафтогазових свердловин.

Під час будівництва нафтогазових свердловин виникають крутильні та поперечні коливання долота, які призводять до значних динамічних навантажень на породоруйнівний інструмент. Основною причиною виникнення

цих коливань є нерівномірність сколювання гірської породи, наслідком чого є поява запасу потенціальної енергії пружно деформованого стану бурового інструменту.

Дослідженнями механізму виникнення коливань під час роботи породоруйнівного інструменту займалися багато різних науковців, якими було виявлено, що з усіх видів коливань саме релаксаційні автоколивання, що спричинені тертям елементів бурильної колони об стінки стовбура свердловини є причиною каверноутворень на вибої. Наслідком цього є виникнення ґрунтових низькочастотних коливань багатошарошкового долота [43].

Релаксаційні автоколивання, що виникають під час буріння довільним типом долота, виникають за періодичного вивільнення енергії, що накопичується за рахунок тертя замків об стінки свердловини та розвантаження частини ваги колони на стінки стовбура. Дуже суттєвими є ті автоколивання, які виникають через деформований стан колони, яка має вигляд просторово-деформованої спіралі. Частота таких коливань лежить в межах інфразвукового діапазону.

Зубцеві високочастотні поздовжні коливання шарошkových доліт, що виникають через перекочування зубців шарошок по поверхні вибою свердловини, відіграють важливу роль у підвищенні механічної швидкості буріння. Вони інтенсифікують процес руйнування гірської породи та володіють частотами в межах 70÷400 Гц. Ґрунтові коливання володіють на багато меншою частотою ніж зубцеві, і лежать в межах 3÷5 Гц – за умови буріння ротором і 25÷35 Гц – за умови буріння вибійними двигунами. Але ці низькочастотні коливання мають високу амплітуду і тому є енергоємними, а це в свою чергу викликає інтенсивне втомне руйнування бурильних труб, вибійних двигунів, опор долота і стає основною причиною більшої частини аварій, що стаються з елементами бурильної колони під час буріння вибійними двигунами, та значної частини аварій – за роторного способу буріння [229, 282].

Вітчизняними та зарубіжними дослідниками проводились теоретичні, експериментальні, та промислові дослідження стосовно керування динамікою

породоруйнівного інструменту задля ефективнішого доведення осьового навантаження у вибій свердловини [137, 234].

На основі експериментальних досліджень коливних процесів було доведено, що поздовжні коливання підвищують механічну швидкість буріння, але прискорюють процес руйнування опор багат шарошкових доліт, а за нерационального вибору режиму можуть спричинити суттєве зниження проходки на породоруйнівний інструмент. Ці дослідження проводились при забезпеченні однакових умов за статичного та вібраційного буріння, зокрема за сталої збурюючої сили, значення якої становили 28, 40, 63, 92 кН. Частоти коливань вібратора були в межах $50 \div 100$ Гц. Результати досліджень підтвердили, що під час буріння шарошковим долотом накладання поздовжніх коливань призводить до підвищення механічної швидкості буріння, зокрема з підвищенням частоти коливань в межах від 10 до 100 Гц швидкість буріння зростає, але не прямо пропорційно, а з наявністю декількох відносних екстремумів. У першому наближенні ефективність накладання коливань є пропорційною квадрату частоти збурень. Вплив вертикальних коливань на швидкість буріння спадає зі зменшенням твердості породи [274, 306].

За результатами досліджень, проведених компанією British Petroleum встановлено, що застосування в компоновці низу бурильної колони пристроїв, які здатні регулювати навантаження на долото, під час буріння похило-скерованих ділянок свердловин за середніх та великих зенітних кутів ($16 \div 90^\circ$ на 85-ти морських свердловинах), дозволяє підвищити механічну швидкість буріння на 35% в режимі роторного буріння та на 15% за використання шарошкових доліт. Число аварій у свердловині, зумовлених руйнуванням інструменту, каротажем, забійними двигунами знизилося на 40-50% [22].

Одним із найбільш ефективних методів видобування нафти і газу є будівництво похило-скерованих (ПС) і горизонтально-скерованих (ГС) ділянок стовбура свердловин та забурювання бокових стовбурів. Останнім часом вітчизняні та зарубіжні науковці розробляють методи керування динамікою роботи КНБК, щоб підвищити механічну швидкість буріння, покращити якість

очищення вибою та винесення вибуреної породи на денну поверхню [220]. Для визначення впливу енергії гідроакустичних коливань на властивості гірської породи та її міцнісні характеристики необхідними є теоретичні, експериментальні та промислові дослідження.

1.5.3 Вплив технологічних чинників на зміцнення РЗ та їхню герметичність

Під час буріння свердловин вибійними двигунами спостерігались часті поломки по різьбі корпусів і валів турбобурів, а також корпусів вибійних двигунів. Тому, щоб підвищити надійність роботи турбобурів в інструктивний документ «РТМ 26–02–25–80» було внесено обов'язкове зміцнення різьбових з'єднань даних конструкцій поверхнево-пластичною деформацією (обкаткою роликками). Але, оскільки, пристрої УОР–1 та УОР–2 закріплювали на супорті різьбонарізного верстата і навантажували 2000–2500 кг супортом, це призвело до розтяжки ходових гвинтів різьбонарізних верстатів на підприємстві ВО «Турбобур», а відповідно до похибок параметрів різьб (кроку, половини кута профілю, конусності), що викликало велику діаметральну і осьову компенсацію та призводило до саморозгвинчування різьбових з'єднань у процесі буріння свердловин. Тому, дирекція Кунгурського машинобудівного заводу відмовилась від зміцнення різьб методом обкатки. Границя витривалості різьбових з'єднань залежить від якості поверхневого шару різьби, його твердості та чистоти поверхні [136].

Щоб розв'язати дану проблему нами був запропонований метод зміцнення конічних різьбових з'єднань з використанням енергії ультразвукових коливань [15, 20], який базується на пластичному деформуванні поверхні різьб за допомогою інструменту, що здійснює коливання з ультразвуковою частотою при невисоких значеннях величини статичного тиску. Пластична деформація при цьому зосереджувалася в поверхневому шарі. Щоб одержати оптимальні параметри зміцнення конічних різьбових з'єднань удосконалено експериментальний стенд, проведено комплекс теоретичних та

експериментальних досліджень, результатом чого став фізично і математично обґрунтований вибір форми та енергетичних характеристик робочого інструменту [273].

Буріння та використання свердловин в складних геологічних умовах супроводжується різними ускладненнями та аваріями, найбільш затратними серед яких є пошкодження обсадних колон. Одним із найбільш поширених видів пошкоджень обсадних колон є втрата герметичності різьбових з'єднань, особливо під час кріплення похило-скерованих і горизонтальних ділянок свердловин [98].

У процесі будівництва нафтогазових і газових свердловин елементи обсадної колони перебувають у напружено-деформованому стані [81]. Герметизуючі елементи конструюють науковці в кожному випадку індивідуально для кожного конкретного випадку проблеми, що виникла, а тому дослідження цих елементів є надзвичайно актуальними.

Обґрунтування вибору моделі для дослідження герметизуючого елемента РЗ, незважаючи на спрощення, які вносить осьова симетрія в основні рівняння механіки твердого деформованого тіла, знаходження розв'язків, а особливо, доведення їх до кінцевого числового результату викликає значні труднощі. Якщо конструкція володіє складною геометричною формою, або коли в задачі для даної конструкції існують складні граничні умови, то математичні труднощі, що зустрічаються під час застосування аналітичних методів, є в більшості випадків досить суттєвими [47, 68, 187]. Відсутність моделі розрахунків напружень, на основі яких можна отримати науково обґрунтовані рекомендації з вибору оптимальних величин геометричних параметрів елементів герметизації, для умов використання у глибоких свердловинах з високими термобаричними показниками, та відсутність для проектування розрахунків міцності матеріалів, з яких будуть виготовлені ці елементи не дають впевненості в експлуатаційній надійності високовартнісних об'єктів, якими є обсадні колони.

ОБТ виготовляють із гарячекатаних заготовок, в яких прорізаються поздовжні отвори. На заводах цей процес не є техніко-технологічно контрольованим, тому виготовлені ОБТ вже по своїй суті (за умовами виготовлення) не є зцентрованими априорі. Тому пристрій щоб контролювати прямолінійність отворів, що висвердлюються в ОБТ, є необхідним [211].

1.6 Вплив покриття металевих поверхонь полімерно-композиційними матеріалами на їхні фізико-механічні властивості

Аналіз існуючих технологій і технік для нанесення зовнішнього покриття труб свідчить, що сучасні тенденції розвитку даної області знань значною мірою визначаються розробкою нових матеріалів, які можуть забезпечити високу якість покриття. Не залишені без уваги на сьогоднішній день традиційні види матеріалів, зокрема порошки, удосконалення складу яких базується на створенні гібридних сумішей і наповнених композицій. Відповідно, розвиваються технології порошкового покриття металевих поверхонь.

Серед великої кількості полімерних матеріалів, що використовуються в якості захисного покриття, унікальними властивостями володіють фторопласти, що поєднують в собі високу хімічну стійкість до різноманітних агрегатних середовищ, високі діелектричні та антифрикційні властивості.

У роботах [91, 146, 243] наведено результати експериментальних досліджень, на основі яких розроблено спосіб приготування полімерних фторопласт-вмісних матеріалів. Наведено технологічні рекомендації з нанесення полімерних покриттів способом авто - і електрофорезу на металеві поверхні такі як сталь, алюміній і їхні сплави.

Підбір і застосування ПКМ дасть можливість забезпечити низький коефіцієнт тертя, високу роботоздатність, зносостійкість, самозмашування, стійкість до розшарування полімерного покриття в процесі експлуатації в свердловині, вібро- і ударостійкість, термостійкість і хімічну стійкість до агресивних середовищ.

Проведені теоретичні дослідження доводять перспективність застосування ПКМ для широкого напрямку не лише триботехнічних виробів, зокрема підшипників, ущільнювальних систем [263] але й для покриття металевих поверхонь з врахуванням різноманітних умов експлуатації.

Розроблені матеріали є високотехнологічними, володіють високою зносостійкістю, самозмащуванням, достатньо низьким коефіцієнтом тертя. До складу цих матеріалів входять: епоксидна смола, фторопласти, тверді мастила, армуючі компоненти, металеві порошки і таке ін. Специфічна технологія для виробництва епоксидо-фторопластових виробів вимагає спеціального обладнання, верстатів, інструментів, пристроїв, нових технологічних прийомів, дослідження нових зносостійких ПКМ в різноманітних умовах використання, постійного вдосконалення видозмін і складу ПКМ. Результати цих досліджень дають можливість врахувати вибір компонентного складу під час розробки покриття для елементів бурильної колони, яке б задовольняло фізико-міцнісні характеристики для особливих умов використання [314].

Дослідження показали, що сучасні видозміни епоксидо-фторопластових матеріалів містять в якості матриці епоксидні смоли, а як наповнювачі і антифрикційні матеріали – дрібнодисперсні фторопласти, графіт, дисульфід молібдену, металеві порошки бронзи, свинцю, скло, вуглеграфітові високомодульні волокна тощо, що забезпечує їм необхідні фізико-механічні властивості під час роботи без мастил і у водяних середовищах. Мікроструктурний аналіз дає можливість оцінити дисперсність фторопластових і волокнистих наповнювачів, які визначають ступінь гомогенності внутрішньої структури отримуваних антифрикційних матеріалів. Діапазон температур, в яких можуть застосовуватися ПКМ, лежить у межах від мінус 60° С до плюс 300° С, а зовнішні навантаження, які вони витримують, становлять до 100 МПа.

Важливими є дослідження адгезійної міцності ПКМ на відрив та зсув, що дозволить отримати кількісні характеристики використання їх на практиці.

Комплексно проведені дослідження показали [221], що найбільш придатним для вирішення поставленої проблеми є використання

дисперснонаповнених ПКМ і металополімерних матеріалів із додаванням політетрафторетилену (ПТФЕ). Використання ПТФЕ, в якості полімерної матриці таких матеріалів, зумовлено унікальними властивостями: аномально низьким коефіцієнтом тертя ($0,04 \div 0,05$ по сталі без мастила), високою термостійкістю (температура початку розкладання 688 К), високою хімічною стійкістю (реагує тільки з розплавом лужних металів, трифтористим хлором і елементарним фтором за високих температур), ізоляційними властивостями, однак ПТФЕ має низьку зносостійкість в трибоспряженнях (зношуваність ПТФЕ в процесі тертя в $4 \div 5$ разів вища ніж капролону, поліаміду, поліетилену і наповнених матеріалів на їх основі).

Модифіковані антифрикційні ПКМ на основі армованих фторопластових матеріалів (ЛАФМ), які є комбінованим металополімерним композитом з макрогетерогенною структурою, що складається з перемежованих ділянок міцного зносостійкого шару армуючої сітки і полімеру, здатні утворювати в процесі тертя проміжний шар мастила впродовж всього часу експлуатації. Встановлено, що тільки у випадку нагріву ЛАФМ в обмеженому просторі до температури плавлення ПКМ відбувається утворення монолітної структури полімеру, яке зумовлене когезійними і дифузійними процесами, а в процесі остигання спостерігається механічне закріплення полімерного шару в пористому просторі сітки. Модифікація поверхні на ущільнюючих виробках з ПКМ шляхом полімер-полімерного покриття, нанесеного з розчинів гетерополіаріленів, дозволяє зберегти еластичність і деформівно-міцнісні властивості основного матеріалу, що водночас підвищує зносостійкість до 80 і твердість до 2 разів. У процесі тертя ПКМ з порошками свинцю (розміри часток не менше 20 мкм) або з діоксином свинцю в зоні фрикційного контакту формується плівка перенесення, що містить фазу фториду свинцю з кубічною флюоритовою структурою, яка дає додаткове суттєве підвищення мастильних властивостей в зоні тертя завдяки наявності площин ковзання в кристалічній структурі. У процесі тертя у взаємодію з контактуючою поверхнею вступають не окремі макромолекули і утворення типу «стрічка», а надмолекулярні

утворення – сфероліти, що перешкоджають процесу деформації, який супроводжує тертя і зношення матеріалу [262, 316].

Розв’язок проблеми з отримання більш досконалих матеріалів іде двома шляхами, які взаємопов’язані між собою – експериментальним відпрацюванням і теоретичними дослідженнями. Теоретичні дослідження, в свою чергу, мають також два підходи. Перший з них відштовхується від вже існуючого досвіду напрацювання стосовно нових ПКМ, коли ми намагаємось керувати вихідними характеристиками шляхом інтерполяції залежностей вихідних характеристик ПКМ від параметрів на виході. Цей підхід називають експериментально-статистичним або кібернетичним, маючи на увазі підхід до ПКМ як до свого роду «чорної скриньки». Другий підхід має декілька назв, а саме – структурний, багаторівневий, мультимасштабний і таке ін. Матеріал розглядається як складна конструкція, в якій окремі фази чи елементи структури відіграють роль підконструкцій. За такої умови проводиться пряме моделювання поведінки матеріалу під навантаженням з урахуванням внутрішньої геометрії елемента об’єму, властивостей і характеру взаємодії фаз матеріалу (елементів його структури). Це робиться з врахуванням механіки суцільних середовищ із застосуванням різноманітних числових методів, а також інколи з використанням дискретних методів. В роботах [189, 203, 264,] розглянуто шляхи пошуку формування оптимальних і раціональних деформівно-міцнісних властивостей композиційних матеріалів.

На сьогодні визначенню механічних властивостей ПКМ (і взагалі структурно-неоднорідним середовищам) присвячено багато робіт. Структурний підхід орієнтується на розгляді структури матеріалу і встановленні зв’язку між властивостями додатків (включень), матриці і способами їх взаємодії з ефективними характеристиками матеріалу. У роботі [202] вказано, що «структурну механіку можна розглядати і як теоретичну базу для побудови континуальних (феноменологічних) механічних моделей, які застосовують в конструкторській діяльності».

У процесі визначення механічних властивостей ПКМ, широкого застосування набув такий підхід, за якого матеріал замінюють однорідним середовищем з певними ефективними характеристиками. За такої умови ефективні характеристики цього середовища відшукуються з аналізу елемента структури або елемента об'єму, що повинні відображати деякі характерні особливості матеріалу. Усереднення проводиться з врахуванням рівних енергій деформації, які обчислюються з моделей однорідного і неоднорідного середовищ із застосуванням розрахунків за методом кінцевих різниць, кінцевих елементів, граничних інтегральних рівнянь тощо. Спільною проблемою для пропозованих моделей є вибір елемента структури, яким замінюється структурно-неоднорідне середовище. Широкого застосування набула модель, що складається з матриці і одного включення (одного компонента). Форма цього включення може бути довільною: сферичною, еліпсоїдальною і навіть у вигляді квадрату (в плоскому випадку). Аналітичні розв'язки цих моделей наведені в роботі [188].

Для аналізу деформівно-міцнісних характеристик дисперснонаповнених ПКМ застосовують моделі, які враховують систематичне або випадкове розміщення часток за умови ідеального контактування між матрицею і включенням. Отримані розв'язки дають можливість зробити оцінку ефективних (середніх за об'ємом) пружних або в'язко-пружних характеристик матеріалу.

А. А. Паньков [202] пропонує методом ефективних середовищ робити розрахунки механічних характеристик композиції, наповненої складовими або порожнинними сферичними включеннями (додатками), разом з тим, І. Н. Фролова і А. В. Мотавкін [263] пропонують аналізувати механічні властивості композиційних матеріалів із застосуванням змішаного підходу Фойгта і Рейса. Ця модель враховує в'язкопружні властивості матриці, порушення умов ідеального контакту на межі поділу фаз, а також випадковий розподіл включень. Г. Н. Кувиркін і А. В. Єфименко [99] пропонують використовувати теорію суміші яка «оперує середніми за компонентами композиту величинами: напруженнями, переміщеннями і деформаціями».

Автори вважають, що застосування цієї теорії дає можливість враховувати ефекти, яких не зауважує теорія ефективних модулів.

У процесі дослідження структурно-неоднорідного середовища варто застосовувати моделі самоузгодження. У цих моделях, під час розрахунків виділяється лише одна структурна неоднорідність, а решта замінюються деяким збуренням. Це збурення може бути описане як середовище з ефективними характеристиками, в яке занурене включення, або у вигляді поля, що вводиться в точках матриці матеріалу. А. А. Паньков [203] використовує узагальнений метод самоузгодження. Цей метод передбачає зведення задачі прогнозування ефективних деформівно-міцнісних властивостей композитних матеріалів з «випадковими структурами до розв'язку простіших задач про включення з перехідним шаром в середовищі з шуканими ефективними пружними властивостями». У [21] прогноуються ефективні пружні властивості сферопластиків узагальненим методом самоузгодження.

Серед дискретних методів широке застосування отримав метод молекулярної динаміки, за яким матеріал розглядають як систему твердих кульок. Взаємодія між елементами визначає механічні властивості середовища. Цей метод широко використовують в моделюванні покриття, яке містить порошки металів. Переваги дискретного методу в порівнянні з методами механіки суцільних середовищ проявляються у можливості більш простого опису процесів руйнування. При цьому зникають питання стосовно введення ефективної величини відносного об'єму пошкоджень.

Б. Є. Победря [221] в межах підходів механіки суцільних середовищ проаналізував особливості моделювання композитів і зауважив, що моделювання нанесених на металеву поверхню композитних матеріалів слід проводити з врахуванням нестабільності їх фізико-механічних властивостей. Для цього інколи варто застосовувати закони статистичної фізики, коли за статистичними характеристиками матеріальних властивостей визначаються статистичні характеристики шуканих величин, а інколи варто вводити наведене середовище з ефективними визначеними співвідношеннями, які визначаються

теоретично або з експерименту. Наголошується також на появі нового підходу у моделюванні композитних матеріалів в межах механіки деформованого твердого тіла – «гомогенізації», коли «обчислюються визначальні величини наведеного середовища і дається енергетична оцінка заміни розв'язків крайової задачі з визначальними співвідношеннями наведеного середовища». Але такий підхід має певні недоліки, так, наприклад, неможливо обчислити мікронапруження в композиті, адже міцність визначається сукупністю параметрів напружено-деформованого стану в точці, а наявні внутрішні межі призводять до суттєвої осциляції параметрів всередині матеріалу, навіть за рівномірного розподілу зовнішніх навантажень.

П. М. Огибалов, В. А. Ломакін і Б. П. Кішкін [288] виділяють два шляхи в дослідженні деформівно-міцнісних властивостей нанесених на поверхню композиційних матеріалів (НКМ). Перший з них полягає у розгляді матеріалу як конструкції зі своєю внутрішньою структурою. За цієї умови завдання полягає у віднайденні залежностей між середніми характеристиками напружень і деформацій, а також умов міцності композиційного матеріалу залежно від властивостей додатків, які зв'язують, армують та від зв'язку між компонентами на межі їх поділу. Другий шлях дослідження деформівно-міцнісних властивостей наповнених композитів полягає у розгляданні їх як квазіоднорідних середовищ і використанні при цьому традиційних для механіки засобів, оскільки більшість наповнених композитів є макроскопічно-ізотропними, тому їх поведінка може описуватися ізотропними лінійною і нелінійною теоріями пружності і в'язкопружності.

Композиційні матеріали (КМ), зокрема на основі Ф4, це складні гетерогенні структури, утворені комбінацією армуючих елементів та ізотропного середовища. Матриця забезпечує монолітність КМ, фіксує форму і взаємне розміщення армуючих елементів. Матеріал матриці визначає метод створення покриття, рівень робочих температур композиту, характер зміни властивостей за впливу різних чинників. Наповнювачі в загальному випадку спричинюють зміну ефективних пружних та деформівно-міцнісних

характеристик отриманого матеріалу. Метою таких модифікацій є отримання певних фізико-механічних властивостей покриття для даних умов використання. Найбільш важливими параметрами, які контролюються є деформівно-міцнісні, до складу яких входять: модуль пружності, гранична деформація руйнування на розтяг, межа текучості, зношуваність на час та на шлях.

Методи дослідження КМ є дуже різноманітними, вони суттєво відрізняються від підходів класичної механіки, де тіло (зразок) вважається однорідним. Для високоенергетичних матеріалів, якими є композити на полімерній основі у фізичних моделях використовується структурно-механічний, мезоскопічний, мікроструктурний та інші підходи. Мають важливе значення розміри включень (наповнювачів), оскільки вони суттєво впливають на механічні властивості покриття: більші роблять матеріал більш податливим, менші – жорсткішим. З якісної точки зору це пояснюється тим, що включення можуть ставати концентраторами напружень. Але в роботі [221] на основі проведеної оцінки форм і розміщень включень наголошується, що зміну міцнісних характеристик КМ викликають включення, які орієнтуються в певному напрямку, розорієнтовані (розміщені хаотично) включення характеризують анізотропію міцнісних характеристик.

1.7 Висновки до розділу 1

1. Огляд науково-технічної літератури довів:

найбільші ресурси вуглеводнів в Україні, що обумовлюють подальший розвиток наукових досліджень, знаходяться на великих глибинах ДДЗ;

промислова нафтогазоносність представлена не тільки глибокими (понад 4-5 км), але і надглибокими (понад 7-8 км) свердловинами, що являє особливий теоретичний та практичний інтерес;

інфраструктура та густонаселеність ДДЗ обумовлюють необхідність розвитку наукових основ та вдосконалення технології буріння похило-

скерованих та горизонтальних ділянок стовбурів свердловин на великих глибинах.

2. Теоретичні дослідження та аналіз стану проблеми показали, що без розвитку наукових основ, спрямованих на вдосконалення технічних засобів, техніки і технології буріння є неможливим досягнення оптимальних значень осьового навантаження породоруйнівного інструменту для ефективного руйнування породи на вибої свердловини, що як наслідок, стримує розвиток глибокого похило-скерованого буріння свердловин на родовищах України.

3. Дослідження характеристик циркуляційних потоків та умов формування стійкого турбулентного руху потоку промивальної рідини в затрубному просторі під впливом коливних процесів мають важливе значення для підвищення ефективності очищення вибою стовбура свердловини, запобігаючи ускладненням, аваріям, додатковим затратам капіталовкладень та підвищенню ефективності руйнування гірських порід.

4. Коливні процеси впливають на міцнісні характеристики конструкції БК, на реологічні властивості промивальної рідини та ефективність доведення осьового навантаження у вибій свердловини, тому проведення теоретичних, експериментальних та промислових досліджень енергії коливань її амплітудно-частотних, фазово-частотних та резонансних характеристик мають важливе значення для успішного будівництва глибоких ПС і ГС ділянок стовбура свердловин.

5. Відсутні науково обґрунтовані рекомендації стосовно розробки ефективних конструкцій генераторів гідроколивачів для буріння свердловин, що обумовлює необхідність проведення теоретичних, експериментальних та промислових досліджень для визначення оптимальних параметрів таких конструкцій для конкретних геолого-технологічних умов.

6. Недостатньо вивчено і потребують розробки теоретичні засади та експериментальні дослідження способів зменшення сил тертя, що виникають між породою та стінками бурильної колони, підвищуючи опір переміщенню та

ймовірність явищ прихоплень за умов буріння глибоких похило-скерованих свердловин на родовищах України.

7. Аналіз і систематизація аварій різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб доводять необхідність їх удосконалення із застосуванням нових математичних моделей, для проведення параметричних розрахунків їх конструкцій, що технологічно забезпечували б підвищену надійності та герметичність таких з'єднань в умовах експлуатації глибоких свердловин за високих тисків і температур.

8. Потребує фізико-математичного обґрунтування і вдосконалення технологія методу ультразвукової обробки за для зміцнення поверхонь конічних різьбових з'єднань ОБТ, стосовно визначення оптимальних параметрів ультразвукового концентратора енергії спрямованої дії.

9. Потребує наукового обґрунтування застосування та технологія нанесення ПКМ для покриття поверхні елементів БК.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ, СТЕНДИ Й УСТАТКУВАННЯ

Щоб вдосконалити техніку і технологію будівництва глибоких похило-скерованих і горизонтальних ділянок стовбурів свердловин та наукові основи підвищення експлуатаційних характеристик бурильних та обсадних колон а разом і компонок низу бурильної колони є потреба у комплексному всесторонньому проведенні теоретичних, експериментальних та промислових досліджень.

Для цього необхідно вирішити широкий спектр питань наукового, технічного, технологічного та методологічного характеру, що передбачає підбір, обґрунтування, розроблення методики проведення теоретичних та експериментальних досліджень, технічних засобів, пристроїв, стендів і дослідного устаткування.

2.1 Принципи математичного моделювання для прогнозування довговічності роботи елементів бурильної колони

Під час розроблення методів прогнозування ефективності роботи породоруйнівного інструменту у вибої свердловини та вибору оптимальних режимів буріння, зазвичай використовують емпіричні залежності, що пов'язують між собою показники відпрацювання долота з режимними параметрами, які не враховують механічних властивостей бурильної колони, фізико-механічних чинників геологічних нашарувань у даному нафтогазовому регіоні (межа міцності, модуль деформації, коефіцієнт Пуассона) та інше. Тому досить часто є невідповідність результатів, отриманих під час застосування тих чи інших математичних моделей у вигляді аналітичних залежностей та результатів промислової практики. Навіть у дослідженнях різних авторів, за

однакових вихідних умов, є неспівпадіння, а подекуди і протиріччя в оцінці отриманих результатів. Така ситуація є результатом того, що не враховано взаємний вплив параметрів долота і бурильної колони під час процесу руйнування породи у вибої свердловини, що й призводить до протиріч у трактуванні результатів дослідження закономірностей процесу буріння нафтових і газових свердловин з усіма наслідками для теорії і практики. Невідповідність залежить і від тих граничних умов, які накладають на межі застосування математичних залежностей, що використовують щоб прогнозувати ефективність руйнування гірської породи та покращення режимів буріння [32, 148, 341].

Сьогодні, щоб покращити процес буріння розроблено і успішно застосовують математичні моделі з використанням емпіричних залежностей, які, у своїй більшості, базуються на лабораторних дослідженнях, а ті, у свою чергу, далекі від реальних умов будівництва свердловини, і не можуть враховувати всі особливості цього процесу.

Рівняння геометрично нелінійної теорії труб подані в роботах А. Я. Аміро, К. З. Галімова, А. В. Кармішина, В. І. Мяченкова, М. Штейна та ін. [7, 48, 115]. Проблеми фізично нелінійного процесу роботи оболонки з різьбовими з'єднаннями досліджувались Д. В. Вайнбергом, А. А. Ілюшиним, Л. М. Качановим, П. Ходжем, Р. Шільдом та ін. [285].

Обґрунтування вибору математичної моделі для даного напрямку досліджень полягає у тому, що розв'язання нелінійних задач теорії різьбових з'єднань та бурильних труб пов'язане зі значними математичними труднощами, навіть для канонічних форм труб. Під час дослідження конструкцій обважнених бурильних труб і їх різьбових з'єднань аналітичні методи можуть бути застосовані лише у випадку суттєвої ідеалізації досліджуваного об'єкта. При цьому велике значення мають числові методи розрахунку з допомогою комп'ютерних програм, які отримали бурхливий розвиток за останнє десятиліття. Широкому застосуванню числових методів для розрахунків оболонкових конструкцій сприяли роботи І.П.Абовського,

Н.М.Адясова, А.С.Сахарова, Є.І.Санкова, Л.А.Розіна, Л.В.Енджиевського та ін. [3, 235, 237].

Найбільш універсальним та ефективним серед числових методів нелінійного розрахунку складних оболонкових конструкцій є метод кінцевих елементів. Він дозволяє розрахувати оболонки і з'єднання складної геометрії при довільних граничних умовах і зовнішніх чинниках з врахуванням поступально-обертового руху та складних фізичних законів, стану матеріалу, з якого виготовлена конструкція [236, 328].

Це дає можливість суттєво наблизити розрахункову схему до реальних умов. Важливе місце в методі кінцевих елементів має його висока алгоритмічність, універсальність, фізична наглядність, симетрія та лінійна структура матриць розв'язуваних рівнянь.

У методі кінцевих елементів і об'єктом є бурильна труба, і її різьбове з'єднання, а, отже, і компоновка низу бурильної колони розглядається з позиції тримірної теорії пружності без застосування довільних спрощуючих гіпотез стосовно виду напружено-деформованого стану, що розглядалися в роботах Б.М.Лісіцина [148], Р.Галлагера [49]. Такий підхід дає можливість створення універсального тримірного кінцевого елемента, що однаково добре описує властивості тонких і товстих перерізів бурильних труб. Це є принципово важливим, оскільки в нашому випадку застосовується конструкція ОБТЗЖ [274], і при розрахунках методом кінцевих елементів з позиції тримірної теорії пружності, посилення про розподіл функції переміщень і напружень в поперечному перерізі здебільшого збігаються.

Ця універсальність методу кінцевих елементів є важливою його перевагою над такими як метод кінцевих різниць, схематична модель якого описується виразом:

$$\left. \begin{aligned} & {}^n f(x) = f\left(x + \frac{n}{2}h\right) - \frac{n}{1} f\left(x + \frac{n}{2}h - h\right) + \\ & + \frac{n(n-1)}{1 \cdot 2} f\left(x + \frac{n}{2}h - 2h\right) - \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} \times \\ & \times f\left(x + \frac{n}{2}h - 3h\right) + \dots + f\left(x - \frac{n}{2}h\right). \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

чи варіаційний метод, що базується на рівняннях Ляме:

$$\left. \begin{aligned} (\lambda + G) \frac{\partial \theta}{\partial x} + G \nabla^2 u + X \rho &= \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; \quad (\lambda + G) \frac{\partial \theta}{\partial y} + G \nabla^2 \vartheta + Y \rho = \rho \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial t^2}; \\ (\lambda + G) \frac{\partial \theta}{\partial z} + G \nabla^2 \omega + Z \rho &= \rho \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Метод кінцевих елементів передбачає як плоскі кінцеві елементи (трикутні, чотирикутні), так і криволінійні. Для розрахунку ОБТЗМІ, ЗРЗ, РЗ варто приймати трикутні (тримірні) кінцеві елементи, оскільки, для криволінійних (сферичних) функції переміщення є складнішими, через необхідність забезпечити умови неперервності не лише функціям переміщення, а й їхнім похідним. А це призводить до невиправданого ускладнення методики розрахунку. Використання ж в якості розв'язуваних функцій переміщення вузлових точок тримірного кінцевого елемента (або їх лінійної комбінації) має суттєві переваги: простота формулювання кінематичних граничних умов, природне виконання умов додавання кінцевих елементів у вузлах і неперервність похідних переміщення. Таким чином, використання теорії кінцевих елементів, що базується на тримірній теорії пружності, є ефективнішим.

Вирази для матриці жорсткості в сферичних кінцевих елементах враховують і поперечний зсув, а, як свідчить досвід зі співвідношень тримірної теорії пружності, під час розрахунку трубних конструкцій найбільш економним (стосовно затраченого часу) є використання одного кінцевого елемента, який стосується товщини стінок [87, 195]. Особливістю труб є те, що товщина стінок є найменшим параметром, а властивості кінцевих елементів повинні бути такими, щоб різниця між поперечними і поздовжніми розмірами не викликала б

значної розбіжності в похибках вимірювань (порядок товщини стінок труби $\sim 10^1$, поперечного перерізу $\sim 10^2$, поздовжніх розмірів труб $\sim 10^3$). В результаті апроксимація просторових і сферичних кінцевих елементів дають розбіжність, останні проявляють себе як дуже жорсткі на згин через прояви додаткових напружень, які отримали назву «явища фальшивого зсуву».

Другою обставиною, яка суттєво ускладнює застосування просторових кінцевих елементів для розрахунків напружено-деформованого стану запропонованих нами ОБТЗМІ, є зміна жорсткості за експоненційним законом по довжині і значне просторове зміщення (форма просторової спіралі) цих конструкцій в процесі їх експлуатації, що призводить до просторового зміщення елементарних, загалом жорстких в цілому, об'ємів. Це спостерігається при розрахунках сильно деформованих конструкцій, а також при деяких граничних умовах. Тому, однією з основних умов відповідності і правильного опису напружено-деформованого стану ОБТЗМІ, є коректний опис жорстких зміщень.

Обґрунтування обраної математичної моделі пов'язано і з тим, що різні способи врахування жорстких зміщень конструкцій, наприклад матриці жорсткості вводяться безпосередньо в апроксимовані функції, або після отримання матриці жорсткості проводиться її коригування для врахування шести лінійно незалежних переміщень кінцевих елементів як жорсткого цілого [51], а наведені вище методи дають хороші результати лише для часткових випадків і не можуть поширюватися на випадок криволінійних кінцевих елементів. Поряд з поліномною апроксимацією функцій переміщень, виконується розкладання в ряд Маклорена функції деформації, причому в останньому нехтується певна кількість старших членів ряду, а саме, ті, точне обчислення яких є неможливим через вибраний порядок полінома, що апроксимує переміщення. Такий підхід не впливає на точність розрахунків деформації, [132, 179], оскільки корегування відбувається на рівні старших членів розкладу. Окрім того, точність розрахунків підвищується і перевершує відомі схеми моделей кінцевих елементів, які було отримано для пружного та геометрично-нелінійного трактування. Використання спеціальних роздільних

функцій: переміщення серединної поверхні і узагальнення поворотів ребер кінцевих елементів, спрямованих по товщині стінок труби, - забезпечило точність розв'язків і стійкість обчислень для ОБТЗМІ із застосуванням просторових кінцевих елементів, для яких співвідношення товщини стінок до діаметра досягало 1:10.

2.2 Принцип математичного моделювання для дослідження напружено-деформованого стану елементів бурильної колони з урахуванням теорії нелінійності механічних систем

Проблема розрахунку геометричної нелінійності є досить актуальною. Не менш важливою проблемою є дослідження фізично нелінійних конструкцій, якими є колони ОБТ, КНБК та ЗРЗ. Через їхню складність у цьому напрямку кількість публікацій не є достатньо великою, і розглядають, переважно, часткові випадки, окремо взяті частини конструкцій [66, 201, 210, 359]. У цих роботах передбачається справедливність гіпотези Кірхгофа-Лява, за яким вважається, що шари оболонки є паралельними до серединної поверхні і не спричиняють тиск оді на одних, тобто знаходяться в умовах плоского напруженого стану $\sigma_{33} = \sigma_{32} = \sigma_{31} = 0$, насправді ж шари тиснуть один на одного, але напруження, що при цьому виникають є значно меншими за $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{12}$ і ними можна знехтувати.

Обґрунтування вибору математичної моделі полягає у тому, що експлуатаційні умови є набагато жорсткішими, тому при значних деформаціях і складних шляхах навантажень елементів конструкцій ОБТ, ЗРЗ чи КНБК застосування теорії малих пружно-пластичних деформацій є безпідставним. Використання теорії пластичних деформацій в розрахунках для конструкцій ОБТ, ЗРЗ і КНБК пов'язане з певними труднощами математичного плану, оскільки є необхідним одночасно задовольнити асоційованому закону пластичності (за яким вектор приросту пластичної деформації є перпендикулярним до поверхні текучості в розглядуваній точці простору

напружень) [78], критерію пластичності (наприклад, Мізеса, що характеризує запас міцності) [249] і забезпечити плоский напружений стан елемента конструкції ОБТЗМІ, ЗРЗ чи елемента КНБК. У межах відомих методик застосовуються припущення про те, що напруження об'ємного розтягу-стиску, а також лінійна деформація поперечного перерізу труби дорівнюють нулю. Такий підхід призводить до порушення гіпотези про нормальний приріст пластичних деформацій.

Ми ж під час вибору розрахункових співвідношень беремо до уваги припущення про те, що лише напруження об'ємного розтягу-стиску дорівнюють нулю, базуючись на яких визначається лінійна деформація поперечного перерізу труби, що дає можливість задовольнити вказані умови. У результаті отримано спеціальний кінцевий елемент, який можна ввести до класу зазначених кінцевих елементів. За своїми властивостями він є аналогічним до кінцевих елементів, що базуються на теорії трубних конструкцій Тимошенко-Райсмера [255], але мають переваги в тому, що характерні для елементів співвідношення отримано з точки зору просторової теорії пружності.

Дослідження геометрично нелінійної роботи конструкцій елементів бурильної колони показали, що максимально ефективним є використання краювої задачі, в якій метод інтегрування за параметром узгоджується з методом Ньютона-Канторовича [254].

Разом з тим, враховуючи вищенаведене, щоб підтвердити або заперечити правильність обраної теорії розрахунків, ми застосовували рівняння Ляме тривимірної теорії пружності для знаходження характеристик напружено-деформованого стану елементів бурильної колони.

Під час використання цього методу попередньо виділявся основний напружений стан і вже для збуреної частини ставилася відповідна краюва задача для визначення власних функцій, що описують цей збурений напружений стан. Доцільність такої методики для числових методів розрахунку наводиться в роботі В. Равенко [285].

Очікувані результати, отримані на основі використовуваної нами математичної моделі, показали, що їхня розбіжність з експериментальними результатами становить $4\div 7\%$, що лежить в межах допустимої похибки.

2.3 Принцип математичного моделювання для дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань із врахуванням теорії механіки руйнування матеріалів

Самі по собі різьби і різьбові з'єднання володіють ділянками, де здатні виникати високого рівня напруження, тому їхня здатність протидіяти прикладеним навантаженням суттєво може знижуватися. Пошуки шляхів розрахунку на міцність таких конструкцій призвели до створення різних теорій руйнування тіл з тріщинами, де йшлося про те, що слід розрізняти випадки коли краї тріщини, що виникають в межах зони нелінійної деформації матеріалу, є малими порівняно з розмірами самої тріщини та віддаллю від вершини тріщини до краю тіла, і коли вказані розміри є співмірними [358]. Якщо розміри тріщини, яка перебуває в межах пластичної деформації, залишаються малими аж до руйнування, то таке руйнування називають квазікрихким.

Основи механіки руйнування були закладені ще Гріфіцом [334]. Згідно з теорією, «зрушення» тріщини відбувається тоді, коли приріст енергії деформації під час зародження тріщини досягає енергії, що йде на утворення нової вільної поверхні. Далі цей критерій був узагальненим на квазікрихкий випадок [329, 344], коли енергія затрачається не лише на утворення нової вільної поверхні, а й на утворення малої пластичної зони біля краю тріщини. Були запропоновані також інші критерії, наприклад силові (Г. И. Беренблатт, Дж. Ірвін, В. В. Новожилов) [193], які базуються на аналізі характеристик локального поля напружень і деформацій, пов'язані з величиною розкриття тріщини біля її вершини (М. Я. Леонов, В. В. Панасюк, та ін.) [199].

Ці підходи відрізняються описом тих фізичних явищ, які впливають на тріщиностійкість і мають різні межі застосування, але з точки зору математики

стають абсолютно еквівалентними стосовно великих розмірів тріщин і малих меж пластичності, які у своїй більшості є присутні майже у всіх випадках, де йдеться про механіку деформацій [228, 257].

Обґрунтування вибору моделі пов'язані з тим, що розв'язки задач теорії нелінійної пружності для тіл з тріщинами є не зовсім коректними і дають нескінченно великі значення деформації і напружень біля вершини тріщини. Однак для квазікрихкого випадку пружні розв'язки є близькими до точних поза малою зоною пластичності. Тому зрушення тріщини може визначатися з допомогою пружних розв'язків [254]. Головні члени компонент тензора напружень пружних розв'язків біля вершини тріщини мають визначник порядку 0,5. Коефіцієнти при цих визначниках і визначатимуть, чи буде розвиватися тріщина.

Локальне поле напружень, розкриття вершини тріщини і приріст енергії під час варіації області в околі деякої точки контуру визначаються одним і тим же коефіцієнтом. Відповідно до критеріїв лінійної механіки руйнування ріст тріщини в околі розглядуваної точки контуру починається тоді, коли коефіцієнт інтенсивності напружень в цій точці досягає критичного значення. Здебільшого використовуються інші величини, відрізняються лише множником: модуля зчеплення – за Г. І. Беренблаттом та критичним коефіцієнтом інтенсивності напружень - за Дж. Ірвіном [200].

Окрім згаданих локальних характеристик розв'язків задачі пружності, важливими є деякі інтегральні характеристики (енергія, компоненти «об'єму»). Компоненти «об'єму» визначають головні члени збурення, що вноситься тріщиною в подальше поле напружень, і тому є суттєвими при підрахунку ефективних характеристик деформованого середовища з великою кількістю тріщин, а також є важливими під час аналізу кінетики росту тріщини в умовах, коли існує доступ рідини або газу в тріщину [342].

Роботи, що стосуються механіки руйнування для тіл з тріщинами, можна умовно поділити на три напрямки, зокрема: побудова аналітичних розв'язків у випадку канонічних меж, що стосуються тріщини і тіла; отримання

гарантованих оцінок розв'язків або деяких його характеристик; розробка та реалізація числових (програмних) методів розв'язків [267]. Отримати аналітичні розв'язки вдається лише для невеликої кількості просторових задач, що відповідають окремим конфігураціям тріщин, і, як правило, простим умовам навантаження, далеким від реальних умов експлуатації, про що згадано в працях С. М. Мхитаряна [190,], Р. Л. Салганіка [233], В. Л. Рвачова [227], В. С. Проценка [210], М. М. Стадника [250] та ін. Оскільки багаж аналітичних розв'язків не є достатньо великим, а деякі з них є дуже громіздкими і не дуже зручними для досліджень, останнім часом більше уваги приділяють другому і третьому напрямкам досліджень, що ми і намагалися зробити у наших теоретично-аналітичних дослідженнях.

Якісні методи досліджень отримання оцінок довговічності конструкцій широко застосовуються в різних областях механіки (теорії пружності, кручення, для контактних задач, в теорії пластичності) [345]. У механіці руйнування цей напрям почав розвиватися у 80-х роках після появи праць Р. В. Гольдштейна, В. М. Ентова [66]. В цій роботі були визначені теореми порівняння в задачі про плоскі тріщини нормального розриву в лінійно пружному просторі, і формулювалися наступним чином: 1) при збільшенні зусиль, що розкривають тріщину, її розкриття не спадає в кожній точці; 2) під впливом зусиль, що розкривають тріщину, у випадку розширення меж, які займає тріщина, її розкриття не спадає в кожній точці, а, відповідно, не спадають значення коефіцієнтів інтенсивності напружень в загальній частині контуру, що обмежує ці межі [208].

Результати отримані із застосуванням принципу максимуму до змішаної краєвої задачі для гармонійної в напівпросторі функції, до якої зводиться розглядувана задача на основі представлення Папковича-Нейбера [47]. Отже, можливим є отримання достатніх умов руйнування і неруйнування тіла з тріщиною складної конфігурації, шляхом аналізу пружно-деформованого стану тіла з тріщиною більш простої форми. У працях [329, 348] ці дослідження були продовжені і теореми порівняння були поширені на випадок, коли існують

знакозмінні нормальні навантаження, у результаті чого можуть відбуватися перекривання поверхонь тріщин. Доведення в цій роботі базувалось на порівнянні розв'язків варіаційних нерівностей. У роботах Р. В. Гольдштейна на основі методу послідовних наближень, теореми порівняння доведено для тріщини відриву, розміщеної в серединній площині достатньо товстого шару [8].

Доведені твердження у наведених вище роботах дають можливість порівнювати не лише розкриття обійманої й обіймаючої тріщин та коефіцієнти інтенсивності напружень в точках дотику обмежуючих їх контури, але також і «об'єми» цих тріщин. Однак, отримані звідси оцінки «об'ємів» не є достатньо точними, через що були проведені спроби побудови інших оцінок «об'ємів», але суттєвих успіхів досягнуто не було. Р. В. Гольдштейном [67] було висунуто припущення про справедливість ізопериметричної нерівності: у випадку однорідного навантаження «об'єм» тріщини, що займає довільні межі, не перевершує «об'єму» колової тріщини тієї ж площі, але це припущення авторам довести не вдалося. Цими твердженнями, по-суті, обмежуються наявні результати в межах побудови оцінок розв'язків просторових задач про тріщини [339]. Наявність оцінок розв'язків значно спрощує дослідження задачі, а деколи робить непотрібним її повний розв'язок. Тому практичний інтерес має як отримання нових оцінок у вже розглянутих задачах, так і розгляд методів побудови оцінок на більш широкий клас задач.

Розвиток якісних методів, звичайно ж, не виключає потреби в розробці числових (програмних) методів, оскільки є необхідним мати достатньо широкий набір еталонних розв'язків. Разом з тим, апіорні оцінки дозволяють контролювати правильність і точність наближених розв'язків.

За числових (програмних) розв'язків просторових задач для тіл з тріщинами розрізняються методи, при яких розв'язуються рівняння теорії пружності в усьому тривимірному тілі (методи кінцевих різниць, прямих та кінцевих елементів) і методи, при яких розв'язуються рівняння на границі тіла.

Найбільш поширеним на даний час є метод кінцевих елементів, він є найбільш універсальним у застосуванні до широкого кола механічних задач [252].

У розв'язуваних задачах існують межі різкої зміни напружень та їх високий рівень, що власне стосується випадків наявності тріщин чи інших концентраторів напружень. Тут, виявляється, досить важко забезпечити задовільну точність.

Є невелика кількість праць, [178] в яких просторові задачі стосовно тріщин розв'язувались кінцево-різницеvim методом та методом прямих, що базувалися на їх розподілі на дві змінні і розв'язувалася система звичайних диференціальних рівнянь стосовно третьої змінної. Але, і тут знову ж таки, найбільш досконалим виявився метод кінцевих елементів. Тут розроблено способи уточнення поля напружень біля країв тріщини, а саме: – згущення сітки, використання сингулярних елементів, використання зв'язку між коефіцієнтами інтенсивності напружень і швидкістю приросту енергії та ін.

Окрім вищезгаданого методу для розв'язку просторових задач стосовно тріщин у пружних тілах застосовувалися методи, в яких спочатку складаються інтегральні чи інтегро-диференціальні рівняння на межі тіла, а потім розв'язуються тим чи іншим способом [357]. Є декілька методів зведення рівнянь теорії пружності до рівнянь на поверхні тіла, зокрема найбільш поширеним є метод, що використовує тотожність Сомільяна, в якій зміщення всередині тіла виражаються через зміщення і напруження на межі, після чого здійснюється перехід до границі, коли послідовність внутрішніх точок сходиться до границі. Отримувані таким чином рівняння володіють тією перевагою, що на одиницю понижується розмірність задачі. Але під час розв'язання задач стосовно тріщини, виникають двосторонні поверхні, через що рівняння на межі тіла вироджуються. Але ці труднощі можна обійти з допомогою різних математичних прийомів, зокрема заміна тріщини тонким вирізом, використання особливостей конкретних задач, зокрема використання симетрії відносно площини тріщини та ін. Певні незручності пов'язані з тим, що

в загальному випадку рівняння доводиться розв'язувати стосовно неплюсних поверхонь тіла [344], які треба апроксимувати частинами простих поверхонь. Свого часу багато просторових задач механіки руйнування розв'язувалися шляхом обчислення вищезгаданих рівнянь авторами Р. В. Гольдштейном, В. М. Ентовим, А. А. Гріфіцом, В. В. Панасюком, М. Я. Леоновим, та ін. До того ж наявними є переваги методу граничних інтегральних рівнянь порівняно з методом кінцевих елементів, і ця перевага проявляється не тільки у зменшенні порядку задачі, а й у зменшенні часу розрахунку, зменшенні необхідного об'єму пам'яті та підвищенні точності.

Зручними для дослідження і розв'язків виявляються інтегро-диференціальні рівняння, записані стосовно стрибків зміщень на поверхні тріщини. У випадку плоскої тріщини такі рівняння розглядалися в роботах Р. В. Гольдштейна [66].

Вищенаведені методи для програмного розрахунку мають певні особливості та недоліки, оскільки є досить громіздкими, тому вимагають трохи забагато комп'ютерного часу і не завжди забезпечують необхідну точність, була проведена спроба створити менш універсальний, але швидкодіючий, простий і надійний спосіб програмних обчислень і розрахунків. Такі способи відносяться до більш вузького класу задач, а деколи стосуються розв'язків конкретних задач, і при цьому дають більшу точність очікуваних результатів, що відтак підтверджується експериментальними та промисловими результатами досліджень [335, 337].

Отже, на сьогодні відсутні універсальні програми, які б забезпечували високу точність розв'язків різноманітних просторових задач стосовно тріщиностійкості матеріалів, хоча, кількість різних прийомів розв'язку тих чи інших задач постійно зростає. Розроблення нових та модифікація відомих методів розв'язків є необхідними щоб отримати достовірні результати конкретних просторових задач, що викликає окремий інтерес, і, окрім того, дозволяє оцінювати достовірність під час розв'язання нових, складніших задач,

що стосуються підвищення роботоздатності та зносостійкості елементів бурильної колони, зокрема різьбових з'єднань.

Було розроблено ефективні методи оцінок локальних та інтегральних характеристик розв'язків просторових задач стосовно тріщини в матеріалах зі складним механічними властивостями (врахування неоднорідності та нелінійності), побудовано зручні у використанні, прості і в той же час зважені фізико-математичні формули для наближеного визначення досліджуваних величин, а також розроблено ефективний обчислювальний метод розв'язку просторових задач.

2.4. Принцип математичного моделювання для дослідження динаміки промивних рідин у затрубному просторі

На основі математичного моделювання гідродинаміки, фільтрації, тепломасообміну, використовуючи системний підхід, показана можливість аналізу динаміки зміни витрат і тисків у різних частинах системи, що дає можливість визначати умови та розраховувати кінетику масообмінних та фільтраційних процесів у свердловині та пласті, оцінюючи енергетику обробки привибійної зони. Це дає можливість вибору економічно ефективних режимів під час КНБК та вишукувати нові технічні рішення в коливній технології очистки стовбура свердловини та привибійної зони пласта [2, 9, 31, 44].

Математичне моделювання гідродинаміки, фільтрації, тепломасообміну, дозволяє використовуючи системний підхід, аналізувати динаміку зміни витрат і тисків на різних ділянках системи, визначити умови та розрахувати кінетику масообмінних та фільтраційних процесів в свердловині та пласті, оцінити енергозатрати в процесі очистки стовбура свердловини та привибійної зони [53, 106, 173, 287].

Зокрема під час розрахунків слід застосовувати функцію течії Ψ , яка визначає поле швидкостей з умови:

$$\Omega = \nabla \times u , \quad (2.3)$$

і в радіальному напрямі поперечного перерізу в сферичних координатах маємо:

$$u = \left(0, \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi}, -\frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right), \quad (2.4)$$

$$\Delta \Psi = -\omega = \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \varphi^2}, \quad (2.5)$$

де в правій частині застосовано оператор Бельтрамі-Лапласа, а щоб виконувалась теорема Кельвіна для циркуляції застосовується функція Гріна $G(\theta, \varphi, \theta', \varphi')$, тоді оператор Бельтрамі-Лапласа застосовують у вигляді:

$$\frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial G}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial^2 G}{\partial \varphi^2} = \delta(\theta, \varphi, \theta', \varphi') - \frac{1}{4\pi}. \quad (2.6)$$

Це рівняння задовольняє функція:

$$G(\theta, \varphi, \theta', \varphi') = -\frac{1}{2\pi} \ln \sin \left(\frac{1}{2} \gamma(\theta, \varphi, \theta', \varphi') \right), \quad (2.7)$$

де $\gamma(\theta, \varphi, \theta', \varphi')$ - центральний кут між точками з координатами (θ, φ) і (θ', φ') .

Із застосуванням функції Гріна, та формул тригонометричних перетворень функція течії Ψ як розв'язок, набуває вигляду:

$$\Psi(\theta, \varphi) = \int_s \omega(\theta', \varphi') \ln(1 - \cos \gamma) \sin \theta' d\theta' d\varphi' \quad (2.8)$$

де інтегрування ведеться по площі кільця поперечного перерізу свердловини.

Для N -ї кількості збурень рівняння руху записуються у вигляді:

$$\dot{\theta}_i = -\frac{1}{4\pi} \sum_{j=1, i \neq j}^N \Gamma_j \frac{\sin \theta_j \sin(\varphi_i - \varphi_j)}{1 - \cos \gamma_{ij}}, \quad (2.6)$$

$$\sin \theta_i \dot{\varphi}_i = -\frac{1}{4\pi} \sum_{j=1, i \neq j}^N \Gamma_j \frac{\cos \theta_i \sin \theta_j \cos(\varphi_i - \varphi_j) - \sin \theta_i \cos \theta_j}{1 - \cos \gamma_{ij}} \quad (2.10)$$

де $\gamma_{ij} = \gamma(\theta_i, \varphi_i, \theta_j, \varphi_j)$;

Γ_j - інтенсивність j -го збурення.

У процесі опису гідродинаміки враховується взаємозв'язок між окремими частинами пульсуючої системи на основі аналізу багатокomпонентної нелінійної системи диференціальних рівнянь [131, 174].

Низькочастотні пульсації на два-три порядки прискорюють процеси релаксації механічних напружень, що ліквідує негативні наслідки буріння [22], і цей факт є загальним для всіх пульсаційних гідродинамічних режимів дренавання під час очищення стовбура та привибійної зони свердловини.

Аналіз результатів промислових досліджень нафтових свердловин вітчизняними [33] та зарубіжними [321] компаніями підтверджує закономірність процесів, що відбуваються під впливом дії пульсаційної низькочастотної обробки, а саме: вихід газу, виділення в'язкої нафто-водяної емульсії та рідини з плівкою нафти, винесення на денну поверхню легких зважених механічних домішок у вигляді солей та окислів.

Обґрунтування математичних моделей з дослідження впливу віброколивних процесів на динаміку неоднорідної за густиною нестискуваної рідини [145, 240], базується на тому, що поведінка різних фазових домішок (твердих, краплинних, газових) у рідині, що зазнає впливу вимушених коливань, характеризується своєрідними особливостями. Серед цих особливостей можна виділити дві суттєві – процеси вібропереміщень та ефекти локалізації, тобто спрямоване переміщення домішок (вибуреної породи) за рахунок впливу коливань та утворення в певних місцях стовпа рідини їх локальних скупчень [133].

Теоретичні дослідження показали, що динаміка фазових складових, зокрема твердих чи газоподібних в рідині під дією впливу періодичних чинників залежить від генерованої частоти [107].

У високочастотному діапазоні, де частота коливань є досить високою, ефекти стискуваності (зміни поширення швидкості звуку в середовищі) не проявляються, і, розглядаючи осцильований рух рідини в'язкими пристінковими шарами Стокса можна нехтувати, а течію вважати стаціонарною.

Для нафтогазової промисловості суттєвими є достатньо в'язкі рідини, тому дослідження впливу коливного процесу на рідини, коли їх стискуваність є несуттєвою мають неабиякий інтерес.

Дослідження впливу генерації коливань на фазові включення в рідинах в межах помірних та низьких частот, довели, що це призводить до різних ефектів, і залежно від поставленої задачі можна, накладаючи певну частоту та вид коливного процесу, завдяки застосованій математичній моделі, можна отримати очікуваний результат [44].

Тверді домішки в рідині у процесі поступального коливного руху під впливом сил інерції зазнають коливань, а гідродинамічна взаємодія тіла, що коливається з рідиною, призводить до виникнення середньої в часі сили, котра діє на тіло. Оскільки коливання рідини є ангармонічними – рідина має різну швидкість у різних напрямках (існує градієнт швидкості рідини), тому тверді частинки рухаються у стовпі рідини вгору [54].

Явище коливного переміщення тіл може відбуватися в асиметричних системах, і ця асиметрія може бути силовою, кінематичною, структурною, градієнтною, хвильовою та ін. Переміщення тіл є можливим і за впливу симетричних коливань механічної системи. Під дією гармонічних коливань домішки, які володіють більшою густиною ніж рідина, можуть спливати (ефект Челомея) [74].

Динаміка сипучого середовища в рідині з позиції впливу коливань, напрям яких є дотичним до межі поділу, довела збудження квазістаціонарного просторового періодичного рельєфу на межі поділу середовищ. Як виявилось, рельєф формується після переходу сипучого середовища у зріджений стан і пов'язане з проявом нестійкості тангенціальних розривів на межі поділу середовищ, що рухаються одні відносно одних (нестійкість Кельвіна-Гельмгольца) [174]. При цьому поведінка системи «пісок-рідина» є тотожною до поведінки двох незмішуваних рідин з різною густиною під впливом горизонтальних коливних процесів. Щоб описати динаміку такої системи [332] вперше було введено коливний аналог числа Фруда:

$$W=2bQ^2/gL \quad (2.11)$$

де b – амплітуда коливань, m ;

Q – циклічна частота, c^{-1} ;

L – характерний розмір, m .

Динаміка слабо неоднорідної зваженої твердої фази в рідині під впливом високочастотних коливань, у випадку, коли період коливань, час релаксації швидкості часток і рідкої фази є співрозмірними, доводить, що фази зсуваються між коливаннями частинок і рідини. Під час великого міжфазного тертя та великій частоті коливань, речовину, що перебуває у зваженому стані можна описувати в рамках однорідної моделі, де враховуються інерційні властивості рідини і часток, що перебувають у зваженому стані та ефект приєднання мас. Поряд з монотонним механізмом збудження нестійкості з'являється можливість коливної складової.

Інтервал помірних і низьких частот є дослідженим мало. У цьому інтервалі частот визначну роль відіграє в'язкість рідини. На віддальх порядку товщини шару Стокса проявляються сили відштовхування, у той час як на більших віддальх між частинками твердої фракції домінують сили притягання. Дослідження підйимальної сили в широкому інтервалі частот коливань довели, що у низькочастотному діапазоні (10÷100 Гц) сили притягання між частинками не проявляються, а сили відштовхування зменшуються з віддаллю за експоненційним законом.

За високих частот залежність сили взаємодії від віддалі між тілом, що знаходиться в рідині і стінкою має мінімум і на межі домінує сила відштовхування, яка швидко спадає з віддаллю, за межею області в'язкої взаємодії проявляється сила вібраційного притягання, яка також спадає з віддаллю. Залежно від діапазону частотних коливань важка фракція вибуреної породи може перебувати у зваженому стані в статичному силовому полі.

Дослідження поведінки твердого тіла в рідині під впливом обертово-коливного руху залежно від частоти, засвідчило немонотонну зміну параметра Wr , що характеризує підйом і падіння тіл у рідині в полі сил тяжіння [349]. У

діапазоні помірних і низьких частот ефект спливання твердих часток вибуреної фракції ускладнюється існуванням сил близької взаємодії зі стінками бурильної колони: стрибкоподібним переходам тіла від однієї межі шару до іншої під час підвищення і пониження інтенсивності коливань передують монотонне переміщення частки від межі на віддаль порядку масштабу в'язкого граничного шару Стокса.

Динаміка твердої фракції вибуреної породи у в'язкій рідині під час обертово-коливних рухів бурильної колони визначається двома явищами. Одне з них – це явище левітації важкого тіла рухомому потоці, що пульсує, який не зв'язаний з присутністю стінок бурильної колони і визначається лише неоднорідністю потоку. Другим є явище близької в'язкої взаємодії зі стінками бурильної колони, яке проявляється на віддаль порядку товщини шару Стокса. Перше явище зі збільшенням в'язкості рідини слабшає, вібраційна підймальна сила спадає, друге ж зі збільшенням товщини в'язкого шару Стокса – підсилюється [267].

Оскільки в потоці рідини існує певна гідродинамічна взаємодія між самими частинками вибуреної породи, то ж неабиякий інтерес мають дослідження впливу коливних процесів на цю взаємодію.

Вплив обертових коливань на близьку гідродинамічну взаємодію часток в малов'язких рідинах має відштовхувальний характер. Сила відштовхування швидко спадає з віддаллю. У діапазоні високих частот коливань під час взаємодії тіл визначну роль відіграє амплітуда швидкості коливань. У в'язких рідинах зі зниженням частоти сили відштовхування слабшають, відбувається суттєва зміна характеру вібраційної взаємодії на відносно малих віддаль, а саме – частинки починають притягатися [133].

Рідина, що рухається в затрубному просторі під час буріння вертикальних, похило-скерованих та горизонтальних ділянок свердловин – це струминний турбулентний потік, у різних ділянках якого присутні як вільні так і пристінкові зсувні шари, де є когерентні структури, що розвиваються під дією вібраційно-коливних процесів. У таких структурах присутні: критичні точки з

максимальними коефіцієнтами масообміну; різке викривлення ліній течії; у пристінковій частині струмини є локальні нестационарні відриви потоку. Тому є необхідним досліджувати фундаментальні фізичні ефекти та явища, що їх супроводжують.

У струминних течіях є когерентні структури – це відносно-масштабні детерміновані вихори в шарах змішування, що характеризуються значним часом життя. Ці структури виникають у наслідок злиття вихорів менших розмірів, що розвиваються у зсувному шарі як результат нестійкості Кельвіна-Гельмгольца. Когерентні структури мають у собі значну частину турбулентної кінетичної енергії потоку і у значній мірі визначають інтенсивність процесів переносу [175].

Зовнішні періодичні збурення потоку впливають на характеристики струмини. Збудження потоку на частоті спрямування когерентних структур призводить до їх підсилення.

Отже, вплив на потік навіть низькоамплітудних (малоенергетичних) збурень дає можливість суттєво керувати турбулентними характеристиками і процесами масообміну в потоці.

Структура, що виникає, в поперечному перерізі в затрубному просторі навколо труби під дією коливань (в ідеалі) має вигляд як на рис 2.1, де лінії об'єднують миттєві місця вузлів.

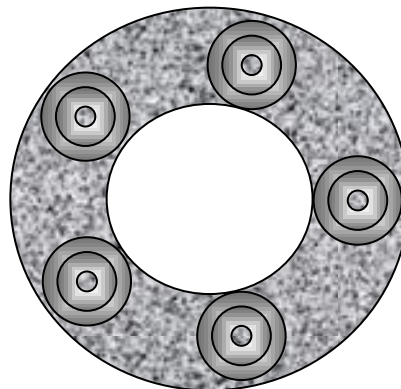


Рисунок 2.1 – Структура поздовжніх хвиль у поперечному перерізі затрубного простору бурильної колони

Комплексний потенціал руху потоку рідини з інтенсивністю χ , центр турбулентності якого перебуває у деякій точці z_0 , описується рівнянням:

$$\omega = i\chi \ln(z - z_0). \quad (2.12)$$

Загальне рівняння руху рідини в структурі можна подати у такому вигляді:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\partial \Psi(x, y, t)}{\partial y}; \quad \frac{dy}{dt} = -\frac{\partial \Psi(x, y, t)}{\partial x}; \quad (2.13)$$

а рівняння, якими описуються лінії течії з врахуванням структури, що виникає за цих умов має такий вигляд:

$$\Psi = \left. \begin{aligned} & \frac{\chi}{4\pi} \ln((x \pm 2a)^2 + y^2) + \frac{\chi}{4\pi} \ln(x^2 + y^2) + \\ & + \frac{\chi}{4\pi} \ln((x \pm 2a)^2 + y^2) - \frac{25\chi}{96\pi} \ln(x^2 + y^2); \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

де x , та y – це координати осей у поперечному перерізі потоку рідини;

a – відстань між шарами потоку в радіальному напрямку;

χ - інтенсивність потоку.

Тоді комплексний потенціал руху рідини такої системи описується рівнянням, що має такий вигляд:

$$\omega_n = i\chi \ln(z) + i\chi \ln(z \pm a) + \dots + i\chi \ln(z \pm na). \quad (2.15)$$

У дослідженнях закономірностей розвитку великомасштабних структур в умовах близького розміщення твердих поверхонь, якими в нашому випадку є стінка стовбура свердловини та поверхня бурильної колони, розглядали можливість управління потоком за допомогою накладання періодичних коливань для ефективного впливу на інтенсивність процесів переносу, в обмежених струминних течіях, якими є рухомі промивальні рідини в затрубному просторі свердловини. [183, 290]

Експериментальні дослідження стосувалися вивчення околу критичної точки з допомогою подвійних електродифузійних давачів тертя і методу *Partikle*

Image Velocivetry (PIV). Метод *PIV* базується на законах статистичної фізики, які останнім часом досить широко застосовують.

Це дає можливість визначити характеристики зон нестационарних локальних відривів і, на основі можливостей керування спектром турбулентних пульсацій за допомогою різних методів активного впливу, дослідити чутливість потоку до зовнішніх періодичних збурень різної частоти і амплітуди [290].

Дослідження засвідчили ефект загасання когерентних структур у рідинах з дрібнодисперсною газовою фазою. Визначили спектр можливих режимів течії – від автоколивань до стаціонарних зі стійким приєднанням струмин. Дослідили гістерезисні явища під час неперервної зміни граничних умов для витoku струмин в обмежений простір, яким є в нашому випадку затрубний простір свердловини. Виявили значний вплив ефекту Коанда на закономірності струминних течій у затрубному просторі свердловини [105, 287, 321].

У процесі досліджень розглядалося питання впливу обертового руху БК на гідродинамічні процеси промивальної рідини і її транспортні властивості, особливо у процесі буріння горизонтальних ділянок свердловин. Нами [289, 301] показано підвищення ефективності буріння горизонтально-скерованих ділянок свердловин за рахунок вдосконалення гідродинамічних циркуляційних процесів, що попереджають ускладнення, пов'язані з порушенням стійкості стінок свердловини, утворенням застійних зон, відокремленням шламу за значного зниження енергозатрат. Суть роботи стосується формування стійкості стаціонарного руху промивальної рідини в кільцевому каналі горизонтальної свердловини безпосередньо енергією потоку, а також обґрунтування методів регулювання гідродинамічних параметрів і структури потоку за степеневим законом з врахуванням конкретних геолого-технічних умов [287, 289].

Дослідження руху твердих включень рідини в неоднорідній стоячій хвилі показало, що частинки можуть локалізуватися у пучностях і у вузлах хвилі як на поверхні стінки, так і на деякій віддалі від неї у вигляді кілець [107]. Встановлено, що залежно від виду джерела коливань, частоти коливань, тверді частинки можуть концентруватися не тільки у повздовжньому напрямку, а й в

поперечному. Розглядався і комбінований вплив на суміш як ультразвуку, так і низькочастотних коливань. Результати досліджень засвідчили, що за допомогою низькочастотних коливань можна заставити локальні скупчення рухатися у горизонтальному напрямку [140].

Дослідження руху твердих включень в рідині, в якій є вертикальні коливання – випадкові і гармонічні засвідчили, що і випадкові і гармонічні коливання за певних значень параметрів спричинюють появу коливних сил, які можуть утримувати дисперсні частинки в середині рідини, що характеризується відносними положеннями рівноваги. Щоб дослідити стійкість відносних положень рівноваги застосовують критерій сформульований в роботі [143], якщо гамільтоніан у системі координат, яка рухається разом із системою, досягає у положенні рівноваги свого трансверсального мінімуму або максимуму, то таке положення рівноваги є стійким.

Щоб описати таку систему, є вдалим застосування рівнянь Гамільтона з таким гамільтоніаном і канонічними змінними:

$$H = \frac{1}{4\pi} \sum_{i < j} \Gamma_i \Gamma_j \ln \ell_{ij}, \quad P = \sqrt{|\Gamma_i|} \cos \theta_i, \quad (2.16)$$

$$Q = \sqrt{|\Gamma_i|} \varphi_i, \quad \dot{P}_i = \frac{\partial H}{\partial Q_i}, \quad \dot{Q} = -\frac{\partial H}{\partial P_i}, \quad (2.17)$$

$$\text{де } \ell_{ij}^2 = (X_i - X_j)^2 = 2(1 - \cos \gamma_{ij})$$

Дужка Пуассона для цієї гамільтонової системи має такий вигляд:

$$\{f, g\} = \sum_{k=1}^N \frac{1}{\Gamma_k} \left(\frac{\partial f}{\partial \cos \theta_k} \frac{\partial g}{\partial \varphi_k} - \frac{\partial f}{\partial \varphi_k} \frac{\partial g}{\partial \cos \theta_k} \right), \quad \{\varphi_i, \cos \theta_j\} = \frac{\delta_{ij}}{\Gamma_i}, \quad (2.18)$$

де δ_{ij} - символ Кронекера.

Окрім гамільтоніана H , ця система допускає ще три інтеграли руху

$$M_1 = \sum_{i=1}^N \Gamma_i \sin \theta_i \cos \varphi_i = \text{const},$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^N \Gamma_i \sin \theta_i \sin \varphi_i = \text{const},$$

$$M_3 = \sum_{i=1}^N \Gamma_i \cos \theta_i = \text{const},$$

що утворюють вектор, який називають моментом збурень.

Вищезазначені величини H , M_1 , M_2 , M_3 дають три незалежних інволютивних інтеграли:

$$\{H, M_3\} = 0, \quad \{H, M_1^2 + M_2^2\} = 0, \quad \{M_3, M_1^2 + M_2^2\} = 0.$$

Положення рівноваги або відносної рівноваги у системі, яка в нашому випадку спричинює утримування частинки в середині рідини описують також рівняннями у векторній формі такого типу:

$$\dot{X}_i = \sum_{k=1, k \neq i}^N \frac{\Gamma_k}{2\pi} \frac{X_k \times X_i}{(X_i - X_k)^2} + \Omega e_z \times X_i,$$

$$\dot{X}_j = \sum_{k=1, k \neq j}^N \frac{\Gamma_k}{2\pi} \frac{X_k \times X_j}{(X_j - X_k)^2} + \Omega e_z \times X_j,$$

а після математичних перетворень для $\ell_{ij}^2 = (X_i - X_j)^2$ отримаємо:

$$\frac{d\ell_{ij}^2}{dt} = \sum_{k=1, k \neq i, k \neq j}^N \Gamma_k \frac{V_{ijk}}{\pi} \left(\frac{1}{\ell_{ik}^2} - \frac{1}{\ell_{jk}^2} \right), \quad (2.19)$$

де $V_{ijk} = X_i \times X_j \times X_k$.

Положення рівноваги є у випадку, коли $\frac{d\ell_{ij}^2}{dt} = 0$. Тоді отримують рівняння у матричній формі, розв'язок яких дає можливість знайти матриці, в ядрах яких є наперед заданий вектор Γ після чого визначають які зі знайдених матриць містять у собі структуру, задану співвідношенням рівноваги. З іншого боку можна при заданій матриці відшукати обмежену кількість інтенсивностей Γ для даного потоку, враховуючи усі його реологічні параметри, за яких система (2.18) є у рівновазі, тоді задача зводиться до опису ядра лінійного оператора, заданого матрицею. Так

знаходять симетричні положення рівноваги для дисперсних частинок у потоці промивної рідини під впливом коливних сил.

2.5 Принцип методу статистичного моделювання фізичних процесів Монте-Карло

Метод Монте-Карло – це метод імітації для наближеного відтворення реальних явищ. Він об'єднує аналіз чутливості (сприйнятливості) і аналіз розподілу ймовірностей вхідних змінних. Цей метод дає змогу побудувати модель, мінімізуючи дані, а також максимізувати значення даних, які використовують у моделі. Побудова моделі починається з визначення функціональних залежностей у реальній системі. Після чого можна одержати кількісне рішення, використовуючи теорію ймовірності й таблиці випадкових чисел [24].

Немає єдиного методу Монте-Карло, цей термін описує великий і широко використовуваний клас підходів. Проте ці підходи використовують у своїй основі єдиний шаблон:

1. Визначити область можливих вхідних даних.
2. Випадковим чином згенерувати вхідні дані із визначеної вище області за допомогою деякого заданого розподілу ймовірностей.
3. Виконати детерміновані обчислення над вхідними даними.
4. Проміжні результати окремих розрахунків звести у кінцевий результат.

Метод Монте-Карло – це спеціальний спосіб обчислення багатократних інтегралів, можливість виводу отриманих даних у таблиці Excel та побудови відповідних графічних залежностей у координатах тих параметрів, результат стосовно яких є необхідним.

Вищенаведені математичні моделі, зокрема метод кінцевих елементів та метод різниць, зводять задачу до рішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь. За такого підходу віднаходять усе поле розв'язків вцілому, хоча,

наприклад у механіці деформованого твердого тіла достатньо розповсюджена ситуація за якої цікавить розв'язок тільки у наперед відомих точках – точках концентрації напружень.

Однією з особливостей цих моделей є сильний спад ефективності за росту розмірності задачі. Це пов'язано з великим об'ємом даних, які необхідно завантажувати в оперативну пам'ять комп'ютера (на жорсткому носії), швидкість роботи з якою займає вузьке місце практично для усіх сучасних вичислювальних систем.

Зате метод Монте-Карло має низку відмінних особливостей у порівнянні з тими детермінованими різницевиими та варіаційними методами, які дозволяють у більшості подолати згадані проблеми. По-перше, залежність необхідного об'єму пам'яті комп'ютера від розмірності задачі є, практично, лінійною, що дозволяє ефективно розв'язувати задачі високої розмірності. По-друге, розв'язок задачі у конкретній точці може бути отриманий без побудови поля розв'язку вцілому в цілій області, за рахунок цього суттєво зменшується час обчислень та об'єм носія пам'яті.

Враховуючи вищенаведене застосування методу Монте-Карло в наших задачах проводилось для тих ділянок обрахунків де необхідно було підтвердження отриманого результату в даних точках.

Довільна система, яку розглядають в роботі є динамічною і складається з N -ї кількості точок, які входять до тієї чи іншої системи рівнянь. Задаючи рівняння еволюції (руху, зміни) цієї системи, початкові координати, швидкості, навіть у комп'ютерному варіанті обчислення проводяться від точки до точки, а в методі Монте-Карло, слідуючи формалізму Гіббса, розглядається не одна система, а ансамбль систем в $6N$ - мірному Γ -просторі, розподілених у відповідності з N - частинною функцією розподілу

$$F(t, \vec{r}_1, \vec{r}_2, \dots, \vec{r}_N, \vec{v}_1, \dots, \vec{v}_N) = F_N, \quad (2.20)$$

що має зміст ймовірності в даний момент часу, в даній точці в околі $d\vec{r}_1 \dots d\vec{r}_N d\vec{v}_1 \dots d\vec{v}_N$

$$dW = F_N d\vec{r}_1 \dots d\vec{r}_N d\vec{v}_1 \dots d\vec{v}_N. \quad (2.21)$$

Графічна залежність розподілу характеристик потоку в перерізі головної площини буде мати вигляд такого типу як на рис.2.3.

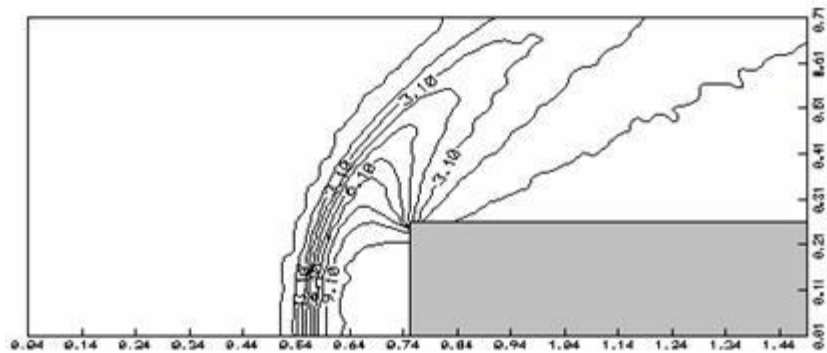
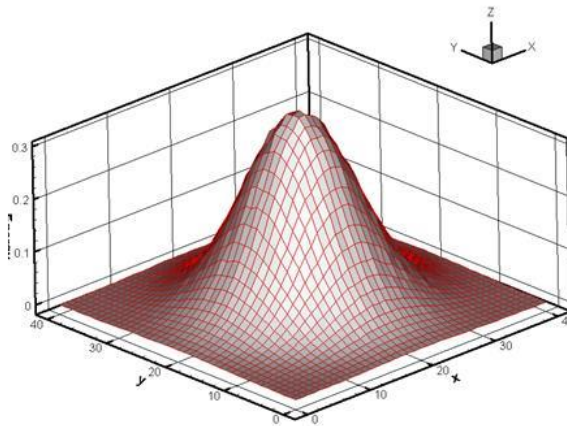
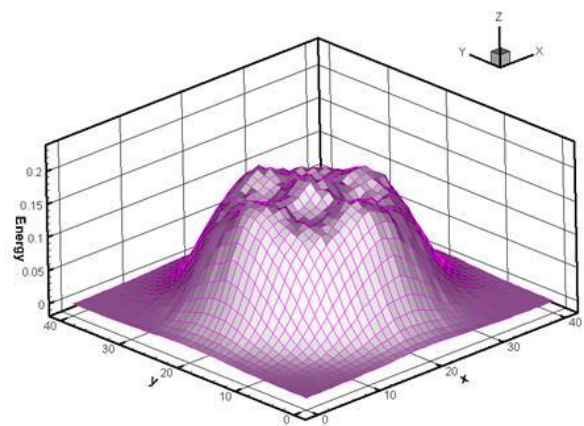


Рисунок 2.3 – Характеристики потоку в головному перерізі камери генератора гідроакустичних імпульсів

Разом з тим можна у довільний момент часу отримати тривимірну картинку динаміки тих чи інших характеристик (наприклад енергії турбулентного потоку) як на рис.2.4.



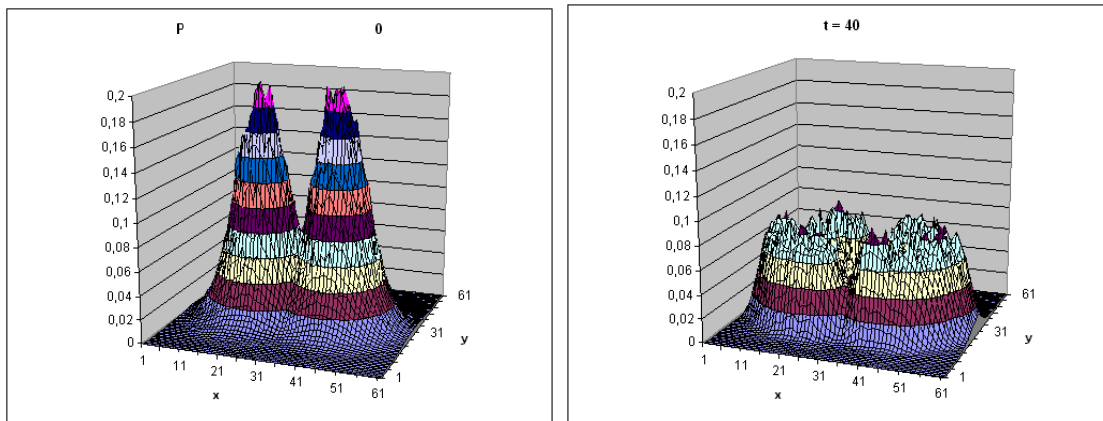
у момент часу $t=0$;



у момент часу $t=40$ с.

Рисунок 2.4 – Динаміка розподілу питомої енергії в турбулентному потоці

На рис. 2.5 вигляд картини спостереження динаміки розподілу турбулентної енергії взаємодіючих плям для випадку утворення стоячих хвиль.



у момент часу $t=0$;

момент часу $t=40$ с.

Рисунок 2.5 – Динаміка розподілу турбулентності взаємодіючих плям в затрубному просторі

У кінцевому варіанті щоб обробити отримані результати та їх порівняти з отриманими характеристиками за математичними моделями методу кінцевих елементів, отримуємо графічну залежність у вигляді набору кривих, що дає загальну картину фізичного процесу (рис. 2.6)

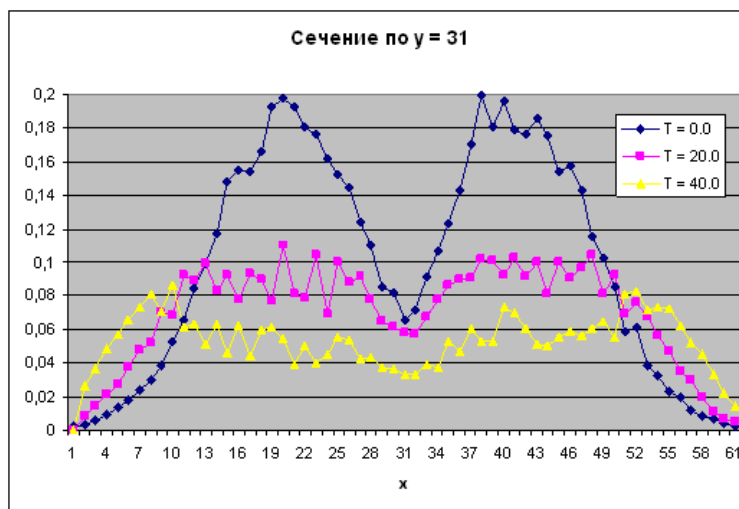


Рисунок 2.6 – Картина змін з часом амплітудного розподілу енергії коливань у затрубному просторі свердловини

Накладання результатів, отриманих математичним та статистичним методами дає можливість якнайкраще використати результати досліджень. Розбіжність результатів обраних математичного та статистичного методів становить 3-5%, що показано на рис. 2.7.

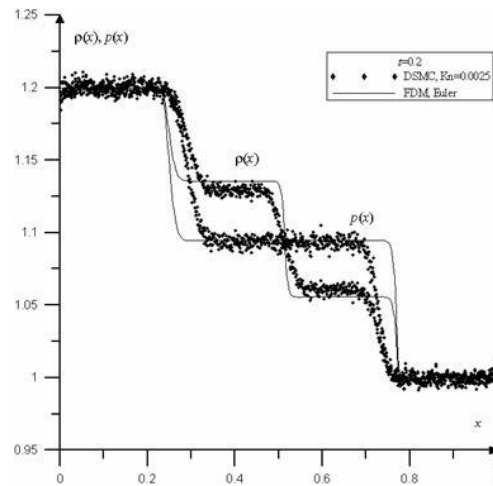


Рисунок 2.7 – Зіставлення результатів математичного (суцільна лінія) та статистичного (розмита лінія) моделювання характеристикних змін густини $\rho(x)$ та тиску $P(x)$ з віддаллю в камері генератора гідроакустичних імпульсів

Щоб провести математичне моделювання методом Монте-Карло застосовували програму з надбудовою MS Excel з можливістю програмування на VBA (Visual Basic for Applications). Табличні характеристики отриманих досліджень виводили у графічні залежності, на основі яких робили висновки, узагальнювали результати та подавали у вигляді тих залежностей, які найкраще висвітлювали очікуваний результат.

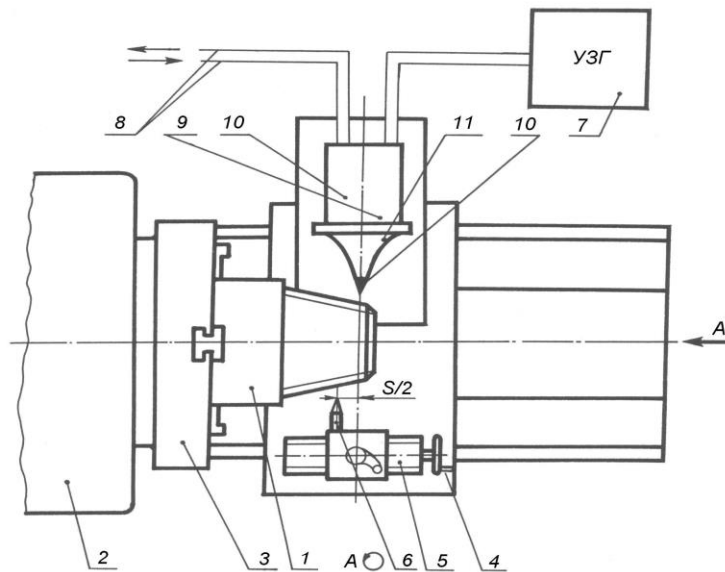
2.6 Розроблення методики, конструкцій дослідних стендів та устаткування

Запропонована нами у свій час методика обробки внутрішньої поверхні РЗ методом ультразвуку, із застосуванням концентратора енергії спрямованої дії для генератора ультразвукових коливань, призводила до того, що збільшувалася глибина западини різьби. Форма концентратора енергії спрямованої дії була обрана емпірично, і була експоненціальної форми.

Цей метод базується на пластичному деформуванні поверхні за допомогою інструменту, який коливається з ультразвуковою частотою ~ 400 Гц за невисоких значень величини статичного тиску $\sim 40 \div 200$ Н. Величина статичного тиску залежить від марки сталі, що обробляється. Пластична деформація при цьому локалізується в поверхневому шарі.

2.6.1 Стенд для зміцнення поверхні різьб методом ультразвуку

Щоб одержати оптимальні параметри зміцнення конічних різьбових з'єднань ми використали експериментальний стенд щоб провести комплекс теоретичних та експериментальних досліджень, та розробити форму, враховуючи енергетичні характеристики, концентратора ультразвукових коливань енергії спрямованої дії, який не спричинював би виникнення збільшення заглиблення РЗ (схема стенду для зміцнення різьб наведена на рис.2.8).



1-зміцнювана деталь; 2-різьбонврізний станок; 3-патрон; 4-супорт; 5-повзунки; 6-різець; 7-ультразвуковий генератор імпульсів; 8- патрубки; 9-перетворювач; 10-навантажувальний пристрій; 11-концентратор енергії ультразвукових коливань.

Рисунок 2.8 – Схема пристрою для зміцнення різьб УЗО

Обґрунтування вибору експериментального стенду полягає у тому, що основним елементом експериментального стенду є трубонарізний верстат моделі 2Н983 на супорті якого за допомогою спеціального пристрою кріпиться магніострикційний перетворювач з пристроєм для статичного навантаження. Використано ультразвуковий генератор УЗГ2–4М потужністю $4,5 \pm 0,5$ кВт з частотою на виході $16,8 \div 19,2$ кГц, та магніострикційний перетворювач ПМС–2,5–18, акустична потужність якого 0,9 кВт з частотою коливань 18 кГц.

На торці вібратора амплітуда коливань становить 10–15 мкм, тому, щоб збільшити амплітуду коливань необхідно використати ультразвуковий концентратор, який ультразвукову енергію концентрує в малому об'ємі $> 1 \text{ мм}^2$.

Основною характеристикою концентратора є його коефіцієнт підсилення амплітуди коливань, який залежить від співвідношення площ вхідного та вихідного торця, форми його твірної, акустичних властивостей матеріалу, точності розрахунку його параметрів та від втрат енергії в концентраторі.

Щоб зміцнити різьбові поверхні ми розробили концентратор, який при оптимальних параметрах досягає коефіцієнта підсилення амплітуди $K_0 = 5,42$ і амплітуда коливань на кінці концентратора становить 75 мкм. Концентратор і вібратор кріплять за допомогою пайки срібним флюсом ПСр–40, що забезпечує найменші втрати енергії.

Під час зміцнення деталі за допомогою енергії ультразвукових коливань найбільше значення сили в імпульсі P визначається не тільки статичною силою, але і амплітудою коливань торця інструменту:

$$P = 1,7 F_{cm} \sqrt{A}, \quad (2.24)$$

де A – амплітуда коливань.

Форма концентратора, що має експоненціальну форму, була вибрана емпірично [269], тому нами на основі методики математичного моделювання

розроблено конструкцію серпоподібного концентратора для обробки різьбових поверхонь.

2.6.2 Методика дослідження різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб

Щоб підвищити герметичність та експлуатаційну надійність обсадних колон при роботі в глибоких свердловинах за умов значно підвищених тисків та температур нами розроблено конструкції високогерметичних з'єднань з різьбою трапецеїдального профілю, оскільки труби нафтового сортименту у відповідності ГОСТ-632-80, ГОСТ-633-80 виготовляють з різьбою трикутного та трапецеїдального профілю (ОТТМ, ОТТГ), а конструктивно різьбове з'єднання з різьбою трикутного профілю є негерметичне [272].

Щоб визначити оптимальні геометричні параметри та технологію кріплення герметизуючого елемента різьбового з'єднання. за умов роботи для глибоких свердловин, досліджено пружно-деформований стан конструкції з'єднання за умов дії значно високих значень тиску і температури [198, 248, 269].

Обґрунтування вибору методики та обладнання для досліджень полягає у тому, що герметизуючий елемент садять із заданим радіальним натягом в межах $0,1 \div 0,2$ мм. При загвинчуванні різьбового з'єднання оптимальним крутним моментом щільно садять конічні ущільнюючі поверхні та поверхні герметизуючого елемента з початковим радіальним натягом $\Delta_{\text{поч}}$, у результаті чого виникають значні напруження, які призводять до деформації муфти, ніпеля та герметизуючого елемента. З підвищенням температури, за рахунок різних значень коефіцієнтів об'ємного розширення матеріалів, виникають додаткові контактні тиски по взаємодіючих поверхнях.

Згідно теоретичних розрахунків запропонована конструкція з'єднання забезпечує герметичність до тисків при яких настає залишкова пластична деформація металу та розрив вздовж різьби [223].

Для підтвердження результатів аналітичних досліджень були проведені експериментальні дослідження на герметичність натурних зразків муфтових з'єднань обсадних труб діаметром 168 мм з різьбою ОТТГ та ОТТПГ із сталі групи міцності Д і Е. Для проведення випробувань використовували вузол муфтового з'єднання обсадних труб, який з торців мав герметичні заглуши з манометром контролю тиску з одного боку і патрубком закачування робочої рідини з другого.

Тиск створювали пристроєм УНГР-3000, а в якості робочої рідини було використано трансформаторне масло.

Нагрів з'єднання проводили із застосуванням індукційної печі марки ПШТ-3, а температуру контролювали з допомогою термопари марки ГР-ХА, під'єднаної до мілівольтметра зі змінною шкалою, проградуєованого для високотемпературного режиму роботи.

За даними досліджень проводилась побудова аналітичних залежностей, що виражають термобаричний характер ЗРЗ [271, 281].

Втомні дослідження ЗРЗ проводили на випробувальній машині конструкції СИТУ з інерційним збудженням нерухомого досліджуваного зразка з'єднання з обертовим неврівноваженим вантажем з $M_{зг.мах}=27$ кН·м.

Зразки в стенді закріплюються затисним пристроєм. На кінці зразка кріпиться привідна головка з радіально-упорним підшипником на маточині (ступиці) з вантажем. Приводом слугує електромотор, з'єднаний з обіймою валом з карданною передачею з шарнірами через дюритовий гумовий шланг.

Також, щоб дослідити зразки на втому, застосовували дослідну машину резонансного типу УП-80 та УП-200 з $M_{зг.мах}=70,0$ кН·м, яка дозволяє досліджувати на втому за плоского знакозмінного згину зразків діаметру до 240 мм.

Принцип роботи машини базується на явищі резонансу коливань, що визначає можливість навантаження зразка шляхом циклічних навантажень.

Досліджуваний зразок разом із закріпленими на його кінцях навантажувальними масами розміщували на спіральних пружинах так, що

система є параметричним вільним коливальним контуром, що здійснює коливання в горизонтальній площині. Циклічні коливання збуджували інерційним вібратором не спрямованої дії, шляхом обертання електродвигуном постійного струму, що живиться мотогенераторним устаткуванням із шунтовим регулятором. Вал вібратора з електродвигуном взаємодіють через карданний вал. Електродвигун має можливість регулювання кількості обертів у широкому діапазоні, що у свою чергу дає можливість забезпечити підбір такої вимушеної частоти, яка б співпадала з власною частотою коливань системи.

Зразки кріпили до маятників шляхом застосування клинів та ламаних важелів, що за умов кріплення зразка приводяться в дію стяжними болтами. Кліни та важелі вмонтовані в тіло маятників і представляють собою захоплювачі машини.

Величина навантаження в досліджуваному зразку встановлюється шляхом зміни ексцентриситету невірноваженої маси вібратора, регулюванням швидкості її обертання, чи одночасною зміною обидвох цих величин. Напруження у досліджуваному зразку, як і за умови відтарування так і під час дослідження, визначали з допомогою пристосування для вимірювання амплітуди коливань маятника, зокрема, осцилографа та електричних давачів опору, що кріплять на зразках. Частота коливань змінювалась у межах $5 \div 25$ Гц.

2.6.3 Устаткування для дослідження механічних властивостей гірської породи

За певних значень кута зустрічі породоруйнівного інструменту і нашарувань породи виникають максимальні значення колових напружень, які спричинюють руйнування гірської породи [277].

Щоб визначити критичний кут, за якого напруження, що виникають в породі під впливом навантаження, створеного породоруйнівним інструментом, спричинюють високу ймовірність осипання та обвалювання породи у нестійких горизонтах, ми використовували пристрій «стабілометр» (рис.2.9).



Рисунок 2.9 – Стабілометр – пристрій для визначення механічних характеристик керового матеріалу в умовах об’ємного напруженого стану

У Цьому пристрої досліджуваний зразок породи - керна перебуває у тривісному напруженому стані. Таким чином пристрій дає можливість отримати картину об’ємно-напруженого стану, міцнісних та деформівних властивостей досліджуваної породи залежно від кута нашарування.

Метою визначення міцнісних характеристик гірської породи за умов усестороннього (об’ємного) стиску є отримання низки зіставлень руйнівних компонент напруженого стану зразків гірської породи, колові діаграми яких в осях нормальних σ і дотичних τ напружень (круги Мора) дають можливість побудови паспорту міцності.

Дослідження об’ємної міцності гірської породи зводиться до руйнування спеціально виготовлених циліндричних зразків (по 12 для кожної проби), діаметр яких складає 30÷40 мм, а висота 60÷80 мм, тобто відношення висоти до діаметру лежить в межах:

$$\frac{h}{d} = 1,5 \div 2.$$

Конструктивно стабілометр містить навантажувальні камери, в яких створюється гідравлічний боковий тиск та осьове руйнівне навантаження на

зразок. Щоб запобігти потраплянню в середину зразка стискуючої рідини (масла), його попередньо огортають шаром гуми завтовшки 1 мм. Момент руйнування зразка фіксується за різким спадом тиску, що подається в камеру осьового зусилля.

Отже, зразок, що міститься у стабілометрі зазнає навантаження гідростатичного бокового тиску до певної величини, а потім руйнується осьовим зусиллям. У момент руйнування, за умови незмінного бокового тиску, спостерігають різкий спад осьового зусилля до певної величини, що не дорівнює боковому тиску. Деформація зруйнованого зразка продовжується за встановленого бокового тиску та осьового зусилля, різниця між якими залежить від величини зчеплення та кута внутрішнього тертя зразка, що руйнується, за умов напруженого стану. Так само проводиться дослідження наступних зразків цієї ж партії, але за умови іншого бокового тиску. За результатами зруйнованих зразків аналізували характер зміни кута внутрішнього тертя.

Обґрунтування даного пристрою для досліджень обумовлюється тим, що сходиність ітераційного методу досить добре узгоджується з експериментальними результатами, проведеними з використанням стабілометра. Для проведення експериментальних досліджень використовували зразки циліндричної форми, кернового матеріалу, вирізані під різним кутом нашарування породи. Тривісний напружений стан під впливом об'ємного стиску в стабілометрі досліджувався за методикою Д Хоббса [46], але в якості робочої рідини використовувалось трансформаторне масло.

Тензодавачі, наклеєні за відомою методикою, дали можливість отримати одночасно значення радіальних та колових напружень, які виникають у зразках під впливом навантаження, створюваного в системі. Під час проведення експерименту досліджували по три зразки з однаковим напрямком нашарування породи. Перший навантажували до моменту руйнування, яке відбувалося або у вигляді «скол», або у вигляді «бочка». Два наступних зразки досліджували під навантаженнями меншими від максимального на 10 і 15% відповідно, оскільки

важливим був не сам процес руйнування, а розподіл напружень, що виникав у породі під дією навантаження.

За графічними характеристиками середніх значень напружень, що виникли в зразках за даними тензодавачів, яких на кожному зразку було закріплено, за відомою схемою, по 12 штук, отримано картину розподілу напружень залежно від величини кута між напрямком навантажень і напрямком залягання шарів породи, а це дало можливість оцінити значення критичного кута, за якого напруження, що виникають у породі під впливом навантаження, а для реальних умов це є кут зустрічі породоруйнівного інструменту з породою, є максимальними. Отримані результати дають можливість обрати радикальніші заходи щоб запобігти можливості втрати стійкості стінок стовбура свердловини під час буріння глибоких ПС ділянок відносно осі анізотропії породи [279].

2.6.4 Устаткування та методика дослідження властивостей полімерно-композиційних матеріалів для покриття поверхні елементів бурильної колони

Сили прихоплення, що виникають між елементами бурильної колони та стінками стовбура свердловини залежать від сукупності факторів, зумовлених перепадом тиску промивальної рідини, липкістю кірки поверхні стовбура свердловини, та коефіцієнту тертя, що виникає в умовах дотику поверхонь.

Оскільки фактор, що зумовлений перепадом тиску промивальної рідини, переважно не піддається регулюванню, бо густина і характеристики бурового розчину зумовлені геолого-технологічними умовами, тому є необхідним максимально зменшити коефіцієнт тертя між дотичними поверхнями у процесі взаємодії між стовбуром свердловини і поверхнею елементів БК [304].

Щоб запобігти явищу прихоплення та зменшити сили тертя між стінками стовбура свердловини та елементами поверхні БК, можуть бути використані полімерні покриття останніх. Задля правильного вибору ПКМ, розробки технології покриття елементів бурильної колони були розроблені устаткування, які дозволили провести ряд досліджень.

Обґрунтування методики досліджень полягає у тому, що під час переміщення бурильної колони в свердловині тертя має дві складові механічну і молекулярну. Механічна складова зумовлена механічною взаємодією шорстких шарів поверхонь контактуючих матеріалів, товщина яких значно перевищує молекулярні шари. Йдеться про значну шорсткість поверхонь, що труться, і взаємодіють своїми нерівностями. У процесі механічного тертя за взаємодії тіл що труться, втягуються віддалені від поверхні шари. Це зумовлено тим, що зі збільшенням інтенсивності викривлення стовбура свердловини і ваги нижньої ділянки труб, більше навантаження прикладається до труб і свердловини, відповідно більшим є зчеплення шорсткої поверхні труб із шорсткими стінками свердловини [279]. Покриття з ПКМ володіє, порівняно з поверхнею труб, гладкою поверхнею, тому ця складова тертя зменшується.

Без врахування сил, що зростають з часом і залежать від щільності стінок стовбура свердловини та адгезійних сил, значна частка сумарних зусиль, які потрібні для подолання опору рухові породоруйнівного інструменту, припадає на руйнування породи долотом та здирання стінок свердловини замками бурильної колони. Окрім того, через утворення нерухомої маси бурового розчину під час простою, також є необхідним прикладання певного зусилля щоб зрушити її навколо труб і долота. Під час взаємодії пристінкового шару свердловини з елементами КНБК існує їх зчеплення. Шорсткості поверхонь труби і замків за умов руху, сприяють кольматовані стінки свердловини, чим спричинюють підвищення опору переміщенню.

Окрім механічної складової тертя, зумовленої шорсткістю дотичних поверхонь, відбувається фізико-хімічна взаємодія труби з частинками твердої фази кірки на рівні молекулярних шарів між атомами і молекулами контактуючих тіл, тобто виникає молекулярне тертя. Через взаємне притягання атомів і молекул тіл, що дотикаються, або що наблизились на дуже малі відстані, виникають сили взаємодії між тілами. Встановлено, що сила такої взаємодії є обернено пропорційною шостій степені віддалі між поверхнями тіл (за Б. В. Дерягінін), до того ж сила взаємодії зі збільшенням відстані між

поверхнями спочатку є від'ємною і має адгезійний характер, спричинюючи тим самим злипання поверхонь, а потім стає додатною, тобто розклинюючою. Теорія тертя, з врахуванням взаємодії тіл на атомно-молекулярному рівні і явища притискання та адгезії, описує сумарну силу тертя рівнянням:

$$F = \mu(N + AS), \quad (2.25)$$

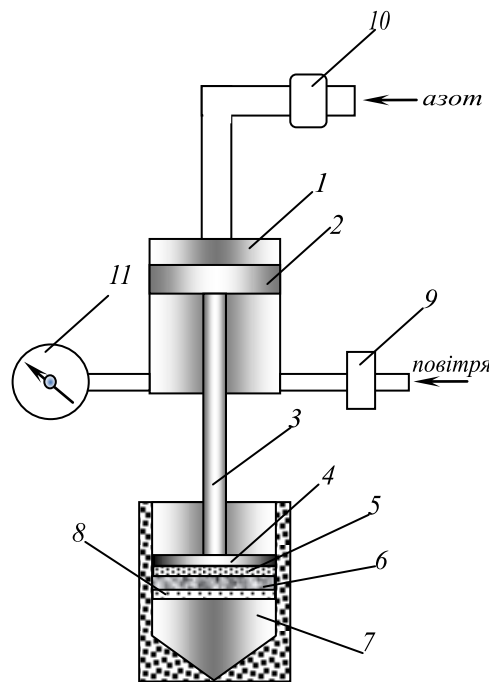
де μ - коефіцієнт тертя;

S - площа істинного контакту, m^2 ;

A - питома адгезія, що діє на одиниці площі істинного контакту (H/m^2);

N - сила притискання, H .

Схему пристрою вимірювання адгезійно-фрикційних властивостей стовбурової кірки наведено на рис.2.10.



1-пневмоциліндр, 2-поршень, 3-шток, 4-пуансон, 5-сформована кірка, 6-проникний зразок, 7-обійма, 8-сітка, 9-ресивер, 10-запірний вентиль, 11-вимірювальний манометр.

Рисунок 2.10 – Схема пристрою визначення ступеню адгезії, коефіцієнта тертя та консолідації кірки на стінках стовбура свердловини

Необхідно було отримати порівняльні характеристики адгезійної взаємодії на поверхні контакту металу (без покриття і з покриттям) з глинистою кіркою.

Для дослідження використовували модельний розчин глини з концентрацією твердої фази 20% та умовною в'язкістю 16 с. З цього формувалася кірка за тиску в 1 МПа, після чого кірка піддавалася ущільненню протягом 5 хв пуансоном без покриття і з покриттям. Експерименти повторювали за різних тисків консолідації від 0,25 до 2 МПа.

Формування глиняної кірки відбувається у спеціальній камері за перепаду тиску до 5 МПа та температурі 200°C (фільтраційна камера на рисунку не представлена).

Вимірювання проводились у такій послідовності. В об'єму 7 вкладали зразок 6 зі сформованою кіркою 5. У пневмоциліндр 1 подавали стиснутий газ, який через поршень 2 і шток 3 передає навантаження на пуансон 4, ущільнюючи глинисту кірку. По закінченні процесу ущільнення в пневмоциліндр 1, через ресивер 9 подавали стиснутий газ, що діючи на поршень 2, спричинює відрив пуансона від глинистої кірки. Тиск за якого відбувся відрив вимірювали манометром 11.

Таким чином досліджували декілька типів полімерних матеріалів та поверхню металу без покриття.

Далі проводили вибір методу поверхневого покриття.

Розглядалися чотири типи: метод намотування полімерної тканини, метод полімерного покриття розпиленням рідкого складу, метод електростатичного напилення порошку та метод пневмоекструзії розчину полімеру.

Розроблений нами пристрій для електростатичного напилення включає обертовий пристрій малої частоти – 1, елемент металевої поверхні - 2, на яку наноситься покриття, пилозахисний кожух – 3, електростатичні напилювачі – 4, система переміщення напилювачів вздовж вісі труби – 5, блок керування – 6, блок керування запилювачами та подачі порошку – 7, зворотній вихід повітря до системи очищення – 8.

Загальна принципова схема устаткування процесу електростатичного напилення представлена на рис. 2.11.

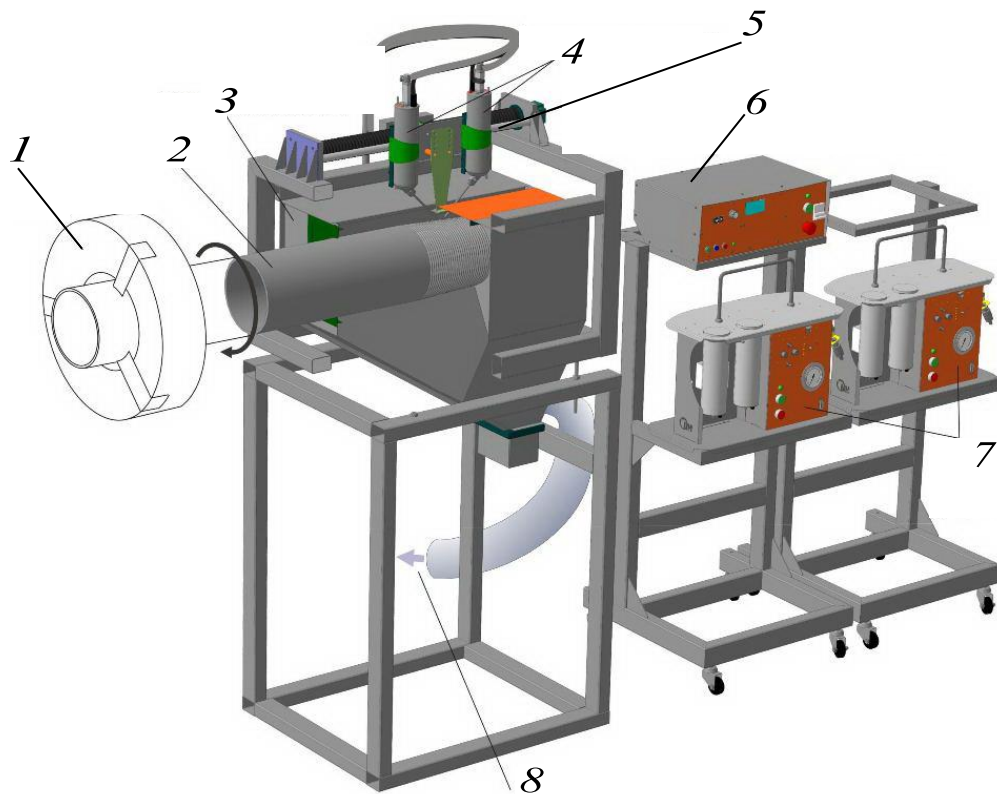


Рисунок 2.11 Схема технологічного процесу отримання полімерного покриття методом електростатичного напилення

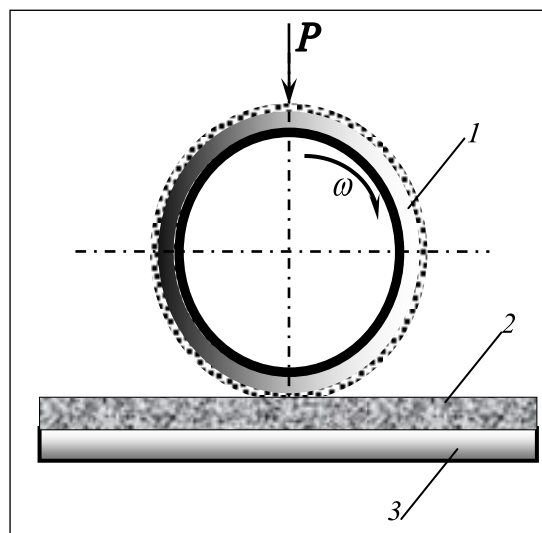
Обґрунтування обраного методу полягає у тому, що за таких умов покриття, його шар має малу товщину $\sim 0,5$ мм. У процесі електростатичного розпилення сухі порошкові частки полімеру набувають електричного заряду, в той час як поверхня, що покривається є електрично нейтральною. Заряджений порошок і нейтральна поверхня покриття створюють електростатичне поле, що притягує сухі частинки полімеру до поверхні. Потрапляючи на нейтральну поверхню, порошкове покриття зберігає свій заряд, утримуючись за рахунок цього на поверхні. Покрита таким чином поверхня поміщається в спеціальну піч, де частинки покриття тануть і вбираються поверхнею, поступово втрачаючи свій заряд.

Електростатичне покриття є екологічно чистим, технологія отримання такого покриття є практично безвідходною. За умов нагріву покриття, у

термокамері – печі полімеризації, утворюється тонка і міцна плівка. За нагрівання діє конвекційний спосіб, що передбачає повний прогрів всієї деталі до потрібної температури нагрітим повітрям. Конвекційні потоки повітря організовані таким чином, що повітря забирають з верхньої частини камери, підігрівають в повітроводах розміщеними в них електричними нагрівачами і подають у нижню частину камери. Повітря в камері полімеризації рухається від низу до верху для забезпечення швидкого і рівномірного нагріву частини труби, що покрита порошком. У результаті виходить тонка, тверда і однорідна плівка на поверхні труби.

Перед процесом покриття поверхня обсадної труби чи НКТ попередньо шліфувалася дрібно абразивним папером щоб видалити поверхневі окисли металу, та проводили процес обезжирення поверхні ацетоном. Очищені зразки встановлювали так, щоб вони оберталися відносно головної осі обертання зі швидкістю ~ 20 об/хв і далі відбувався один з методів покриття поверхні.

Далі було дослідження покритої ПКМ поверхні на зношуваність та стирання. Схема пристрою наведена на рис. 2.12.



1 – барабан; 2- поверхня, покрита полімером; 3 – основа.

Рисунок 2.12 – Схема пристрою для дослідження ступеню стирання поверхні з ПКМ

Під час проведення досліджень основа «3» з полімерним покриттям «2» кріпилася у тримачі. З допомогою електродвигуна барабан «1» діаметру 16 мм з корундовим покриттям обертається. Разом з тим тримач переміщується вздовж вісі барабана, спричинюючи стирання полімерного покриття «2». Навантаження на барабан дорівнює $P=10$ Н. Процес стирання покриття тривав 60 хв. Після цього зразок зважували для визначення стирання покриття в мг/хв.

Результати експериментальних досліджень групували в таблиці та на основі отриманих даних отримали висновки з вибору матеріалу та методу покриття поверхні.

2.7 Принцип узгодженості результатів досліджень

Аналітичні, експериментальні та промислові дослідження дають велику кількість інформації, що повинна бути проаналізована, опрацьована, зіставлена таким чином, щоб якомога об'єктивніше оцінити ті чи інші процеси, закономірності та об'єкти дослідження.

У роботі використано три методи обробки результатів досліджень:

- а) на основі математичних моделей фізичних процесів використовуючи сучасні відомі програмні забезпечення та магнітні носії;
- б) на основі математичної статистики експериментальних досліджень застосовували технічні засоби, пристрої та обладнання, які потребують ручної обробки інформації;
- в) на основі статистичного моделювання процесів, фізичних явищ, схем які дають густину ймовірності на загальних принципах теорії еволюції системи застосовували відомі надбудови програмного забезпечення для візуалізації процесів.

Щоб визначити похибки експериментальних досліджень, обчислювали відносну середньоквадратичну похибку за рівнянням:

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\Delta a}{a}\right)^2 + \left(\frac{\Delta b}{b}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2} \times 100\%, \quad (2.26)$$

де Δn – абсолютна похибка приладу, яким проводились аналітичні виміри;

\bar{n} - середнє значення аналітично вимірюваної величини.

Застосовуючи електровимірювальні прилади, враховувалася приведена похибка приладу, що залежить від його класу точності.

Отримані результати досліджень наводяться в таблицях, на основі яких будують графічні залежності в певних координатних сітках і масштабах. Це дає підстави скрупкульозного аналізу та важливих висновків щодо технології, технічного засобу, пристрою чи наукових засад, які надалі можна (у тому чи іншому вигляді) впроваджувати, практично застосовувати під час будівництва нафтогазових родовищ щоб підвищити експлуатаційні характеристики бурильних, обсадних колон, НКТ та компоновок низу бурильної колони.

Щоб оцінити похибки результатів, отриманих числовими методами розрахунків, зокрема методом скінчених елементів, використано локальний оцінювач похибки в адаптивному процесі розв'язування задач [188].

Оскільки визначення відносної похибки не дає змоги адекватно оцінити розподіл точності обчислень в тілі, наприклад у випадку різномасштабних напружень (чи переміщень) у різних точках тіла, ми використовували віднесену похибку, тобто похибку віднесену до певної величини. Такою величиною може бути, до прикладу, максимальне значення напружень (переміщень) у тілі, або середньоквадратичне значення напружень (переміщень) у тілі. Ми користувалися другим варіантом.

Так віднесені значення різниці напружень на елементі набуває такого вигляду:

$$\eta_{FB} = \frac{\overline{\Delta\sigma_{FB\Omega_e}}}{\sigma_{B\Omega}} = \frac{\|\Delta\sigma_{FB}\|_{\Omega_e}/\|\Omega_e\|}{\|\sigma_B\|_{\Omega}/\|\Omega\|}, \quad (2.27)$$

де σ_B - тензор напружень у деякій точці;

$\Delta\sigma_{FB}$ - ефективне значення похибки обчислених напружень;

Ω_e - площа елемента.

Щоб визначити, на скільки адекватно величина $\Delta\sigma_{FB}$ відображає похибку обчислених напружень, обчислюють індекси ефективності [194]:

$$\theta = \frac{\|\Delta\sigma_{FB}\|_{\Omega_e}}{\|\Delta\sigma_{FT}\|_{\Omega_e}}. \quad (2.28)$$

Що ближче до одиниці є такий індекс, то краще величина, що є в чисельнику, наближає реальну похибку, яка є в знаменнику, тобто, близькість індексу до одиниці означає, що віднесена різниця (2.27) адекватно відображає реальну віднесену похибку.

У нашому випадку віднесена різниця та індекс ефективності представлено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Віднесені різниці та індекси ефективності при розбитті одиниці площі поверхні на 8 елементів

Віднесені різниці	0,62	0,37	0,24	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05
	0,30	0,26	0,21	0,15	0,11	0,08	0,06	0,05
	0,29	0,25	0,21	0,15	0,11	0,08	0,06	0,05
	0,55	0,36	0,24	0,19	0,14	0,09	0,06	0,05
Індекси ефективності	1,10	0,98	0,97	0,98	0,97	0,97	0,97	0,99
	0,91	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98
	0,92	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98
	1,07	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,98

Під час проведення обчислень розбиття одиниці поверхні проводили на 192 елементи, що дало можливість чітко простежити адекватність отриманих результатів обчислень.

2.8 Висновки до розділу 2

1 Запропоновано застосування математичної моделі, що базується на методі скінчених елементів для прогнозування довговічності елементів

бурильної колони, яка дає можливість створення універсального тримірного кінцевого елемента, що однаково добре описує властивості тонких і товстих перерізів бурильних труб та забезпечує точність розв'язків і стійкість обчислень для ОБТЗМІ із застосуванням просторових кінцевих елементів, для яких співвідношення товщини стінок до діаметра досягає 1:10.

2. Вперше розроблено принципи математичного моделювання щоб визначити і оцінити напружено-деформованого стану елементів бурильної колони враховуючи теорію нелінійності механічних систем, беручи до уваги те, що лише напруження об'ємного розтягу-стиску дорівнюють нулю, базуючись на якому визначається лінійна деформація поперечного перерізу труби, і характерні для елементів співвідношення отримано з точки зору просторової теорії пружності.

3. Показано, як на основі принципів механіки руйнування з відповідним застосуванням математичної моделі дослідження напружено-деформованого стану РЗ можна спостерігати в динаміці за процесом розвитку і росту тріщини, що дає можливість, змінюючи навантаження, отримати аналітичні характеристики працездатності елементів БК в умовах буріння глибоких ПС і ГС ділянок стовбура свердловин.

4. Показано, що на ефективність очищення вибою стовбура свердловини. важливе значення має дослідження характеристик коливних процесів, які виникають у затрубному просторі промивальної рідини.

5. Запропоновано, щоб оцінити адекватність результатів експериментальних досліджень, застосовувати статистичний метод Монте-Карло з можливістю програмування на VBA. Щоб оцінити похибки результатів, отриманих числовими методами розрахунків, зокрема методом скінчених елементів, використано локальний оцінювач похибки в адаптивному процесі розв'язування задач [188], що проводиться за розподілом віднесених різниць та індексом ефективності.

6. Обґрунтовано застосування дослідного стенду на основі трубонарізного верстату для зміцнення різьбових поверхонь елементів БК методом ультразвукових коливань за допомогою генератора енергії спрямованої дії.

7. Вперше запропоновано використання пристрою нового покоління «стабілометр» щоб визначити міцнісні характеристики кернавого матеріалу гірської породи.

8. Розроблено пристрій та методику дослідження ступеня адгезії, коефіцієнта тертя та консолідації кірки на стінках стовбура свердловини та пристрій з дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу ПКМ для покриття поверхні елементів БК. Запропоновано новий пристрій поверхневого покриття ПКМ елементів БК та обрано технологію покриття.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ЧИННИКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

За умов буріння нафтогазових свердловин на бурильну колону діють значні статичні та динамічні навантаження, які спричинюють втомне руйнування елементів бурильної колони, а отже і аварії [12].

Аналіз аварійності з елементами бурильної колони свідчить, що найчастіше руйнуються РЗ (30÷35%) у з'єднанні «РЗ-труба», ЗРЗ (30-32%) та тіло труби (35÷40%). Майже 80÷85% з наведених, руйнування відбуваються внаслідок втоми матеріалу, зумовленої впливом знакозмінного навантаження, величина якого є значно нижчою межі міцності [13].

Величина знакозмінних напружень в матеріалі БТ, що відпрацьовується на різних ділянках БК, не є однаковою, максимального впливу зазнають ті ділянки, що знаходяться безпосередньо над ОБТ та нижня ділянка БК [241]. Тому дослідження, спрямовані на вдосконалення конструкції КНБК, щоб запобігти її втомному руйнуванню є важливими.

Зі збільшенням глибин буріння експлуатаційна надійність РЗ та ЗРЗ залежить не лише від вибору оптимальних параметрів напружень, що виникають за умов їх згвинчування. Практична цінність цих конструкцій передбачає їх герметичність та конструктивну надійність за умов впливу коливних процесів та запобігання явищам прихоплення, які здебільшого стаються в місцях наявності цих елементів конструкції БК [113].

За умов буріння глибоких, ПС і ГС ділянок стовбура свердловин важливими є дослідження спрямовані на запобігання явищам прихоплення та втомно-корозійному руйнуванню елементів БК. На сучасному етапі розвитку новітніх технологій неабиякий інтерес мають ПКМ у застосуванні для покриття елементів БК [65].

3.1 Дослідження довговічності елементів бурильної колони з урахуванням законів нелінійної деформації

Найбільш універсальним та ефективним серед числових методів нелінійного розрахунку складних трубних конструкцій є метод кінцевих елементів. Він дозволяє розрахувати труби і з'єднання складної геометрії за довільних граничних умов і зовнішніх чинниках з урахуванням поступально-обертового руху та складних фізичних законів стану матеріалу, з якого виготовлена конструкція, зокрема конструкція обважненої бурильної труби з нестандартними різьбовими з'єднаннями «галтельного» (із жолобоподібним заглибленням змінного радіусу по всій довжині) типу на кінцях [20], рис.3.1.

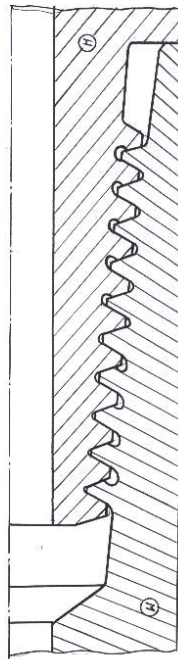


Рисунок 3.1 – Замкове різьбове з'єднання «галтельного» типу

Для даного типу задач напруження описуються системою рівнянь, що має таку структуру:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \nabla^2 \varphi - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} \right); & \sigma_\theta &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \nabla^2 \varphi - \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right); \\ \sigma_z &= \frac{\partial}{\partial z} \left((2 - \mu) \nabla^2 \varphi - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \right); & \tau_{rz} &= \frac{\partial}{\partial r} \left((1 - \mu) \nabla^2 \varphi - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \right); \end{aligned} \right\}, \quad (3.1)$$

де $\sigma_r; \sigma_\theta; \sigma_z$ – елементи тензора напружень;

τ_{rz} – тензор моментних напружень;

∇^2 – оператор Лапласа;

μ – коефіцієнт Пуассона.

У даній системі не застосовують спрощення стосовно напружень, оскільки враховують обертально-поступальні рухи як різьбового з'єднання, так і конструкції обважненої бурильної труби змінної жорсткості (ОБТЗЖ) [19] та обважненої бурильної труби змінного моменту інерції (ОБТЗМІ) [194], схема яких представлена на рис.3.2, де рис. (а) – змінного моменту інерції, (б) – змінної жорсткості

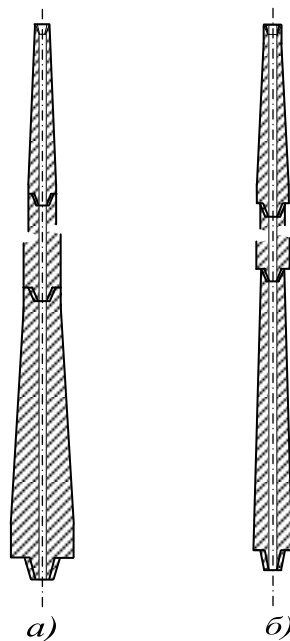


Рисунок 3.2 – Конструкції обважнених бурильних труб

Для цих конструкцій ми використовуємо варіант методу кінцевих елементів [40] моментної схеми:

$$\left. \begin{aligned} M_1 = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_z \xi d\xi = -D \frac{d^2 u}{dz^2}; \quad M_2 = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_r \xi d\xi = -\mu D \frac{d^2 u}{dz^2}; \\ M_\theta = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_\theta \xi d\xi = \mu S + \frac{Eh}{R} u; \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

де D – жорсткість труби, що враховується в умові:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}, \quad (3.3)$$

$\sigma_r; \sigma_\theta; \sigma_z$ – елементи тензора напружень;

μ – коефіцієнт Пуассона;

u – характеристика переміщення;

R – внутрішнє значення радіусу елемента БК;

S – площа поперечного перерізу тіла елемента БК;

E – модуль Юнга;

h – товщина стінки перерізу елемента БК;

ξ – інтерполяційна функція, що приймається для апроксимації напружень і деформацій;

а схема типових рівнянь моментів має такий вигляд [29]:

$$\left. \begin{aligned} \left(M_1 + \frac{dM_1}{dz} dz \right) R d\theta - M_1 R d\theta - Q r d\theta dz = 0; \\ \left(Q + \frac{dQ}{dz} dz \right) R d\theta - Q R d\theta - N_\theta dz d\theta + p R d\theta dz = 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

де R та r зовнішня та внутрішня радіальні характеристики елемента БК;

M та Q – відповідно обертовий та поступальний моменти;

N – модуль зсуву;

p – характеристика імпульсу;

і забезпечують врахування жорстких зміщень та повністю виключають явище «фальшивого» зсуву [294].

Через наявність змінної жорсткості у запропонованих нами ОБТЗМІ та ОБТЗЖ, проблема розрахунку їх геометричної нелінійності є досить актуальною. Зв'язок між напруженнями і відповідними їм деформаціями прийняті у відповідності до рівнянь теорії малих пружно-пластичних деформацій, за яких (унаслідок процесу тренування) частково виконується закон Гука [72].

Визначали лінійну деформацію поперечного перерізу труби, що дало можливість задовольнити вказані умови. Напружено-деформований стан розглядали у циліндричній системі координат (r, φ, x) та в декартовій (x_1, x_2, x_3) [6].

Збурене зовнішнє навантаження складається із симетричного й антисиметричного розподілу напружень. Симетричні відносно кута φ нормальні і тангенціальні напруження описують такими співвідношеннями

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r(R, \varphi, x) = \sigma_g(\varphi, x) &\cong \sum_{n=0}^M \sigma_{g,n}(x) \cos n\varphi, \\ \tau_{r,x}(R, \varphi, x) = \tau_1(\varphi, x) &\cong \sum_{n=0}^M \tau_{1,n}(x) \cos n\varphi, \\ \tau_{r,\varphi}(R, \varphi, x) = \tau_2(\varphi, x) &\cong \sum_{n=0}^M \tau_{2,n}(x) \sin n\varphi, \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

де зовнішні навантаження $\sigma_g(\varphi, x)$, $\tau_1(\varphi, x)$, $\tau_2(\varphi, x)$ – задані, кусково-неперервними і квадратично інтегрованими функціями на поверхні циліндричного тіла.

Рівняння Ляме в переміщеннях у векторному вигляді є таке:

$$\alpha \nabla^2 \mathbf{u} + \text{grad } e = 0, \quad (3.6)$$

де $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2}{\partial x_3^2}$ – оператор Лапласа;

$e = \text{div} \mathbf{u} = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3}$ – об'ємне розширення елемента ділянки БК;

$\alpha = 1 - 2\mu$;

μ – коефіцієнт Пуассона;

$\mathbf{u} = u_1 \mathbf{i} + u_2 \mathbf{j} + u_3 \mathbf{k}$ – вектор пружних переміщень;

$\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$ – одиничні орти декартової системи координат.

Розв'язок (3.6) задає деяка функція A у вигляді бігармонічного вектора переміщень

$$\mathbf{u} = \frac{x_3}{3-4\mu} \text{grad} \frac{\partial A}{\partial x_3} + x_1 \text{rot} \left(\mathbf{k} \frac{\partial A}{\partial x_2} \right) - x_2 \text{rot} \left(\mathbf{k} \frac{\partial A}{\partial x_1} \right), \quad (3.7)$$

або у спрощеному вигляді

$$\mathbf{u} = \frac{x_3}{3-4\mu} \text{grad} \frac{\partial A}{\partial x_3} - \frac{\partial A}{\partial x_3} \mathbf{k}. \quad (3.8)$$

Основний напружено-деформований стан задається граничними навантаженнями на бічній поверхні циліндричного тіла [48], у такому вигляді

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r(R, \varphi, x) &= g + \frac{\sigma(1 + \cos(2\varphi))}{2}, & \tau_{r,x}(R, \varphi, x) &\equiv 0, \\ \tau_{r,\varphi}(R, \varphi, x) &= \frac{\sigma \sin 2\varphi}{2}, \end{aligned} \right\}, \quad (3.9)$$

де $\sigma = \frac{P}{4Rh}$;

g – зовнішні тиски пружного навантаження бічної поверхні, розподілені довільним чином у напрямі осі x_1 ;

P – зусилля розподілені довільним чином у напрямі осі x_1 .

Після виділення основного навантаження залишається збурене зовнішнє навантаження.

Компоненти вектора пружних переміщень у циліндричній системі координат мають такий вигляд

$$\left. \begin{aligned} u_r &= \frac{\partial \Psi}{\partial r} + \frac{\partial Q}{r \partial \varphi} + x \frac{\partial \Phi}{\partial r}, & u_\varphi &= \frac{\partial \Psi}{r \partial \varphi} - \frac{\partial Q}{\partial r} + \frac{x \partial \Phi}{r \partial \varphi}, \\ u_x &= \frac{\partial \Psi}{\partial x} + x \frac{\partial \Phi}{\partial x} + (3-4\mu)\Phi, \end{aligned} \right\}, \quad (3.10)$$

де Ψ, Φ, Q – три незалежні гармонічні функції, що залежать від трьох циліндричних координат (r, φ, x) .

Моделювання роботи вузлів обважнених бурильних труб (ОБТ) і дослідження еволюції їх напружено-деформованого стану в процесі навантаження за умов, максимально наближених до реальних, використано метод інтегрування за параметром навантаження та переміщення за принципом найменшої роботи, і у вираз для потенціальної енергії

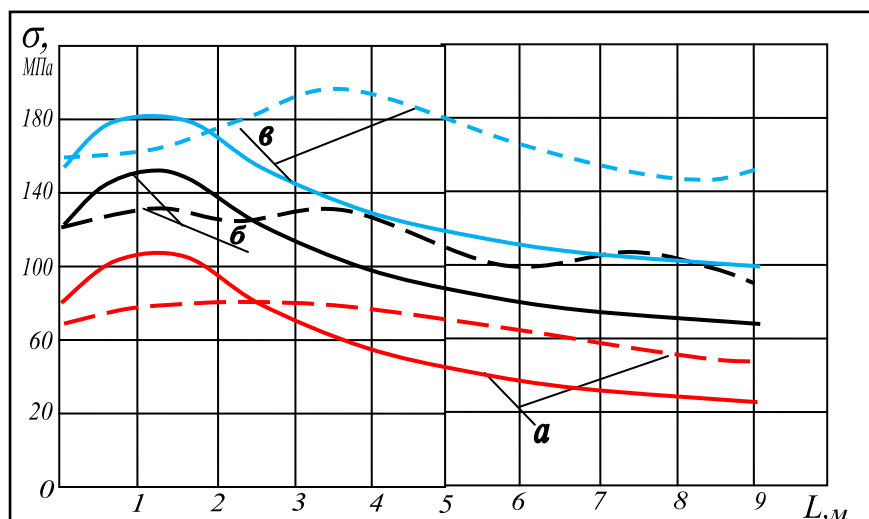
враховуємо не компоненти напружень, а компоненти деформації [41], тобто:

$$\varepsilon = G \iiint \left[\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_z^2 + \frac{\mu}{1-2\mu} \theta^2 + \frac{1}{2} (y_{xy}^2 + y_{yz}^2 + y_{zx}^2) \right] dx \cdot dy \cdot dz. \quad (3.11)$$

Тоді компоненти деформації легко виразити через компоненти зміщення, враховуючи систему рівнянь Коші, які враховують відносно лінійне видовження і відносний лінійний зсув у циліндричних координатах [147].

Отримані нами графічні залежності з допомогою комп'ютерної програми із застосуванням вищенаведеного методу довели їх добру узгодженість з отриманими експериментальними результатами, які базувалися на результатах циклічних навантажень окремих елементів бурильної колони, отриманих в лабораторних умовах свого часу з використанням натурних зразків.

На рис. 3.3 наведено розподіл напружень вздовж тіла ОБТ, де криві *a*) стосуються труб змінного моменту інерції ОБТЗМІ-178x203, *б*) змінної жорсткості ОБТЗЖ-178x203, *в*) звичайної ОБТ-178x203.



— - експериментальні залежності; - - розраховані.

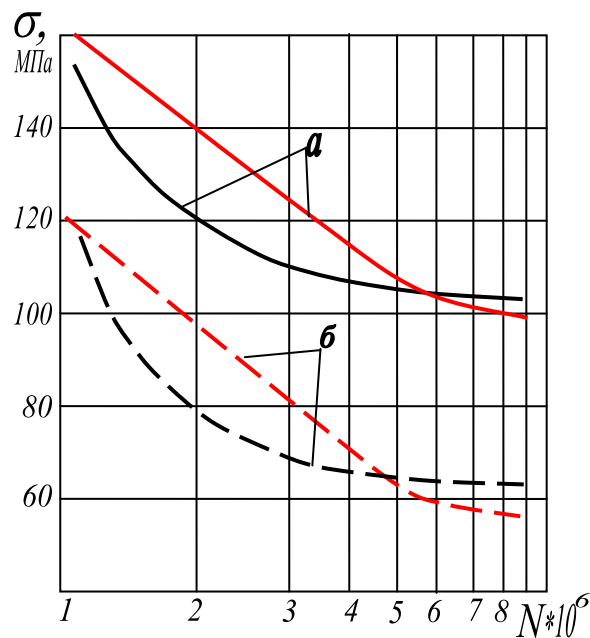
Рисунок 3.3 – Розподіл напружень по тілу обважненої бурильної труби

На рис.3.3 подано порівняльна характеристична залежність розподілу напружень по тілу ОБТ різного типу – звичайної, змінного моменту інерції та змінної жорсткості, отримані на основі експериментальних лабораторних досліджень та за розрахунками вищенаведеного методу. Найбільш рівномірним є розподіл напружень по тілу ОБТЗМІ. Умови навантаження були однаковими $\sim 10^6$ Н.

Отримані характеристики є ідеальними, та однаково характеризують розподіл напружень по довжині, а отримані залежності математичним методом враховують і складну конфігурацію поверхні труб.

За даною методикою можна отримати порівняльні характеристики для обважнених труб різного сортаменту як то 140x178, 178x203, 203x243.

На рис. 3.4 подано характеристичні криві втоми звичайних замкових різьбових з'єднань та з'єднань «галтельного» типу, які були отримані за даними лабораторних досліджень з використанням натурних зразків та за математичними розрахунками.



а) «галтельного» типу; б) звичайні
 — - аналітичні; — розраховані

Рисунок 3.4 – Характеристичні криві втоми замкових різьбових з'єднань

Лабораторні дослідження далекі від реальних умов, тому описуються лінійними характеристиками, і лише в нижній частині переходять в експоненту. Математичні ж обчислення мають чітку експоненту. Розрахунки проводились для зразків ЗН-80 з різьбою З-62 зі сталі 40ХН2МА з $\sigma_{0,2}=680$ МПа, що задовольняли вимоги технічних умов ТУ 259-90 (ГОСТ 5286-75). Як видно, і експериментальні, і розраховані характеристики підтверджують підвищення межі міцності більше ніж на 50% конструкції РЗ «галтельного типу».

Це пояснюється перерозподілом напружень по довжині різьби за рахунок «галтелей» змінної величини, що і призводить до підвищення експлуатаційних характеристик елементів БК [325].

На рис.3.5 наведено характеристичну залежність зміни напружень в одному перерізі ніпеля на віддалі (небезпечного перерізу) останнього спряженого витка ніпеля і муфти замкового різьбового з'єднання ОБТ-120 з різьбою З-101 за змінного навантаження.

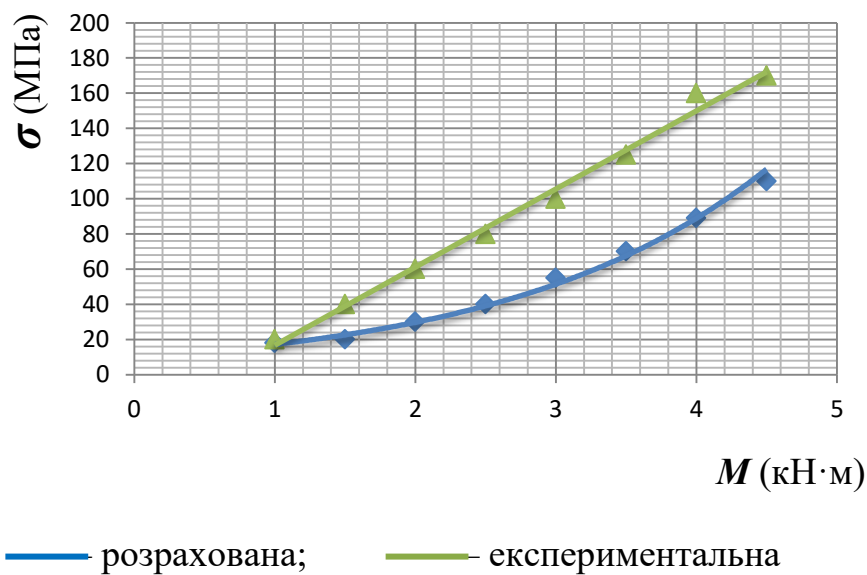


Рисунок 3.5 – Характеристична залежність зміни напружень в заданому перерізі ніпеля замкового різьбового з'єднання зі зміною навантаження за обертово-поступального руху

Пряма, отримана за лабораторними результатами досліджень натурних зразків, без врахування реальних умов роботи. Зворотна експонента

характеризує переріз з врахуванням обертово-поступального руху та реальних навантажень.

Типову характеристику для різьбового з'єднання з врахуванням реальних умов роботи можна розрахувати для довільного перерізу за наведеними вище математичними моделями.

3.2 Дослідження довговічності елементів бурильної колони з урахуванням теорії механіки руйнування матеріалів

Втомні руйнування елементів БК (зокрема ЗРЗ ОБТ) містять в собі період зародження втомних тріщин, період їх поширення та остаточне руйнування конструкції.

Згідно з теорією напружено деформованого стану твердого тіла з діаграми деформації відомо, що при виникненні максимальних напружень у твердому тілі існує межа міцності, що веде до процесу руйнування тіла [218].

Приріст енергії під час руху тріщини визначається рівнянням Ірвіна [332]:

$$\frac{dW}{dV} = \int_0^{\epsilon} \sigma_{ij} d\epsilon_{ij} + f(\Delta T, \Delta C). \quad (3.12)$$

Локальне поле напружень, розкриття вершини тріщини і приріст енергії під час варіації області в околі деякої точки контуру визначаються одним і тим же коефіцієнтом. Відповідно до критеріїв нелінійної механіки руйнування [330] ріст тріщини в околі розглядуваної точки контуру починається тоді, коли коефіцієнт інтенсивності напружень K_i в цій точці досягає критичного значення K_c .

Оскільки, умови експлуатації ЗРЗ відбуваються за асиметричного циклу навантажень, то важливими є дослідження і аналіз швидкості росту тріщини за таких умов.

Основними характеристиками в цій теорії є коефіцієнт інтенсивності напружень K_i та граничний коефіцієнт K_z

За умов дослідження натурних зразків K_i визначався шляхом долому зразка з тріщиною, за рахунок збільшення стаціонарних згинаючих навантажень а K_z - значення в момент роз'єднання зразка на дві частини.

Для математичної моделі за методом кінцевих елементів застосовували співвідношення кінетичної діаграми втомного руйнування за умов асиметричного навантаження [334] у такому вигляді

$$V = V_0 \left\{ \frac{[\Delta K - (1-R)K_z](\Delta K_{ef} - \Delta K_0)}{(\Delta K_{ef} - \Delta K)K_{ef}(1-R) - \Delta K} \right\}^{\frac{n}{2}}, \quad (3.13)$$

де $\Delta K_{ef} = \Delta K - (K_{op} - K_{min})$ коли $K_{min} \leq K_{op}$;

$\Delta K_{ef} = \Delta K$ коли $K_{min} > K_{op}$;

$\Delta K_0 = \Delta K_z - (K_{op} - K_{min})$ коли $K_{min} \leq K_{op}$;

$\Delta K_0 = \Delta K_z$ коли $K_{min} > K_{op}$;

R – коефіцієнт асиметрії циклу.

Такий підхід дає можливість прогнозувати довговічність (ресурс роботи) РЗ залежно від типу сталі, від параметрів механічного навантаження та конструктивних параметрів РЗ [308].

Розвиток якісних методів, звичайно ж, не виключає потреби в розробці числових (програмних) методів, оскільки є необхідним мати достатньо широкий набір еталонних розв'язків. Разом з тим, апріорні оцінки дозволяють контролювати правильність і точність наближених розв'язків.

За результатами розрахунків отримано втомні криві ЗРЗ ЗН-80 та ОБТ-146 за різних значень напружень знакозмінного згину та зіставлено їх з результатами досліджень натурних зразків замкових з'єднань (рис. 3.6), де 1,5 – експериментальні залежності; 2,3,4,6,7,8 – розраховані.

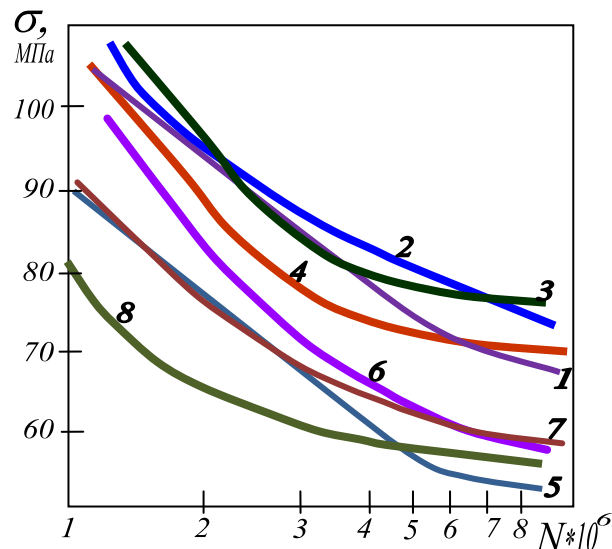


Рисунок 3.6 – Втомні характеристики ЗРЗ ЗН-80 (1,2,3,4) та ОБТ-146 (5,6,7,8)

Найпоширенішим на даний час є метод кінцевих елементів, він є найуніверсальнішим у застосуванні до широкого кола механічних задач. Цим методом знаходиться J -інтеграл [80], що має такий вигляд:

$$J = \oint_{\Gamma} \left[W dy - T_i \left(\frac{\delta U_1}{\delta x} \right) ds \right], \quad (3.14)$$

і для нелінійної пружності дорівнює інтенсивності вивільнення енергії G за Гріфіцом [334]. У розв'язуваних задачах є межі різкої зміни напружень та їх високий рівень, що власне стосується випадків наявності тріщин чи інших концентраторів напружень.

На рис. 3.7 наведено результати отримані із застосуванням принципу максимуму до змішаної краєвої задачі для гармонійної в напівпросторі функції, до якої зводиться розглядувана задача на основі представлення Папковича-Нейбера [235]. Отже, можливим є отримання достатніх умов руйнування і не руйнування тіла з тріщиною складної конфігурації шляхом аналізу пружно-деформованого стану тіла з тріщиною більш простої форми. За способом уточнення поля напружень біля країв тріщини, а саме: згущення сітки, використання сингулярних елементів, використано зв'язок між коефіцієнтами інтенсивності напружень і швидкістю приросту енергії рис.3.7.

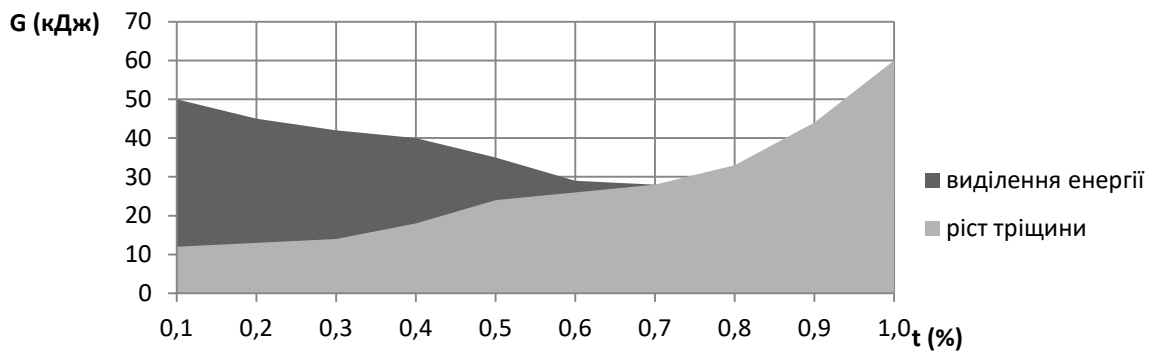


Рисунок 3.7 – Зміна з часом виділення енергії та розвитку тріщини в западині різьби ніпеля в місці останнього спряженого витка ніпеля і муфти замкового різьбового з'єднання ОБТ-120 з різьбою З-101 за знакозмінного навантаження

Наведена оцінка дає можливість представлення приросту енергії деформації під час певної зміни меж тріщини за допомогою рівняння Ірвіна.

Отримана залежність характеризує швидкість виділення енергії під час розвитку тріщини в западині різьби ніпеля. Спочатку виділення енергії відбувається стрімко, а ріст тріщини повільно. Після деякого моменту часу, що становить 60% від загального, виділення енергії суттєво спадає, у той час як розвиток тріщини відбувається досить стрімко.

Відомо, що втомне руйнування ЗРЗ ОБТ найчастіше відбувається по ніпельній частині (табл. А.2 (у додатку)), бо зародження мікротріщин відбувається у впадині різьби, як апіорі концентраторі напружень [307]. Щоб дослідити характер просування втоми за умов неруйнівного контролю, важливим є отримати діаграми напружень у небезпечній зоні з'єднання, для матеріалу, з якого виготовлено конструкцію, щоб оцінити коефіцієнт запасу міцності [179].

Обґрунтуванням переваги запропонованої моделі для опису оцінки працездатності та довговічності ЗРЗ ОБТ, є те, що це дозволяє з високою точністю описати фронт втомного руйнування за умов напружень, що виникають в небезпечному перерізі РЗ в умовах навантажень. Це у свою

чергу дає можливість проводити розрахунок і прогнозування ступеню врівноваженості ЗРЗ ОБТ, а враховуючи умови експлуатації можна впевнено визначити гарантований ресурс їх працездатності [190], запобігаючи аваріям під час буріння глибоких, похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловин [274].

На рис. 3.8 представлено порівняльну характеристику пружно-деформованого стану (діаграму напружень) западини різьби без тріщини та з наявністю такої.

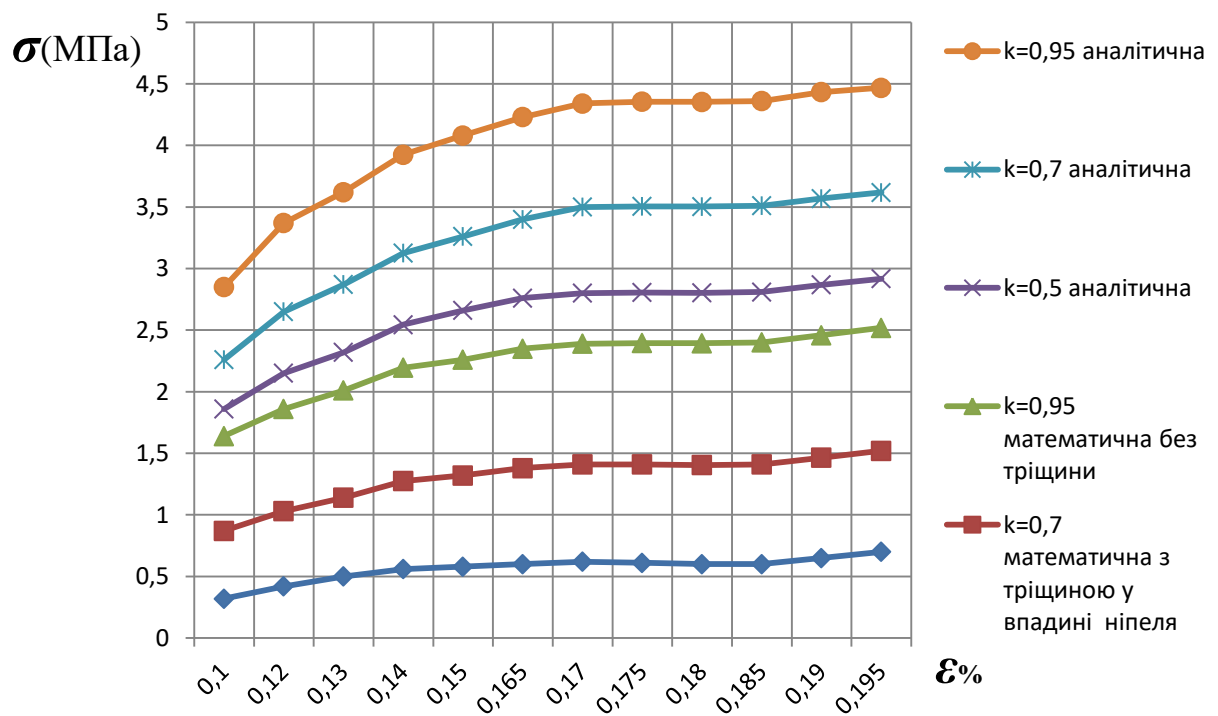


Рисунок 3.8 – Порівняльна характеристика пружно-деформованого стану западини різьби без тріщини та з наявністю такої для сталі 40ХН2МФА

Як можна судити з наведених залежностей експериментальні результати дають більший «коефіцієнт запасу міцності», у той час як математичні розрахунки дають граничні характеристики, про що свідчить пологіша ділянка залежностей.

На рис. 3.8 коефіцієнт концентрації [80] є таким відношенням

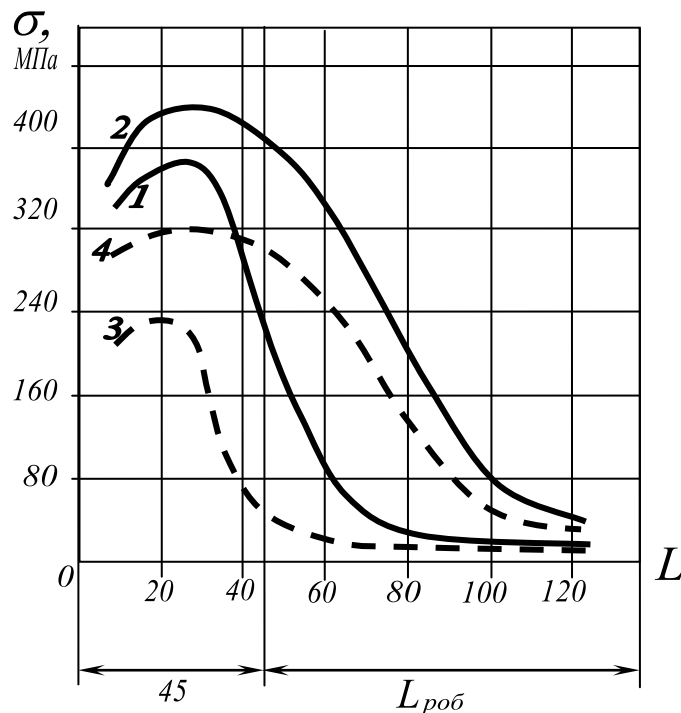
$$K = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_s}, \quad (3.15)$$

де $\sigma_{0,2}$ – межа текучості матеріалу;

σ_s – межа витривалості конструкції.

Залежно від параметрів та конструктивних особливостей ЗРЗ, враховуючи вищенаведену модель є можливою їхня розробка з підвищеним запасом міцності (пружної енергії) [269].

Враховуючи вищенаведене було проведено математичні розрахунки щоб дослідити напружений стан РЗ «галтельного» типу зі змінними галтелями по довжині різьби (рис. 3.9).



1,3 – характеристики у заглибленнях різьби ніпеля стандартного типу;
2,4 – у змінних заглибленнях - «галтелях» різьби ніпеля нової конструкції.

Рисунок 3.9 – Розподіл осевих напружень у різьбовому з'єднанні галтельного типу МК 156x5,5x1:32

Порівняльна характеристика, за експериментальними дослідженнями перерозподілу напружень в натурних зразках та розрахунків з урахуванням умов роботи РЗ за математичною моделлю, звідки видно, що різниця між експериментальними та математичними даними лежить в межах 10% на користь останніх, оскільки більш реально враховує експлуатаційні характеристики елементів БК з точки зору теорії механіки руйнування.

Суцільні залежності характеризують результати експериментальних натурних зразків, штрихові ж є характеристикою розподілу напружень по довжині РЗ враховуючи реальні навантаження. Є зрозумілим, що ця розбіжність становить 20%, але в одному і другому випадку спостерігаємо перерозподіл напружень по довжині різьби, яка забезпечує підвищення межі міцності конструкції РЗ «галтельного типу» на 40%.

Проведені нами розрахунки з використанням вищенаведених математичних моделей, дали можливість отримати змінні в часі графічні залежності, які в повному об'ємі характеризують процес зародження, розвитку і росту локальних та групових тріщин [272]. Характер зміни графічних залежностей процесу тріщиностійкості для різних ділянок бурильної колони дуже різниться. Нами отримано інтегральні зміни в часі для двох ділянок: для тіла труби ОБТЗМІ і для РЗ, оскільки маючи великий об'єм експериментальних результатів досліджень натурних зразків цих елементів бурильної колони, нас цікавила порівняльна характеристика цих результатів із результатами, отриманими за допомогою математично-комп'ютерного моделювання. Спостереження в динаміці за процесом розвитку і росту тріщини, дає можливість, змінюючи навантаження, керувати цим процесом, визначити межі максимального безаварійного часу роботи різьбового з'єднання з точністю до двадцяти чотирьох годин. Локальні тріщини по тілу труби ОБТЗМІ мають слабку динаміку [272, 285, 294].

3.3 Вплив низькочастотних коливань на динаміку бурильної колони

Під час руйнування гірської породи породоруйнівним інструментом, як то шарошковим долотом, у бурильній колоні виникають високочастотні та низькочастотні коливні процеси [320]. Високочастотні коливання притаманні обертовому способу буріння, оскільки руйнування породи у вибої відбувається за рахунок періодичного впливу на неї зубців долота [229]. Природа і високочастотних ($\sim 10^2$ Гц) і низькочастотних ($\sim 10^1$ Гц) коливань, що виникають за умов буріння глибоких, похило-скерованих і горизонтальних ділянок стовбура свердловин є складною [27], та мало вивченою.

Відомі праці [39, 320], в яких розглядається поширення хвильових фронтів у сферичних і циліндричних системах в середовищах без поглинання. Середовищем з поглинанням енергії хвиль є тіло бурильної колони. Практичний інтерес представляє процес поширення коливань, збуджених породоруйнівним інструментом у вибої свердловини, вздовж бурильної колони, та в перехідних ділянках (вузлових зонах) між елементами бурильної колони.

Наявність дисипації енергії в середовищі, окрім повільного наростання амплітуди в біжучій хвилі, може спричинювати такі особливості, як зміщення вузлів [83]. Щоб дослідити це явище можна скористатися методом Дебая [335], він є дуже громіздким але містить мало наглядні вирази, які в подальшому можуть дати більший процент похибки, тому у своїх дослідженнях ми застосували методику Зоммерфельда [354], де розглядаємо перерозподіл потенціальної енергії у вузлових зонах.

Коефіцієнт поглинання γ , що входить у комплексне хвильове число $\aleph = k(1 - i\delta)$, де $\delta = \gamma/k$, $k = 2\pi/\lambda$, λ - довжина хвилі в середовищі, дає можливість враховувати розподіл потенціальної енергії у вузлових зонах хвильового фронту [79]. Для цього застосовуємо відомі [3] рівняння коливань потенціалу швидкості такого типу:

$$\Phi = A \sum_{n=1}^{\infty} \varepsilon_n i^n \frac{\sin n\alpha_m}{n\alpha_m} J_n(\aleph r_0) \cos n\alpha_0, \quad (3.16)$$

де $A = v_0 \sqrt{\frac{2f}{\pi k}} \exp\left(\frac{i\pi}{4} - ikf\right)$;

$\varepsilon_n = 1$ за $n = 0$ і $\varepsilon_n = 2$ за $n \neq 0$;

$J_n(\aleph r_0)$ – функція Бесселя n – го порядку;

α_m – кут розкриття циліндричного хвильового фронту (рис. 3.10);

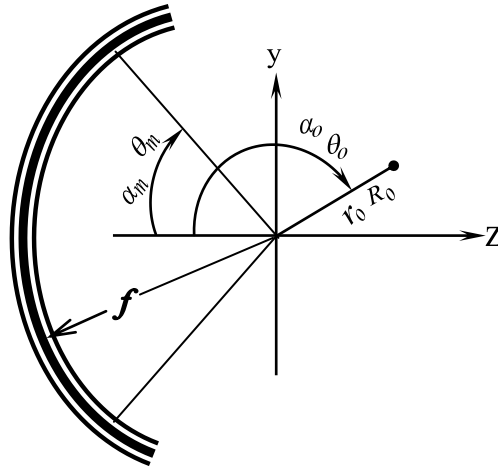


Рисунок 3.10 – Проекція фронту хвилі на площину вісі x

θ_m – кут розкриття хвильового фронту;

θ_0 – сферична координата точки спостереження з полюсом в геометричному фокусі.

v_0 – амплітуда швидкості коливань на віддалі f від центра кривизни поверхні;

r_0 і α_0 – полярні координати точки спостереження з початком координат в центрі кривизни поверхні.

Обмежуючись в (3.16) квадратним наближенням за $\rho = kr_0$ і лінійним за δ , отримуємо:

$$J_0(\aleph r_0) = 1 - \frac{1}{4} \rho^2 (1 - i2\delta), \quad J_1(\aleph r_0) = \frac{1}{2} \rho (1 - i\delta),$$

$$J_2(\aleph r_0) = \frac{1}{8} \rho^2 (1 - i2\delta),$$

$$\text{де } \delta = \frac{\gamma}{k};$$

γ – коефіцієнт поглинання хвильової енергії;

k – хвильове число;

\aleph – комплексне хвильове число;

$J_n(\aleph r_0)$ – функція Бесселя n го порядку.

Застосувавши ці вирази до (3.16) маємо можливість отримати квадрат модуля потенціалу поля:

$$|\Phi|^2 = a_1 z^2 - a_2 y^2 + 2a_3 z - 1,$$

де a_1, a_2, a_3 – сталі коефіцієнти, що визначаються за такими рівностями:

$$a_1 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sin 2\alpha_m}{2\alpha_m} - 2 \frac{\sin^2 \alpha_m}{\alpha_m^2} \right); \quad a_2 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\sin 2\alpha_m}{2\alpha_m} \right);$$

$$a_3 = \delta \frac{\sin \alpha_m}{\alpha_m}.$$

Прийнявши за граничні умови $|\Phi|^2 = 0$, отримуємо лінію, на якій інтенсивності поля рівні нулю:

$$a_1 z^2 + a_2 y^2 - 2a_3 z - 1 = 0. \quad (3.17)$$

Зрозуміло, що це є еліпс, зміщений відносно центра кривизни тіла на величину

$$z_1 = \frac{\delta \sin \alpha_m}{a_1 \alpha_m}. \quad (3.18)$$

Базуючись на висновках роботи [26], у зоні вузлів хвильового фронту потенціальна енергія може мати нульові значення в окремих точках зони вузлів і зовсім не перетворюватися в нуль в осьовій площині (вісь «у»). Разом з тим вираз (3.18) дає такий результат за якого потенціал може мати нульові значення вздовж замкнутої лінії. Рівність (3.17) є зручною для визначення форми, розмірів і положення фронту вузлів у випадку квадратичного наближення за величиною ρ .

За результатами застосування наведених рівнянь отримано висновок про те, що в дисипативних середовищах вузли хвильового фронту циліндричних систем зміщуються на величину z_1 , яка є пропорційною до коефіцієнта поглинання середовища [323]. Рівність (3.18) можна представити у такому вигляді

$$z_1 = \beta \psi_1(\alpha_m), \quad (3.19)$$

де

$$\psi_1(\alpha_m) = \frac{\frac{\sin \alpha_m}{\alpha_m}}{\pi \left[1 + \frac{\sin 2\alpha_m}{2\alpha_m} - 2 \left(\frac{\sin \alpha_m}{\alpha_m} \right)^2 \right]}, \quad (3.20)$$

тут $\beta = \gamma \lambda$ – коефіцієнт поглинання на довжину хвилі;

$1/\beta$ – віддаль, що виражається у довжинах хвиль, на якій амплітуда хвилі зменшується в e разів;

звідки маємо важливий висновок, що зміщення вузлів хвильового фронту зростає при зменшенні кута розкриття цього хвильового фронту [289].

За малих α_m , замінивши в рівності (3.20) синуси їх розкладом в ряди з точністю до четвертого порядку, отримуємо

$$\psi_1(\alpha_m) = \frac{22,5}{\pi \alpha_m^4}, \quad (3.20.a)$$

тобто, в циліндричних хвильових фронтах низької інтенсивності зміщення зони вузлів є обернено пропорційним четвертій степені куту розкриття.

Важливим є також явище, що полягає у зміні розмірів вузлової області в залежності від зміни α_m , яке проявляється як в дисипативних так і в не дисипативних середовищах [333], причому в останньому випадку центр вузлової області фронту співпадає з геометричним центром кривизни поверхні (елемента БК) за довільних значень α_m .

Проведені розрахунки з використанням даної моделі наведено на рис. 3.11

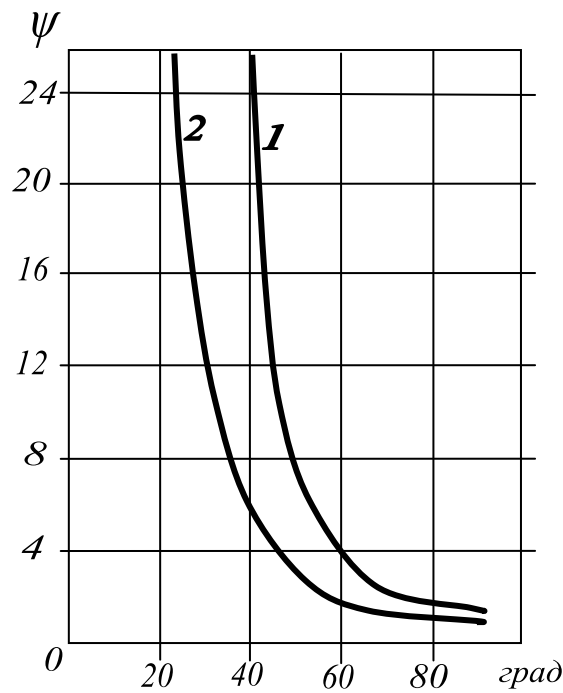


Рисунок 3.11 – Залежність зміщення ψ вузлової зони від кута розкриття хвильового фронту α_m

Вплив явища поглинання в середовищі на хвильовий фронт сферичної форми базується на потенціалі швидкості такої хвилі [84], що має такий вигляд:

$$\Phi = 2\pi B \int_0^{\theta_m} \exp(i\mathcal{N}R_0 \cos\theta_0 \cos\theta) \times J_0(\mathcal{N}R_0 \sin\theta_0 \sin\theta) \sin\theta d\theta, \quad (3.21)$$

де $B = \left(\frac{\nu_0 f}{2\pi}\right) \exp(-ikf)$;

R_0 та θ_0 – сферичні координати точки спостереження з початком координат (полюсом) у центрі кривизни поверхні (елемента БК);

θ_m – кут розкриття хвильового фронту (як і у випадку фронту циліндричної хвилі).

Задаючи підінтегральний вираз рівняння (3.21) у вигляді рядів, та обмежившись квадратними членами для ρ і лінійними для δ матимемо:

$$\exp(i\mathcal{N}R_0 \cos \theta_0 \cos \theta) \approx 1 + \rho \cos \theta_0 (i + \delta) \cos \theta + \frac{1}{2} \rho^2 \cos^2 \theta_0 (i2\delta - 1) \cos^2 \theta,$$

$$J_0(\mathcal{N}R_0 \sin \theta_0 \sin \theta) \approx 1 + \frac{1}{4} \rho^2 \sin^2 \theta_0 (i2\delta - 1) \sin^2 \theta.$$

Підставивши ряди у (3.21), інтегруючи та підносячи до квадрату, отримаємо

$$\Phi^2 = B^2 \Omega^2 [1 - a_1(x^2 + y^2) + a_2 z^2 + 2a_3 z]$$

де $\Omega = 2\pi(1 - \cos \theta_m)$ – тілесний кут розкриття сферичного фронту;

$$a_1 = \frac{1}{3} - \frac{1}{6} \cos \theta_m (1 + \cos \theta_m); \quad a_2 = \frac{1}{12} (1 - \cos \theta_m)^2;$$

$$a_3 = \delta(1 + \cos \theta_m); \quad x^2 + y^2 + z^2 = \rho^2; \quad z = \rho \cos \theta_0.$$

Форма і розмір сферичного хвильового фронту визначаємо з умови $\Phi^2 = 0$, тобто

$$a_1(x^2 + y^2) + a_2 z^2 - 2a_3 z - 1 = 0.$$

Це рівняння еліпсоїда, зміщеного відносно центра кривизни поверхні на величину

$$z_2 = \beta \psi_2(\theta_m), \quad (3.22)$$

де

$$\psi_2(\theta_m) = \frac{\sigma}{2\pi} \frac{1 + \cos \theta_m}{(1 - \cos \theta_m)^2}. \quad (3.23)$$

У такому наближенні зміщення z_2 прямопропорційне до поглинання на довжину хвилі β . На рис. 3.11 (крива 2) наведено графік функції $\psi_2(\theta_m)$, з якого випливає, що величина зміщення центра кривизни хвилі z_2 збільшується за зменшення кута розкриття θ_m . Як і у випадку циліндричного фронту, це зміщення зумовлене дисипацією енергії в середовищі і є відсутнім за умови $\beta = 0$. За малих кутів розкриття маємо:

$$\psi_2(\theta_m) = \frac{12}{\pi} \frac{1}{\theta_m^2},$$

тобто, зміщення центра кривизни хвилі є обернено пропорційним до квадрату кута розкриття фронту хвилі.

Застосувавши математичну модель з можливістю таких розрахунків отримано картину поширення хвильових фронтів у кожному з елементів компоновки низу бурильної колони [301]. Оскільки є зміщення центрів кривизни фронту хвилі (z) у кожний наступний момент часу [253], то зміщуються і максимальні значення амплітуди низькочастотних коливань, від яких залежить значення потенціальної (і повної) енергії цих коливань. Це в свою чергу викликає накладання циліндричних хвиль у кожному окремо взятому елементі компоновки низу бурильної колони, для якого фронт хвилі є різним [289].

Враховуючи швидкість поширення низькочастотних коливань в тілі елементів КНБК, було встановлено межі зміщення z - вузлів хвильового фронту [289], які становлять $(0,7 \div 0,8)\lambda$. Тому потік енергії коливань, що переноситься вздовж тіла КНБК, зазнає загасань ще до межі переходу між ділянками цих елементів [289].

Обґрунтування застосування такої математичної моделі полягає у тому, що за розрахунками поширення хвильового фронту в елементах БК, залежно від частотного діапазону, можна розрахувати, за вузлами хвильового фронту, межі загасання хвиль [346]. Підбір в КНБК елементи відповідної довжини, у свою чергу дасть можливість забезпечити мінімізацію негативного впливу низькочастотних коливань, що поширюються вздовж тіла БК під час буріння глибоких, ПС і ГС ділянок стовбура свердловин за певних геологічних умов [299].

3.4 Дослідження властивостей полімерно-композиційних матеріалів для покриття елементів бурильної колони

Відомо, що сили прихоплення між стінками свердловини та бурильної колони залежать від сукупності сил, зумовлених перепадом тиску промивальної рідини і липкістю кірки поверхні стовбура свердловини, та коефіцієнта тертя. Оскільки сила, що зумовлена перепадом тиску, переважно не піддається

регулюванню, бо густина і характеристики бурового розчину зумовлені геолого-технологічними умовами, тому є необхідним максимально зменшити коефіцієнт тертя в процесі взаємодії між стовбуром свердловини і поверхнею бурильних труб. Для цього можуть бути використані полімерні покриття елементів бурильної колони [23].

Полімерне покриття може застосовуватися у вигляді тонкого шару, який наноситься на обезжирену металеву поверхню за допомогою обраного способу і технології [35]. Товщина покривного шару, згідно проведених досліджень становить 0,3-0,7 мм.

3.4.1 Обґрунтування вибору ПКМ на основі Ф4

Полімерне покриття може наноситись за допомогою сумішей, що полімеризуються, розплавів та дрібнодисперсних порошоків. Використання спеціальних емульсій дає можливість створювати полімерне покриття з таких матеріалів, які самі по собі не можуть утворювати міцного адгезійного з'єднання з металом. Зокрема такими є фторопласти, які характеризуються відмінними механічними властивостями щодо коефіцієнту тертя, модуля Юнга, коефіцієнту Пуассона, але самі по собі володіють низькою адгезійною здатністю [82].

Тому, для покриття металевих поверхонь, таких як елементи КНБК, замкові різьбові з'єднання та зовнішня поверхня бурильних труб, фторопласти доцільно застосовувати в суміші з іншими речовинами, які не погіршують фізико-механічних властивостей полімеру. Завдяки своїм високим антифрикційним властивостям досить широкого застосування набув політетрафторетилен (Ф-4). Цей полімер відноситься до термопластів, але в розплавленому вигляді має малу текучість, тому його переробка є складною. Головною перевагою Ф-4 є те, що він володіє найнижчим з усіх відомих полімерів коефіцієнтом тертя. Окрім того Ф-4 володіє дуже низьким водопоглиненням – менше 0,01%. Здатність Ф-4 до значної деформації виключає можливість його використання у вигляді

товстостінних втулок, але те, що є негативним для одного напрямку застосування, є позитивним для іншого. Більшість полімерів є хімічно стійкими окрім своїх розчинників, фторопласти ж є стійкими як до всіх відомих кислот, так і сильних окислювачів та розчинників [134].

Фторопласти володіють високими діелектричними характеристиками в широкому інтервалі частот, малою пористістю, феноменальною інертністю. Фторопласти відносяться до кристалічних полімерів. Але конкретної температури кристалізації не мають, є лише інтервал кристалізації, зокрема для Ф-4 цей інтервал знаходиться в діапазоні $350\div 260^{\circ}\text{C}$. Міцнісні характеристики фторопластів досить високі, зокрема міцність на розрив сягає 30 МПа, відносне видовження на розрив становить 250 %. Фторопластові полімери виготовлялися на ВО «Хлорвініл», на даний час виготовляють нафтопереробні заводи у вигляді порошку з розміром часток 50-500 мкм, а в емульсії – 0,25 мкм.

Є можливим застосовувати наповнені матеріали на основі фторопласту Ф4, які містять графіт, кокс, двосірковий молібден, металеві порошки, скловолокно та інші наповнювачі, що забезпечує підвищення тих чи інших фізико-механічних характеристик таких, як: твердість, зносостійкість, зниження деформації під навантаженням, зниження коефіцієнта термічного розширення, підвищення модуля пружності, міцності на стиск і таке інше [259].

Явище адгезії супроводжує процес зварювання, паяння, лудження, склеювання, нанесення полімерних покриттів на металеві поверхні для запобігання корозії. Способи визначення ступеню адгезії діляться на три групи і в кожній з них суть стосується одного і того ж об'єкту – гетерогенного тіла, що містить дві різні фази в конденсованому стані, які між собою контактують. Ці тіла пов'язані між собою на межі поділу міжмолекулярними силами [323]. Фізико-механічні властивості чистого Ф4 наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості фторопласту Ф4

№п\п	Показники	Ф4
1	Густина, $кг/м^3$	2120-2200
2	Руйнівне напруження під час розтягування, $МПа$	14,7-34,5
3	Відносне видовження під час розриву, %	250-500
4	Модуль пружності під час стиску, $МПа$	686,5
5	Модуль пружності під час розтягу, $МПа$	410
6	Твердість (за Бринелем), $МПа$	29,4-39,2
7	Коефіцієнт теплопровідності, $Вт/(м \times К)$	0,25
8	Питома теплоємність, $кДж/(кг \times К)$	1,04
9	Теплостійкість (за Віка')	110
10	Водопоглинення (за добу), %	0,00
11	Коефіцієнт тертя ковзання по сталі	0,003

Перша група визначення ступеню адгезії стосується саме виникнення такого зв'язку, тобто перехід системи в новий стан – зв'язаний. Для другої групи є зв'язок як такий і є мірою результату. Для третьої групи – стан (є зв'язок, немає зв'язку) чи процес зігноровано. Так чи інакше, але одним з важливих об'єктів дослідження залишається міжфазна межа контактуючих несумісних фаз.

3.4.2 Вибір математичної моделі для дослідження властивостей ПКМ

Щоб описати такий об'єкт доцільним є термодинамічний підхід чи молекулярна теорія взаємодії між макроскопічними тілами, описані в монографіях [82, 188], інші теорії доцільно розглядати в якості відхилень від ідеальної адгезії. Міцність адгезійного з'єднання визначає основні механічні властивості полімерно-композиційних матеріалів (ПКМ), якими є фізичні

аспекти процесів розвитку і росту тріщин, розподілу напружень і їх релаксації та руйнування, наявність внутрішніх напружень і таке інше [94].

Обґрунтування обраної математичної моделі полягає у тому, що для моделювання фізичних процесів у тілах з композиційних матеріалів доцільним є застосування комплексного методу на основі теорії Прагера [362] щоб розв'язувати задачі теорії потенціалу, ускладнені наявністю в однорідних тілах системи неоднорідних включень, якими в ПКМ є наповнювачі, наприклад порошок міді, графіту, тощо.

Ми розглядали змішану крайову задачу для основного рівняння стаціонарного поля в однозв'язній області за умови, що характеристики системи (середовища) є неперервною функцією, сталою скрізь у цій області, за винятком скінченної сукупності підобластей, де є залежність від координат [82].

Отже, характеристики середовища $\Lambda(z)$ стосовно певного фізичного процесу, модельованого потенціалом безвихрового векторного поля є неперервні функції декартових координат $z = (x, y)$, сталі скрізь у плоскій однозв'язній області Ω з простим замкнутим краєм $\Gamma = \Gamma_1 \cup \Gamma_2$, за винятком скінченної сукупності локальних неоднорідних включень $\Omega_k \subset \Omega$

$$\left(\Omega_k \cap \Omega_l = \emptyset, \partial\Omega_k \cap \Gamma = \emptyset, k, l = \overline{1, K} \right).$$

Змішана крайова задача [79] для основного рівняння стаціонарного поля в локально неоднорідному середовищі записується так:

$$\operatorname{div}(\Lambda(z) \operatorname{grad} \theta(z)) = 0, \quad z \in \Omega, \quad (3.24)$$

$$\theta(z) = p(z), \quad z \in \Gamma_1, \quad \Lambda(z) \frac{\partial \theta(z)}{\partial \vec{n}} = -q(z), \quad z \in \Gamma_2, \quad (3.25)$$

де

$$\Lambda(z) = 1 + \sum_{k=1}^K a_k \lambda_k(z) \chi_k(z) \quad (z \in \Omega), \quad (3.26)$$

$\lambda_k(z)$ – якісна характеристика середовища в $\Omega_k (k = \overline{1, K})$, для якої

$$\lambda_k(z) \geq 0, \quad \max \lambda_k(z) = 1;$$

$$\lambda_k(z)|_{z \in \partial\Omega_k} = 0;$$

$\chi_k(z)$ – характеристична функція області Ω_k ;

$$a_k = \text{const}_k > -1.$$

Враховуючи (3.26), крайова задача [82] матиме такий вигляд:

$$\nabla^2 \theta = - \sum_{k=1}^K a_k B_k[\theta] \chi_k \quad \text{в } \Omega, \quad (3.27)$$

$$\theta = p \quad \text{на } \Gamma_1; \quad \frac{\partial \theta}{\partial \bar{n}} = -q \quad \text{на } \Gamma_2, \quad (3.28)$$

де $B[\bullet] = \frac{\nabla \lambda_k \nabla[\bullet]}{1 + a_k \lambda_k},$

∇ – оператор Гамільтона.

За умови, що апроксимація $\hat{\theta}$ функції розв'язку θ задачі (3.27) і (3.28) в області кожної з локальних неоднорідностей Ω_k є відомою, за виведенням [79], розв'язок \mathcal{G} отриманої крайової задачі трактуватиметься так:

$$\nabla^2 \mathcal{G} = - \sum_{k=1}^K a_k B_k[\hat{\theta}] \chi_k \quad \text{в } \Omega; \quad (3.29)$$

$$\mathcal{G} = p \quad \text{на } \Gamma_1; \quad \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial \bar{n}} = -q \quad \text{на } \Gamma_2, \quad (3.30)$$

як аналог розв'язку вихідної задачі.

Далі розв'язок задачі (3.29) і (3.30) згідно [82] зображується у такому вигляді:

$$\mathcal{G}(z) = u(z) + \sum_{k=1}^K P_k[z, \hat{\theta}], \quad (3.31)$$

де

$$P_k[z, \bullet] = \frac{a_k}{2\pi} \int_{\Omega_k} \ln \frac{1}{|z - \zeta|} B_k[\bullet] d\Omega_k(\zeta); \quad (3.32)$$

$u(z)$ – розв'язок задачі для рівняння Лапласа з видозміненими крайовими умовами:

$$\nabla^2 u = 0 \quad \text{в } \Omega; \quad (3.33)$$

$$u = p - \sum_k P_k[z, \hat{\theta}] \quad \text{на } \Gamma_1, \quad \frac{\partial u}{\partial \bar{n}} = -q - \sum_k Q_k[z, \hat{\theta}] \quad \text{на } \Gamma_2 \quad (3.34)$$

$$\text{де } Q_k[z, \bullet] = \frac{\partial}{\partial \bar{n}} P_k[z, \bullet].$$

Шуканий розв'язок задачі (3.33), (3.34) інтегрується як $u = \operatorname{Re} w$ згідно [79], де $w = w(z) = u(z) + iv(z)$ – аналітична в $\Omega \cup \Gamma$ функція комплексної змінної $z = x + iy$, причому потенціал u та функція потоку v є гармонійними в $\Omega \cup \Gamma$.

Беручи до уваги, що $\frac{\partial u}{\partial \bar{n}} = \frac{\partial v}{\partial \bar{s}}$, де \bar{s} – одиничний додатноорієнтований (проти стрілки годинника) вектор, дотичний до Γ , переходимо до розв'язування такої крайової задачі:

$$\nabla^2 u(z) = 0 \quad \text{в } \Omega, \quad (3.35)$$

$$u(z) = p(z) - \sum_k P_k[z, \hat{\theta}] \quad \text{на } \Gamma_1; \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial v(z)}{\partial \bar{s}(z)} = -q(z) - \sum_k Q_k[z, \hat{\theta}] \quad \text{на } \Gamma_2. \quad (3.37)$$

Для довільної точки z заданої однозв'язної області Ω з простим замкнутим додатноорієнтованим краєм Γ справедлива інтегральна формула Коші:

$$w(z) = \frac{1}{2\pi i} \cdot \int_{\Gamma} \frac{w(\zeta)}{\zeta - z} d\zeta, \quad (3.38)$$

на основі якої є справедливою дискретизація Γ послідовністю N граничних елементів Γ_n (для яких $\bigcup_{n=1}^l \Gamma_n$ апроксимує Γ_1 , а $\bigcup_{n=l+1}^N \Gamma_n = \Gamma_2$), моделюючи кожний з елементів за допомогою вектора $\vec{\varphi}$ базових інтерполюючих функцій, пов'язаних з локальною нормалізованою координатою η . Уздовж кожного з елементів апроксимується w інтерполяційним поліномом [82]:

$$w(\eta) = \vec{\varphi}^T(\eta) \cdot \vec{w}_n, \quad (3.39)$$

де \vec{w}_n – вектор невідомих вузлових значень w .

Кожна з областей Ω_k дискретизується системою ермітових чотирикутних елементів $\Omega_{km} (m = \overline{1, M_k})$ і $\hat{\theta}$ представляється такою пробною функцією [82]:

$$\hat{\theta}(\xi_1, \xi_2) = \vec{\psi}^T(\xi_1, \xi_2) \cdot \vec{\theta}_{km}, \quad (3.40)$$

де $\vec{\theta}_{km}$ – вектор невідомих вузлових значень функції $\hat{\theta}$, значень її перших та змішаних похідних на елементі Ω_{km} ;

$\vec{\psi}$ – вектор базових функцій у локальній системі координат $\xi = (\xi_1, \xi_2)$.

Враховуючи (3.39) дискретний аналог (3.38) набуває такого вигляду:

$$\hat{w}(z) = \frac{1}{2\pi i} \sum_{n=1}^N \frac{\vec{\varphi}^T \zeta'(\eta)}{\zeta(\eta)} d\eta \cdot \vec{w}_n. \quad (3.41)$$

Враховуючи (3.40), P_k (як і Q_k) записується:

$$P_k[z, \hat{\theta}] = P_k^T[z, \vec{\psi}(\xi_1, \xi_2)] \vec{\theta}_{km},$$

де

$$P_k = \frac{a_k}{2\pi} \iint_{\Omega_{km}(\xi)} \ln \frac{1}{|z - \zeta(\xi)|} B_k[\vec{\psi}] \left| \frac{\partial \zeta_1^m}{\partial \xi_1} \frac{\partial \zeta_2^m}{\partial \xi_2} - \frac{\partial \zeta_2^m}{\partial \xi_1} \frac{\partial \zeta_1^m}{\partial \xi_2} \right| d\xi_1 d\xi_2.$$

Систему рівнянь для визначення вузлових значень будують за методом зважених нев'язок, що вводять як для крайових умов, так і для областей локальних включень у матричній формі, за умови використання непрямого формулювання методу граничних елементів [84], буде мати такий вигляд:

$$\begin{pmatrix} V_u^1 & V_u^2 & V_v^1 & V_v^2 & G_1 & \dots & G_K \\ U_u^1 & U_u^2 & U_v^1 & U_v^2 & T_1 & \dots & T_K \\ \tilde{U}_{u1}^1 & \tilde{U}_{u1}^2 & \tilde{U}_{v1}^1 & \tilde{U}_{v1}^2 & \tilde{T}_{11} & \dots & \tilde{T}_{1K} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{U}_{uK}^1 & \tilde{U}_{uK}^2 & \tilde{U}_{vK}^1 & \tilde{U}_{vK}^2 & \tilde{T}_{K1} & \dots & \tilde{T}_{KK} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{p} \\ \hat{u} \\ \hat{q} \\ \hat{\theta}_1 \\ \vdots \\ \hat{\theta}_K \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{v} \\ \hat{u} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (3.42)$$

де $\hat{u}, \hat{\theta}_1, \dots, \hat{\theta}_K, \hat{v}$ – вектори невідомих вузлових значень, відповідно, потенціалу на дискретному аналізі Γ_2 , дискретних аналогах областей $\Omega_1, \dots, \Omega_K$, а також невідомі вузлові значення функцій потоку на дискретному аналізі Γ_1 краю області Ω .

Блоки $V_j^i (j = u, v), G_k (k = \overline{1, K})$ – суми внесків, відповідно, дискретного аналогу потенціалу і потоку на $\Gamma_i (i = 1, 2)$, а також в Ω_k для уявної частини \hat{w} на Γ_1 . Блоки $U_j^i (j = u, v), T_k (k = \overline{1, K})$ – суми внесків, відповідно, аналогу потенціалу і потоку на $\Gamma_i (i = 1, 2)$, а також в Ω_k для дійсної частини \hat{w} на Γ_2 . Блоки $\tilde{U}_{jl}^i (j = u, v), \tilde{T}_{lk} (k, l = \overline{1, K})$ – суми внесків, відповідно, дискретного аналогу потенціалу і потоку на $\Gamma_i (i = 1, 2)$, а також в Ω_k для дійсної частини \hat{w} на Ω_k .

У довільній точці z дискретного аналогу області Ω значення потенціалу та функції потоку знаходять з допомогою формули (3.41), користуючись розв'язком (3.42).

Результатом проведеного розрахунку із застосуванням даної математичної моделі є отримання спектру значень міцнісних та адгезійних характеристик, за якими проводиться вибір ПКМ, що задовольняв би вимогам [348].

Дослідження кінетичної теорії високоеластичності полімерів, що застосовують для вирішення вищезгаданих проблем свідчать, що під час деформації вони проявляють пружність, природа якої є подібною до пружності газів. Як і стиск газу, так і розтяг ПКМ супроводжується опором розтягу зразка. «Модуль пружності» газу і рівноважний модуль еластичності зростають пропорційно до температури (з підвищенням температури зростає інтенсивність теплового руху і зростає опір деформації) [188].

Але у газів міжмолекулярна взаємодія є незначною, а у ПКМ – значною. Під час деформації газів змінюється об'єм (зменшується віддаль між молекулами), а під час деформації ПКМ об'єм не змінюється. Під час деформації ПКМ змінюється ступінь закрученості макромолекул, що

переводить їх із більш ймовірного стану у менш ймовірний стан. Після припинення дії навантаження полімерні ланцюги з плином часу самовільно, під дією теплового руху, повертаються у початковий стан [221].

Розвиток кінетичної теорії високоеластичності дав можливість кількісно зв'язати рівноважні пружні властивості ідеальних сіток з їх структурними параметрами. У теорії ідеальну полімерну сітку розглядають як просторову структуру, утворену полімерними ланцюгами, які з'єднуються між собою вузлами [264].

Напруження розраховане на вихідний переріз зразка, розраховують за таким співвідношенням:

$$\sigma = \frac{\rho RT}{M_c} [D - D^{-2}], \quad (3.43)$$

де ρ – густина зразка, $кг/м^3$;

M_c – молекулярна маса, $кг$;

R – газова стала, $R = 8,31$ (Дж/моль·К);

T – термодинамічна температура, $К$;

D – відносна деформація зразка $D = \frac{\Delta l}{l_0}$.

Теоретично доведено [314], що високоеластична деформація характеризується не лише кінетикою, а має й енергетичний характер, що характеризує подолання потенціальних бар'єрів внутрішнього обертання. Цю залежність описують емпіричним рівнянням Муні-Рівліна:

$$\sigma = \left(\frac{RT\rho}{M_c} + AD^{-1} \right) (D - D^{-2}), \quad (3.44)$$

де A – константа для даного полімеру, $Дж/моль \cdot м^3$.

Отже, кінетична теорія базується на чотирьох умовах:

- 1) тенденція макромолекул до викривлення;
- 2) висока гнучкість макромолекул;
- 3) ступінь зшиву;
- 4) подолання потенціальних бар'єрів обертання.

У високоеластичному стані для ПКМ є характерним поєднання властивостей усіх трьох агрегатних станів речовини: за механічними властивостями – це тверді тіла, за внутрішньою структурою – це рідини, за природою пружних сил під час деформації – гази.

Процес високоеластичної деформації ПКМ з точки зору термодинаміки пояснюють на прикладі видовження зразка [322] з початкової довжини l_0 до довжини видовження $l_0 + dl$, що відбулося під дією сили f , але оскільки ПКМ практично не змінюють свого об'єму під час деформації, то робота, виконана при цьому буде така:

$$dA = -fdl. \quad (3.45)$$

За першим законом термодинаміки для ізольованих систем різниця між теплотою, отриманою системою і виконаною нею ж роботою, залежить лише від початкового і кінцевого стану системи:

$$dU = dQ - dA, \quad (3.46)$$

де Q – кількість теплоти, Дж;

U – внутрішня енергія, Дж;

A – робота, Дж.

Внутрішня енергія містить у собі теплоту, підведену до системи і роботу, виконану над системою, тому з урахуванням (3.45), рівність (3.46) записується так:

$$dU = dQ + fdl. \quad (3.47)$$

Разом з тим, за законом термодинаміки Больцмана, довільний самостійний процес супроводжується зростанням ентропії:

$$dQ = TdS. \quad (3.48)$$

Врахувавши (3.48) в (3.47), отримуємо таку рівність:

$$dU = fdl + TdS. \quad (3.49)$$

За другим законом термодинаміки внутрішня енергія системи складається з вільної dF та зв'язаної TdS :

$$dU = dF + TdS, \quad (3.50)$$

з урахуванням цього вираз для зміни вільної енергії системи запишемо так:

$$dF = fdl. \quad (3.51)$$

За сталих об'єму і температури вираз

$$f = \left(\frac{dF}{dl} \right)_{T,V}, \quad (3.52)$$

розкриває фізичний зміст сили деформації, а саме – вона дорівнює зміні вільної енергії системи, що припадає на одиницю видовження [322]. Отже, з виразу для зміни вільної енергії можна отримати вираз, що характеризує зміну термодинамічних параметрів ПКМ під час деформації:

$$f = \left(\frac{dU}{dl} \right)_{T,V} - T \left(\frac{dS}{dl} \right)_{T,V}, \quad (3.53)$$

або

$$f = f_U - f_S. \quad (3.53. a)$$

Таким чином сила, прикладена до тіла з ПКМ спричинює деформацію, яка супроводжується зміною внутрішньої енергії і ентропії. Просторово-зшитим ПКМ з малою частотою зшивок (рідкосітчасті) за температур, що є більшими від температури зішклення ($-100^\circ\text{C} \div -120^\circ\text{C}$), властиві напруження, що характеризуються тільки зміною ентропії [322], оскільки $f_U = 0$.

Є очевидним, що за малих деформацій ідеального твердого тіла (кристалу), коли кристалічна структура не порушується, напруження виникають лише за рахунок зміни міжатомних віддалей у кристалічній ґратці, тому для ідеального кристалу $f_S = 0$ (зміна ентропії є рівною нулю).

Правильність висновків процесу деформації ПКМ, зроблених з точки зору термодинаміки, підтверджується супутніми тепловими ефектами, зокрема, якщо сталевий стрижень з вантажем, що на ньому висить, нагріти, то стрижень видовжиться. Разом з тим, крім звичайного теплового розширення, проявиться послаблення взаємодії атомів у кристалічній ґратці, і пружність сталі, що утримує зразок, спаде. З ПКМ суть справи є іншою, під час їх деформації вся

робота зовнішніх сил перетворюється на теплоту, а ентропія zdeформованого ПКМ спадає [322].

Явище виділення тепла за умови розтягу ПКМ певним чином пов'язане зі скороченням zdeформованого ПКМ за нагрівання. Якщо зразок миттєво розтягнути, то його температура зросте, але, якщо тримати зразок у розтягнутому стані до охолодження за кімнатної температури і після цього звільнити кінці, то це спричинить охолодження зразка [353]. Отже, виділення теплоти є зворотнім.

Зниження ентропії за умови розтягу ПКМ пояснюється природою еластичної деформації, яка пов'язана з випрямленням зкручених макромолекул, що, у свою чергу, призводить до зменшення кількості можливих конформацій [353].

За рівнянням Больцмана:

$$S = \left(\frac{R}{N_A} \right) \ln W, \quad (3.54)$$

де R – універсальна газова стала;

N_A – число Авогадро;

W – термодинамічна ймовірність стану,

термодинамічна ймовірність стану визначається числом мікростанів, які відповідають даному макростану. За рівністю (3.54) зі зменшенням W зменшується ентропія, тобто деформація ПКМ призводить до статистично менш ймовірного термодинамічного стану, тобто до зменшення ентропії [353].

Обґрунтування вибору такого підходу полягає у тому, що це дає можливість, застосовуючи метод Монте-Карло, отримати розподіл ймовірних значень змінних величин від яких залежить результат який очікується, тобто за рахунок чого можна отримати, у нашому випадку, підвищення адгезії, підвищення міцнісних характеристик ПКМ, отримати картину про розподіл напружень, яким може задовольняти покриття на поверхні елементів бурильної колони в процесі експлуатації за умов будівництва глибоких, ПС та ГС ділянок стовбура свердловин [296].

3.4.3 Дослідження ступеня зношуваності та адгезії обраного полімеру

Як було наведено вище, полімерні покриття володіють низьким коефіцієнтом тертя, але існує проблема їхнього стирання з поверхні в процесі притискання бурильної колони до гірської породи стінок свердловини. Отже, важливим є прогнозування ступеня зношуваності цих покриттів за певних параметрів буріння та з визначення оптимальної товщини покриття для забезпечення позитивного результату під час буріння свердловини [293].

Враховуючи глибини свердловин та проходку на долото, які визначають шлях тертя бурильної колони, слід визначити силу її притискання до стінок свердловини, та емпірично визначити зносостійкість полімеру.

Щоб розрахувати товщину полімерного покриття ми застосовували методику дослідження полімерних покриттів на зношуваність і стирання на устаткуванні AP-40 (рис. 2.11), описаному у розділі 2, що має барабан з корундовим покриттям, на який можна подавати змінне зусилля, і металеву підкладку, на яку наносять полімерне покриття. Після дослідження зразок зважували для визначення зношуваності, (в мг/год).

За відомої швидкості обертання барабана, його діаметру і часу дослідження визначається шлях тертя, на якому відбулося зношування і навпаки, зношування, яке відбулося на заданому шляху тертя. Товщину зношеного шару визначали з такої умови:

- об'єм зношеного полімерного покриття за 1 год:

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot l, \quad (3.55)$$

де R – радіус поверхні барабана;

з іншого боку цей же об'єм можна визначити, як

$$V = \frac{m}{\rho}, \quad (3.56)$$

де m – маса полімерного покриття, зношеного за 1 год, кг;

ρ – густина полімерного покриття, кг/м³.

Прирівнявши праві частини рівнянь, одержимо:

$$l = \frac{m}{\rho \pi R^2}. \quad (3.57)$$

Знаючи частоту обертання барабана легко визначити величину зношування, яка вимірюється в довжині шляху тертя за годину. Залежність зношуваності полімерного покриття від навантаження є лінійною, тому запишемо таким рівнянням:

$$G = kF \quad (3.58)$$

де k – коефіцієнт зношуваності, $м/год$.

Розрахунок товщини шару зношеного полімерного покриття за заданого питомого зношення, притискувальної сили і шляху тертя, що визначають для заданої глибини свердловини і проходки, проводився за методикою, наведеною в розділі 2. Вона ж застосовується й для оберненої задачі – визначення зносостійкості полімерного покриття, необхідної для того, щоб забезпечити збереження покриття за заданої товщини, притискуючих зусиллях, шляху тертя й проходки. Тип покриття підбирався з врахуванням фрикційності й адгезійності [263].

Щоб розрахувати необхідну товщину полімерного покриття приймали такі умови:

- питома зношуваність – $15 \cdot 10^{-8}$ кг/год;
- зношуваність 1152 м/год;
- коефіцієнт зношуваності – $0,65 \cdot 10^{-7}$ м/Н.

Результати проведених досліджень доводять, що:

- зношуваність зростає зі збільшенням притискуючих зусиль та глибини свердловини;
- полімерне покриття завтовшки $\sim 3 \cdot 10^{-3}$ м може застосовуватись для буріння свердловини до 7000 м, за проходки в один рейс, що дорівнює 100 м, і за притискуючої сили 700 Н.

Притискаюча сила 700 Н для вищенаведеної КНБК виникає під час викривлення стовбура свердловини $1 \div 1,5^\circ$ на 25 м. Разом з тим, було отримано результати розрахунку питомої зношуваності полімерного покриття залежно від

його товщини й сили притискування [296]. Ці вимоги зростають зі збільшенням сили й зменшенням товщини покриття.

Це ілюструє графічна залежність (рис. 3.12) необхідної товщини покриття від викривлення стовбура свердловини на різному шляху тертя.

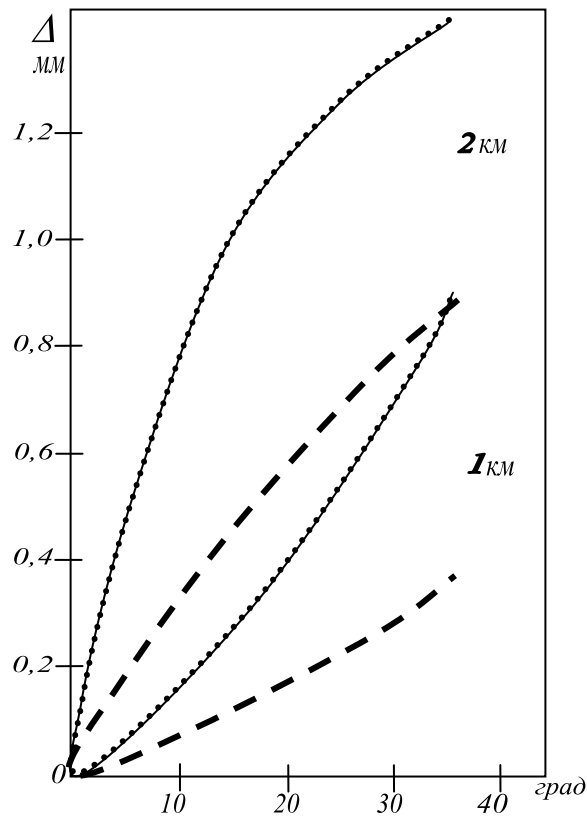


Рисунок 3.12 – Характеристична залежність зношуваності Δ полімерної поверхні від кута φ викривлення свердловини та глибини стовбура

Як видно з рис. 3.12, зношуваність зростає зі збільшенням цих величин.

Як показано вище, сила прихоплення, що складається з механічної складової F_M , зумовленої дією перепаду тиску й адгезійної сили F_A взаємодії металеві поверхні труб з поверхнею кірки стовбура свердловини, описують рівнянням Дерягіна:

$$F = \mu(F_M + F_F), \quad (3.59)$$

де μ – коефіцієнт тертя.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень [296] ми встановили, що полімерне покриття не впливає на механічну

складову F_M , але дозволяє зменшити адгезійну складову F_A і коефіцієнт тертя μ .

Адгезійна складова F_A є пропорційною добуткові питомої адгезійної сили A , що має розмірність тиску, на площу контакту труби з кіркою поверхні стовбура свердловини:

$$F_A = 2AR_T l \sin \alpha, \quad (3.60)$$

де R_T – радіус труби, м;

l – довжина елемента труби, м;

α – половина кута охоплення труби кіркою:

$$\alpha = \arccos \frac{R_c^2 - (R_c - R_T)^2 - R_T^2}{2R_T(R_c - R_T)}. \quad (3.61)$$

В умовах притискання колони труб до стінки свердловини, в інтервалах нахилу і викривлення стовбура свердловини, з боку колони труб на стінці відбувається ущільнення або консолідація, за таких умов виникає градієнт тиску. Це призводить до витискання частини рідини з пристінкового шару стовбура свердловини й кірка ущільнюється. Диференціальне рівняння яке враховує цей процес, що, відповідно, веде до зміни тиску в кірці [325], задається рівнянням Терцагі:

$$\frac{\partial P_f}{\partial t} = C_g \frac{\partial^2 P_f}{\partial x^2}, \quad (3.62)$$

де C_g – коефіцієнт консолідації.

Граничні умови, що накладають для розв'язання цього рівняння, є такі:

1. надлишковий тиск вологи в порах, що діє на стінки свердловини порівняно з пластовим, дорівнює нулю $P_f(0, t) = 0$;

2. початковий розподіл гідравлічного тиску в кірці є лінійним, або $P_f(x, 0) = px/L$;

3. поверхня труб є непроникною, або $\frac{\partial P_f(L, t)}{\partial x} = 0$.

Тоді розв'язок рівняння Терцагі за даних граничних умов набуде такого вигляду:

$$P_f(x, \tau) = \frac{8}{\pi^2} \Delta P \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{(2n-1)^2} \exp[-(2n-1)^2 \cdot N] \sin\left[\frac{(2n-1)\pi x}{2L}\right], \quad (3.63)$$

де

$$N = \frac{\pi^2}{4} \tau = \frac{\pi^2 k \cdot t}{4\eta \cdot m_g L^2}; \quad (3.64)$$

де k – проникність кірки поверхні стовбура свердловини, %;

η – в'язкість фільтрату промивальної рідини, Па·с;

m_g – показник ущільнення кірки, кг/м²;

L – товщина кірки стінки свердловини, мм;

t – час, с;

C_g – коефіцієнт консолідації;

$\Delta P = P_f - P_0$ – різниця тисків, Па;

P_f – гідравлічний тиск, Па;

P_0 – тиск біля стінки свердловини, Па;

τ – фактор часу, с.

На поверхні контакту труби з кіркою тиск рідини й навантаження на частинки кірки змінюватимуться за законом:

$$P_f(L, \tau) = \frac{8}{\pi^2} \Delta P \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\exp[-(2n-1)^2 N]}{(2n-1)^2}, \quad (3.65)$$

$$P_s(L, \tau) = \Delta P \left[1 - \left(\frac{8}{\pi^2} \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\exp[-(2n-1)^2 N]}{(2n-1)^2} \right]. \quad (3.66)$$

У табл. А.3 (у додатку) наведено значення гідравлічного тиску P_f й тиску на скелет кірки P_s для умов поверхні контакту кірки з плоским непроникним елементом, що втискується в неї залежно від фактору часу τ й використовуваного перепаду тиску ΔP .

Як видно з наведених, даних перший період консолідації практично повністю закінчується за $\tau \geq 1$, коли тиск у порах кірки падає майже до

нуля та відбувається повне витиснення вологи з порового простору. За $\tau \approx 0,3$ закінчується перша половина першого періоду консолідації ($P_f=0,5$; $\Delta P=P_s$).

Для визначення коефіцієнта консолідації C_g використовують метод Казагранде [325], який передбачає апроксимацію кривої деформація-час як залежності, що поєднують фактор часу $\tau = \frac{C_g t}{L^2}$ й середні напруження в пристінковій кірці стовбура свердловини P_{cp} :

$$\tau = \begin{cases} \frac{\pi}{4} \left(\frac{P_{cp}}{100} \right)^2 & \text{за } P_{cp} < 53\%; \\ 1,781 \div 0,933 \lg(100 - P_{cp}) & \text{за } P_{cp} > 53\%. \end{cases}$$

Під час зменшення порового тиску P_f та збільшення тиску на скелет P_s відбувається зменшення пористості кірки та спад вмісту рідкої фази в ній.

У такий спосіб відбувається щільніший контакт поверхні металу труб із частками твердої фази пристінкового шару та підвищення коефіцієнта тертя й адгезійної сили.

Вплив водонасиченості глини на когезію глинистих часток впливає з отриманих Терцагі співвідношень [325] між нормальним δ і тангенціальним τ_f навантаженнями та когезією C_{ef} часток глини

$$\tau_f = C_{ef} + \bar{\delta}_f \operatorname{tg} \varphi = C_{ef} + (\delta + P_f) \operatorname{tg} \varphi, \quad (3.67)$$

де когезія C_{ef} залежить від вологості.

Як експериментально довів Б. В. Рауганатам [35], когезія спадає з підвищенням вологості, причому в напівлогарифмічних координатах, де по вісі абсцис відкладено вологість у процентах, а по вісі ординат – логарифм когезії, отримують пряму зі зворотнім нахилом, що починається від величини меншої 0,1 МПа при вологості 20%, до 0,005 МПа при вологості 40%.

Враховуючи залежність між питомою адгезійною силою й тиском на скелет кірки, закон тертя Терцагі можна записати так:

$$\tau_f = kP_s + (\delta + P_f)tg\varphi, \quad (3.68)$$

де k – коефіцієнт пропорційності.

Для окремого зв'язку когезійної взаємодії з тиском P_s на скелет кірки отримаємо:

$$A_k = kP_s = k\Delta P \left\{ 1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\exp[-(2n-1)^2 N] (-1)^{n+1}}{(2n-1)^2} \sin\left[\frac{(2n-1)\pi x}{2L}\right] \right\}. \quad (3.69)$$

Адгезійна взаємодія відбувається на поверхні контакту з глинистою кіркою, тобто за $x=L$. Оскільки глиниста кірка руйнується на межі її контакту з металом або поблизу цієї поверхні, то в першому наближенні можна вважати, що відбувається розрив адгезійних зв'язків, тоді питому адгезійну силу A взаємодії металу з глинистою кіркою обчислюють так:

$$A = kP_s = k\Delta P \left[1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\exp[-(2n-1)^2 N] (-1)^{n+1}}{(2n-1)^2} \right]. \quad (3.70)$$

Для глини наших регіонів коефіцієнт $k = 3,3 \cdot 10^{-2}$.

У табл. А.4 (у додатку) наведено результати вимірювань, на основі яких за законом тертя Дерягіна отримано величини коефіцієнтів тертя, та ступеня зношуваності (табл. А.18 в додатку).

Порівняльна характеристика коефіцієнтів тертя й адгезії різних полімерних покриттів між собою та з результатами випробувань пуансона без покриття, свідчить, що декотрі з них характеризуються значеннями питомої адгезійної сили та коефіцієнта тертя меншими на 40%, ніж у металевого зразка [293].

Зразок Ф-4 має найкращий результат, бо володіє адгезією та коефіцієнтом тертя у двічі меншим, порівняно з металом. Коефіцієнти консолідації у зразків були приблизно $C_v = 1,8 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2 / \text{с}$.

На основі проведених теоретичних досліджень, що стосувалися літературно-патентного пошуку, проведення математичних розрахунків і математичного моделювання процесів, пов'язаних з дослідженнями міцнісно-механічних характеристик полімерного покриття, було проведено експериментальні дослідження з вибору композиту й технології

полімерного покриття елементів компоновки низу бурильної колони [288]. Обрано три способи полімерного покриття, які, на наш погляд, є економічно ц технологічно вигідними. Вибір полімерного складу, наповнювачів та підкладок проводився з одержаних теоретичних досліджень та за результатами комп'ютерного програмного моделювання в системі «MathCAD», які найбільше задовольняють вимоги зносостійкості.

Для практичного застосування теорії міцності стосовно розрахунку довговічності адгезійного з'єднання метал-полімер рекомендують спосіб визначення енергії активації руйнування й коефіцієнта, що характеризує чутливість матеріалу до механічних напружень [101].

Як перший спосіб покриття, було проведено дослідження з отриманням полімерного покриття на зовнішній поверхні труб способом намотування полімерної плівки з подальшою термообробкою у вакуумованій камері за тиску 10^2 Па та температурі 220°C протягом 15 хв. Після цього проводився контроль якості покриття.

Встановили:

- 1) адгезія покриття до поверхні (за методом відшарування) ~ 1 кН/м;
- 2) твердість ~ 80 од. за Шором;
- 3) міцність на розрив під час розтягу ~ 25 МПа;
- 4) відносне видовження за розриву $\sim 120\%$;
- 5) термовитривалість $\sim 180^\circ\text{C}$;
- 6) хім. витривалість (зміна маси в 50% р-ні NaCl протягом 30 год) $\sim 0,5\%$;
- 7) витривалість у буровому розчині (без ознак відшарування) ~ 5 діб;
- 8) зносостійкість $\sim 0,2$ мг/год.

Стало зрозуміло, що цю технологію, яка характеризується низькою витривалістю до бурового розчину, недостатньою зносостійкістю, наявністю бульбашок між шарами, не можна рекомендувати як протиприхопливу для бурильних труб.

Другим способом було отримання покриття на зовнішній поверхні шляхом розпилення рідкого полімерного складу. 10%-й розчин полімеру в ацетоні

розпилювали пневматичним розпилювачем СО-61 під тиском газу $1 \div 2 \cdot 10^5$ Па. Після напилення шару $\sim 0,5$ мм, що досягалося подвійним шляхом, зразок витримували 30 хв на повітрі за звичайних умов для вивітрювання розчинника. Після цього в термошафі зразок нагрівали до температури $\sim 150^\circ\text{C}$ зі швидкістю $\sim 20^\circ\text{C}/\text{хв}$, з подальшою витримкою при нагріві протягом $15 \div 20$ хв. Після чого зразок охолоджували у повітряному середовищі й оцінювали покриття.

Встановили:

- 1) адгезія покриття $\sim 1,2$ кН/м;
- 2) твердість ~ 50 од.;
- 3) міцність на розрив під час розтягу ~ 12 МПа;
- 4) видовження за розриву 140%;
- 5) термовитривалість $\sim 120^\circ\text{C}$;
- 6) хім. витривалість (зміна маси в 50% р-ні NaCl протягом 30 год) $\sim 0,4\%$;
- 7) витривалість у буровому розчині (без ознак відшарування) ~ 50 діб;
- 8) зносостійкість $\sim 0,25$ мг/год.

Зрозуміло, що ця технологія є порівняно простішою й може бути реалізована з допомогою стандартного обладнання та бути рекомендованою як протиприхоплива.

Третім був спосіб електростатичного напилення полімерного порошку, схема якого наведена у розділі 2. Як і в попередніх способах, поверхня попередньо оброблялася перед нанесенням полімеру. Нанесення порошкоподібного полімеру проводилось на трубу, що обертається, шляхом електростатичного напилення. Товщина порошку на поверхні труби складала 3 мм. Товстіший шар порошку є недоцільним, оскільки почнеться його осипання через ефект екранування. Витримували зразок у термошафі протягом 15 хв за температури 230°C і охолоджували природнім шляхом до кімнатної температури. Далі покриття оцінювали за показниками як і в попередніх випадках.

Встановили:

- 1) адгезія $\sim 1,5$ кН/м;

- 2) твердість 90 од.;
- 3) міцність на розрив під час розтягу ~ 40 МПа;
- 4) відносне видовження за розриву 14%;
- 5) термовитривалість $\sim 120^\circ\text{C}$;
- 6) хім. витривалість (зміна маси в 50% р-ні NaCl протягом 30 год) $\sim 0,5\%$;
- 7) витривалість у буровому розчині (без ознак відшарування) ~ 60 діб;
- 8) зносостійкість $\sim 0,15$ мг/год.

Порівняльна характеристика дозволила віднести цей тип покриття до перспективних для виконання протиприхопливих функцій на бурильних трубах [296].

На основі аналітичних, експериментальних та промислових досліджень було встановлено, що нанесення полімерно-композиційних матеріалів на основі фторопласту Ф4 на поверхню елементів компоновки бурильної колони вдається запобігти процесам прихоплення бурильної колони в глибоких, похило-скерованих і горизонтальних ділянках стовбура свердловини під час буріння та суттєво зменшити сили тертя між стінками стовбура свердловини та елементами бурильної колони. Характеристична величина зменшення цих негативних явищ складає 90%. Даний спосіб захищено патентом України [217].

Результати промислових досліджень наведено в шостому розділі.

3.5 Дослідження умов роботи бурильної колони в глибоких свердловинах

Останнім часом науковців, як і промисловців, приваблюють великі глибини залягання покладів нафтогазового комплексу [58]. Лише за допомогою глибокого та надглибокого буріння можна отримати значний об'єм наукової інформації про розвиток тектонічних, седиментаційних, магматичних, метаморфічних та інших процесів, що керують виникненням і розвитком родовищ мінеральної сировини [170].

Низький розвиток буріння глибоких та надглибоких свердловин пов'язаний з багатьма техніко-технологічними проблемами, але здебільшого з розкриттям глибоких горизонтів, прогноз ускладнень і запобігання яких досліджені мало [181, 219].

Аналіз результатів буріння світового досвіду глибоких та надглибоких свердловин, наведених у табл. 3.2 свідчить про різні ускладнення, через які вони не були доведені до закінчення.

Таблиця 3.2 – Ускладнення за умов буріння глибоких та надглибоких свердловин

Свердловини	Глибина	Ускладнення
Кольська (Росія)	12262	Викривлення стовбура, підвищене обвалювання стінок, самозаклинювання, надмірне каверноутворення.
Тюменська (Росія)	7502	Викривлення стовбура, підвищене обвалювання стінок, самозаклинювання, прихоплення бурового інструменту, надмірне каверноутворення.
Берта Роджерс (США)	9583	Прихоплення бурильних труб через поступлення розплавленої сірки у стовбур свердловини.
Юніверсити (США)	8686	Прихоплення бурильної колони.
Биг Хорн (США)	7583	Обвали стінок стовбура свердловини, викривлення стовбура.
КТБ- Оберпфальц (Німеччина)	6101	Викривлення стовбура, каверноутворення.
Сильян Ринг (Швеція)	6800	Викривлення стовбура, каверноутворення.
Морська-3 (Крим)	5200	Прихоплення бурильної колони, обвал стінок свердловини
Лопушанська-2 (Україна)	5600	Викривлення стовбура, обвал стінок свердловини
Битків-4 (Україна)	4750	Прихоплення бурильної колони, обвал стінок свердловини
Олешнянська-3 (Україна)	5800	Викривлення стовбура, обвал стінок свердловини

Основними ускладненнями за умов буріння глибоких та надглибоких свердловин є аномально високі пластові тиски, високі (понад 200°C) температури, викривлення стовбура свердловини, а, як наслідок, утворення жолобів, поглинання промивальної рідини, нестійкість порід, що

складають стінки свердловини, флюїдопрояви, втрата поступального руху породоруйнівного інструменту, за умов дії диференціальних тисків, тобто виникнення прихоплення [150].

Незважаючи на те, що ускладнення, які виникають під час буріння звичайних і глибоких свердловин, є однаковими, умови їх ліквідації суттєво різняться, оскільки існує вплив глибинних чинників, що полягає у різних діапазонах температур, тисків та значеннях напружень гірської породи [157].

Як свідчать джерела [64, 153], глибокі свердловини Українських родовищ характеризуються явищем розущільнення порід за високих значень тисків (~ 70 МПа) і температур ($\sim 250^\circ\text{C}$), про що свідчили зразки керна матеріалу, які, при виносі на денну поверхню, розпадалися на тонкі дископодібні пластинки, що є проявом природного флюїдорозриву, тектонічного дроблення, хоча склад керна матеріалу засвідчує наявність дуже міцних порід, таких як кварцопіщаники та вапняки.

Отже, ускладнення, що виникають за умов буріння глибоких свердловин, можна розділити умовно на дві групи [172]. До першої групи відносять ускладнення, що стосуються геологічно-фізичних властивостей пласта цих глибин: високих температур, тисків, наявних високопроникних газоводоносних пластів, напруженого стану гірських порід та анізотропії їхніх властивостей. Проблеми, що виникають тільки через наявність високих тисків і температур, можна віднести до ускладнень, що стосуються зміни реологічних властивостей промивних рідин в умовах вибою свердловини, а також обмеження у застосуванні гвинтових вибійних двигунів (ГВД) та геофізичних пристроїв.

До другої групи відносять процеси та явища, що виникають за умов буріння, до яких і належать прихоплення, обвалювання стінок свердловини, каверноутворення та ін.

Враховуючи той факт, що під час буріння глибоких свердловин важливим є зменшення ваги БК, оскільки це відповідне навантаження на

талеvu систему, свого часу застосовувалися алюмінієві бурильні труби. Велике значення за умов буріння глибоких свердловин має температурний вплив на механічні властивості металів бурильних труб, що в результаті спричинює опір переміщенню колони в стовбурі свердловини. З цієї причини КНБК рекомендується складати з таких бурильних труб, матеріал яких є менш здатним до пониження міцнісних характеристик з підвищенням температури ($135\div 250^{\circ}\text{C}$). До них належать титанові сплави [261].

Тому багато країн проводять наукову діяльність з підвищення ефективності буріння глибоких свердловин. Розробляються нові рекомендації, технічні пристрої, засоби та технології. Вони стосуються і промивальних рідин, які на сьогодні відомі як PYRO-DRILL, CARBO-DRILL, MAGMA-TEQ, і міцних легких бурильних труб із застосуванням сплавів титану, а також нових модифікацій доліт [63].

Отже, основними напрямками наукових досліджень є такі, результатом яких стане створення нових технологій, технічних засобів і пристроїв, що зможуть задовольняти вимоги безаварійного буріння глибоких та надглибоких свердловин.

3.6 Висновки до розділу 3

1. Запропоновано для визначення роботоздатності та надійності елементів бурильної колони з точки зору теорії нелінійності застосування математичних розрахунків, які базуються на методах математичного аналізу із застосуванням різного класу інтегро-диференціальних рівнянь, функцій, матриць, де має враховуватись не повний спектр фізико-механічних величин, що давало б змогу в одній програмі розглядати довільний напрям задач, а вузьке спрямування програм, які дають більш точний результат, та можливість, застосовуючи ті чи інші методи оцінки результатів, більш точніше

прогнозувати роботоздатність та надійність елементів конструкції бурильної колони, зокрема таких відповідальних її складових, як різьбові з'єднання.

2. Доведено, що встановлення зв'язку між механічними характеристиками бурильної колони і режимними параметрами, які є небезпечними з позиції виникнення низькочастотних ($\sim 10^1$ Гц) коливань, і відповідних їм сферичних і циліндричних хвиль, забезпечує підбір компоновки низу бурильної колони, осьове навантаження і швидкість обертання бурильної колони таким чином, щоб звести до мінімуму негативний вплив низькочастотних коливань, які виникають під час буріння свердловини. Застосування математичного моделювання та дослідження поширення низькочастотних коливань у бурильній колоні показало, що і в сферичних і в циліндричних хвилях відбувається зміщення вузлових зон (де амплітуда має *min*). Зміщення вузлових зон сферичної хвилі призводить до її загасання у перехідній зоні з'єднань. Зміщення вузлових зон хвильового фронту циліндричної хвилі пропорційне коефіцієнту поглинання тіла труби, тому циліндрична хвиля деякої частоти існує лише в межах однієї труби. Загасання циліндричних хвиль низькочастотних коливань відбуваються в тілі самої труби до переходу між її елементами.

3. Вперше доведено, що полімерне покриття елементів БК на основі Ф-4, за незначної товщини 2÷3 мм та відповідної технології нанесення забезпечує високі фізико-технічні характеристики цього покриття на поверхні елементів БК і в процесі експлуатації володіє низьким коефіцієнтом зношуваності на достатньо великих шляхах тертя, які складають близько 4÷7,5 км. Поверхня бурильної колони, що покрита полімерним покриттям, у прихопленебезпечних ділянках, на базі фторопласту Ф-4, володіючи низьким коефіцієнтом тертя ($\sim 0,025$) не здатна до прихоплень, тому застосування полімерного покриття елементів БК для буріння глибоких ПС та ГС ділянок стовбура свердловин є оправданим.

4. Рекомендації стосовно полімерного покриття внутрішньої поверхні НКТ базую на підвищенні їхньої довговічності в десятки разів, оскільки воно

унеможлиблює осідання нафтопродуктів (парафінів і таке ін.) на їхніх стінках. Полімерне покриття елементів бурильної колони, зокрема ЗРЗ, запобігає корозійно-втомному руйнуванню, що значно збільшує термін їхньої експлуатації.

5. Запропоновано проведення процесу полімерного покриття безпосередньо на базі замовника, оскільки це метод, який можна здійснити в умовах нафтогазових промислів із використанням мобільного устаткування. Наявність такої можливості дозволить отримати полімерне покриття на бурильних, обсадних та насосно-компресорних трубах як на зовнішній, так і на внутрішній поверхнях, де це є необхідним, що з досвіду проведених досліджень є економічно вигідним.

6. Встановлено, що буріння глибоких свердловин пов'язане з наявністю високих тисків (~ 70 МПа) і температур ($\sim 250^\circ\text{C}$), вимагає розробки відповідного обладнання, техніки, технічних пристроїв та технологій буріння.

РОЗДІЛ 4

КОНСТРУКТИВНІ Й ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ БУРІННЯ ГЛИБОКИХ ПС СВЕРДЛОВИН

Сучасні технології передбачають використання у компонованні низу бурильної колони засобів та пристроїв, що прискорюють будівництво нафтогазових свердловин і підвищують процес інтенсифікації та нафтовіддачі вуглеводнів [88].

4.1 Розроблення конструкцій генераторів гідроакустичних коливань

Під час будівництва нафтогазових свердловин є крутильні та поперечні коливання бурильної колони, які призводять до значних динамічних навантажень на породоруйнівний інструмент. Основною причиною виникнення цих коливань є нерівномірність сколювання гірської породи, наслідком чого є поява запасу потенціальної енергії пружно деформованого стану як бурильної колони в цілому, так і бурового інструменту [109].

Дослідженнями механізму виникнення коливань під час роботи породоруйнівного інструменту займалися багато науковців [127, 284], які виявили, що з усіх видів коливань саме релаксаційні автоколивання, спричинені тертям елементів бурильної колони об стінки стовбура свердловини, є причиною каверноутворень на вибої. Наслідком цього є виникнення ґрунтових низькочастотних коливань багатошарошкового долота.

Релаксаційні автоколивання, що виникають під час буріння довільним типом долота, виникають за періодичного вивільнення енергії, що накопичується за рахунок тертя замків об стінки свердловини та розвантаження частини ваги колони на стінки стовбура. Дуже суттєвими є ті автоколивання, які

виникають через деформований стан колони, яка має вигляд просторово-деформованої спіралі. Частота таких коливань є в межах інфразвукового діапазону [22].

Зубцеві високочастотні поздовжні коливання шарошкових доліт, що виникають через перекочування зубців шарошок по поверхні вибою свердловини, відіграють важливу роль у підвищенні механічної швидкості буріння. Вони інтенсифікують процес руйнування гірської породи й володіють частотами в межах $70 \div 400$ Гц. Грунтові коливання володіють набагато меншою частотою, ніж зубцеві, і лежать в межах $3 \div 5$ Гц, за умови буріння ротором і $25 \div 35$ Гц, за умови буріння вибійними двигунами. Але ці низькочастотні коливання мають високу амплітуду й тому є енергоємними, а це зі свого боку викликає інтенсивне втомне руйнування бурильних труб, вибійних двигунів, опор долота й стає основною причиною більшості аварій, що стаються з елементами бурильної колони під час буріння вибійними двигунами, та значної частини аварій під час роторного способу буріння [43].

За останні десятиліття як вітчизняні так і зарубіжні науковці проводили теоретичні, експериментальні, та промислові дослідження стосовно керування динамікою породоруйнівного інструменту задля ефективнішого використання енергії коливань низу бурильної колони [125].

Ще у 80-х роках минулого століття на основі експериментальних досліджень коливних процесів було доведено, що поздовжні коливання підвищують механічну швидкість буріння, але прискорюють процес руйнування опор багатошарошкових доліт, а за нераціонального вибору режиму можуть спричинити суттєве зниження проходки на породоруйнівний інструмент. Ці дослідження проводились [290] при забезпеченні однакових умов за статичного та вібраційного буріння, зокрема за сталої збурювальної сили, значення якої складали 28, 40, 63, 92 кН. Частоти коливань вібратора були в межах $10^1 \div 10^2$ Гц. Результати досліджень підтвердили, що під час буріння тришарошковим долотом накладання поздовжніх коливань призводить до підвищення механічної швидкості буріння [25], зокрема з підвищенням частоти

коливань в межах від 10^1 до 10^2 Гц швидкість буріння зростає, але не прямо пропорційно, а з наявністю декількох відносних екстремумів. У першому наближенні ефективність накладання коливань є пропорційною до квадрату частоти збурень. Вплив вертикальних коливань на швидкість буріння спадає зі зменшенням твердості породи.

За результатами досліджень, проведених компанією British Petroleum [224] встановлено, що застосування в компоновці низу бурильної колони пристроїв, які здатні регулювати навантаження на долото, під час буріння похило-скерованих свердловин за середніх та великих zenітних кутів ($16\div 90^\circ$ на 85-ти морських свердловинах), дозволяє підвищити механічну швидкість буріння на 35% в режимі роторного буріння та на 15% за використання шарошкових доліт. Число аварій у свердловині, зумовлених руйнуванням інструменту, каротажем, забійними двигунами знизилося на 40-50% [247].

На сьогодні існує багато пристроїв, які сприяють підвищенню ефективності буріння свердловин. У своїй різноманітності ці пристрої є такими, що за основу використовують енергію коливань. До них належать гідромоніторні породоруйнівні інструменти, осцилятори-турбулізатори, гідроакустичні пристрої для буріння свердловин, свердловинні гідравлічні вібратори, пристрої гідродинамічного впливу на вибійну зону свердловини, пристрої для вібраційного буріння свердловини, гідравлічні пульсатори, гідрокавітаційні генератори, вібродолота, насадки для отримання пульсації самозбурюваних коливань струмини бурового розчину, гвинтові вибійні двигуни з пульсуючим впливом на вибій свердловини під час буріння свердловини і таке інше [284]. Отже, інтенсифікуючий вплив коливних процесів і закручених потоків на енергомасоперенесення є досить значним.

Хоча дослідження фізичних властивостей закручених потоків мають неабиякий практичний інтерес, та все ж таки фізична природа розвитку в них коливних процесів ще до кінця не встановлена, оскільки існує ряд невирішених питань. Головним з них є фізичний механізм генерації коливань, оскільки розуміючи його, можна, заздалегідь розрахувавши параметри генераційних

пристроїв та, врахувавши геологічні умови горизонтів, керувати процесом буріння свердловини, забезпечуючи безаварійність та підвищення швидкості будівництва свердловини [286].

4.1.1 Дослідження конструктивних характеристик камери генератора гідроколивань

Так, залежно від розподілу осьової швидкості, процесу формування степеневого закону закручення потоку та фізико-реологічних властивостей промивальної рідини, задається стійкий стаціонарний рух течії в кільцевому каналі труби, а разом із тим володіючи певними властивостями, потік має сприятливі умови для регулювання значеннями диференціального тиску залежно від конкретних геолого-технічних умов [282].

Стійкий обертово-поступальний рух течії потоку досягається при певних значеннях числа Фруда (Fr), які є різними для рідин з різними реологічними властивостями, при цьому для числа Рейнольдса (Re) ньютонівська рідина повинна мати значення вдвічі більше ніж неньютонівська, і між ними існує функціональний зв'язок за параболічним законом [317].

Є достатньо теоретичних та експериментальних досліджень, у яких розглядається механізм вихрового збурення коливань. Зокрема [40], аналіз рівняння руху ідеальної стискуваної рідини для тривимірного випадку методом малих збурень довів, що за певних допущень форма збурень має несиметричний характер і лінійно залежить від частоти обертання приосьового вихору. У роботі [93] описано явище випромінювання коливань закрученим потоком і встановлено, що частота коливань змінюється пропорційно до об'ємного розходу рідини, а приосьовий вихор у зоні вихідної ділянки камери відхиляється від геометричної осі генератора й виконує довкола неї колові прецесійні рухи. Також було встановлено, що частота регулярної прецесії вторинного вихору збігається з частотою основного коливання й пов'язана з кутовою швидкістю обертання квазітвердого ядра потоку. Важливим є те, що вихровий генератор, як випромінювач коливань по суті, є диполем, що

обертається. Таким чином, явище нестійкості закрученого потоку – прецесію та її взаємозв'язок з частотою й напрямком випромінюваних коливань – можна вважати достовірним [104].

Для розуміння суті фізичного процесу роботи гідроакустичних пристроїв є важливим питання у якій саме області зароджуються коливання і як саме вони передаються навколишньому середовищу [103].

На прикладі розробленого нами генератора (рис.4.1), в основі якого лежить тороїдальна камера закручування потоку, фізична суть процесу полягає в тому, що камера закручування характеризується радіусом закручування R_k , довжиною камери L_k , звуженою вихідною ділянкою L_c та вихідним радіусом R_c куди через тангенційні канали потрапляє робоча рідина.

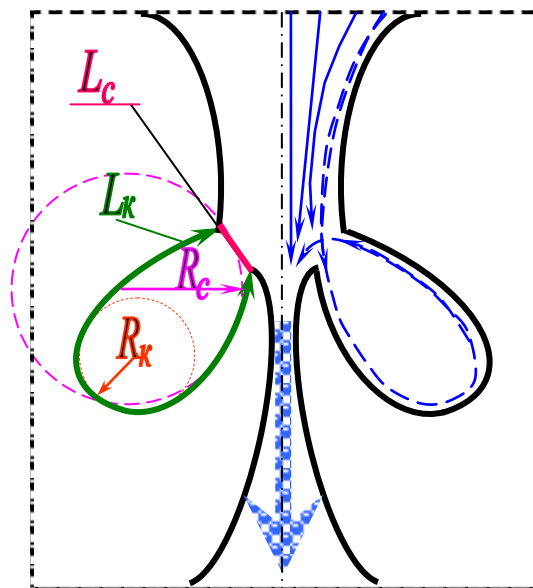


Рисунок 4.1 – Схема тороїдальної вихрової камери генератора
коливань

Рух рідини в камері супроводжується утворенням складної структури, що складається з двох обертово-поступальних потоків [111]. По периферії камери рухається так званий первинний вихор, що має в поперечному перерізі форму кільця із зовнішнім радіусом R_c та внутрішнім r_m . Центральну область займає вторинний вихор, що утворюється у наслідок

залучення в рух первинним потоком рідини з навколишнього середовища. Тангенціальна складова швидкості вторинного вихору \mathcal{G} підпорядковується обертовому рухові квазітвердого тіла:

$$\frac{\mathcal{G}}{r} = const \quad (4.1)$$

де r – поточний радіус вихору;

поступальна ж складова на межі з первинним вихором має однаковий з ним напрям, а поблизу осі – протилежний.

У тому випадку, коли густина рідини у вторинному вихорі стає значно меншою, ніж густина у первинному (наприклад витікання води в повітря), течія, як правило, залишається стійкою [112].

Затоплена ж струмина за певних умов втрачає свою стійкість: в камері закручування виникають інтенсивні періодичні пульсації швидкості і тиску, які розповсюджуються у вигляді хвиль.

Механізм цього явища полягає у тому, що коливання тиску δP зароджуються у порожнині вихрової камери генератора внаслідок періодичних пульсацій швидкості $\delta \mathcal{G}$ в первинному потоці. Це спричинюється регулярними змінами форми поперечного перерізу первинного потоку вторинним вихором, який одночасно з обертовим рухом навколо власної вісі виконує прецесійний рух навколо вісі камери закручування [278].

Первинний вихор, у якому швидкість і тиск є функціями часу і кута повороту потоку, що виходить з генератора, випромінює у навколишнє середовище коливання так само, як це робило б дипольне джерело, що обертається.

Розвиток прецесії вторинного вихору стає можливим лише тоді, коли розподіл в ньому обертової складової швидкості тою чи іншою мірою відповідає закону обертання твердого тіла, тобто виконується рівняння (4.1). У цьому випадку кількість обертової енергії, що передається від первинного вихору до вторинного, стає настільки значною, що частина її перетворюється в енергію поперечних коливань [183].

Якщо з якихось причин (до прикладу мале значення L_k) вторинний вихор не встигає в межах камери набути обертового руху по всьому поперечному перерізу, то прецесійний рух через мале значення збурювальних сил поперечного зміщення не зможе бути зреалізованим [298]. Отже умови, які є необхідними для виникнення і передачі коливань зводяться до таких:

1) однакова або близька за фізичною суттю природа робочого тіла (потоків в камері) й навколишнього затрубного середовища;

2) певна мінімальна довжина камери закручування L_k , достатня для формування вторинного вихору, який обертатиметься за законом обертового руху твердого тіла.

Ми досліджували хвильові характеристики генератора з відкритим виходом $R_c = R_k = 10$ см, та з прикритим виходом. Ступінь прикриття обчислюється таким співвідношенням

$$C = \frac{R_c}{R_k}. \quad (4.2)$$

Відносна довжина звуженої ділянки камери визначається за такою залежністю:

$$\bar{L}_c = \frac{L_c}{2R_k}. \quad (4.3)$$

Конструкція генератора змінювалася методом математичного моделювання, описаного в роботі [24]. Зміни стосувалися ступеня закручування потоку, який характеризується геометричним параметром A ($A = 2; 4; 8; 16\dots$) та відносної довжини камери закручування \bar{L}_k :

$$\bar{L}_k = \frac{L_k}{2R_c}, \quad (4.4)$$

яка змінювалася в межах $L_k = 2 \div 5$.

Величина параметру A визначалася таким співвідношенням:

$$A = \frac{RR_c}{nr_{ex}^2}, \quad (4.5)$$

де n – кількість вхідних тангенціальних каналів;

r – їх радіус.

Отримано діаграму спрямованості (співрозміщення вихідного отвору вихрового генератора коливань (ВГК) і напрямку потужності випромінювання) у двох взаємно перпендикулярних напрямках, яка свідчить, що хвильове поле ВГК є осесиметричним (рис. 4.2). Двопелюсткова форма діаграми пояснюється дипольним характером випромінювання. Особливий інтерес мають характеристики хвильового тиску в площині, перпендикулярній до осі випромінювача.

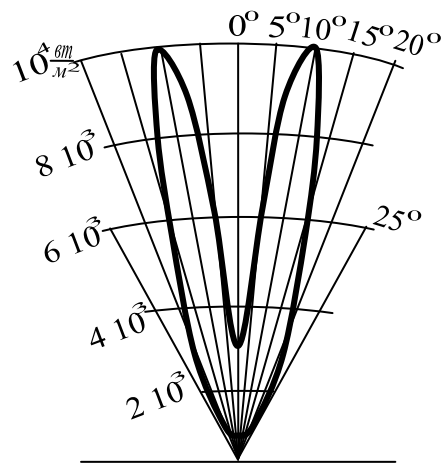


Рисунок 4.2 – Діаграма залежності спрямованості ВГК від параметрів камери

Встановлено, що повинна існувати деяка мінімальна довжина вихрової камери L_{\min} , оскільки за умови $L_k < L_{\min}$, вторинний вихор не зможе набути квазітвердого обертового руху, а, відповідно, коливання не виникнуть.

Варіації ступеня закручування потоку були у достатньо широкому діапазоні. Параметр A змінювався в межах $1,75 \div 20$. Величина \bar{L}_k змінювалася дуже плавно від 0 до 10, за цих умов $R_k \leq R_c$ до межі 8 см.

Як засвідчили дослідження та обчислення, проведені з допомогою методів програмування, «мінімальна» довжина L_{\min} існує, а її величина залежить від геометричного параметра A (рис. 4.3).

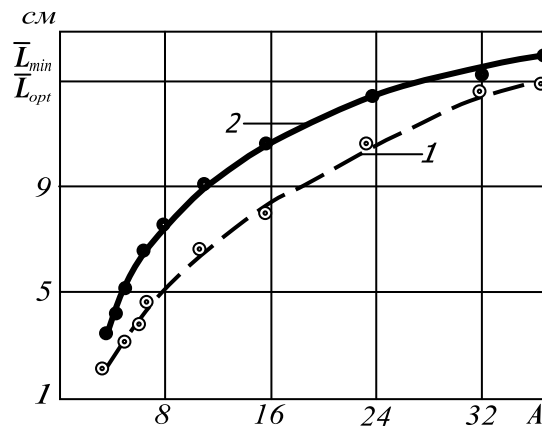


Рисунок 4.3 – Залежність мінімальної (1) та максимальної (2) довжини камери закручування від параметра A

Зі збільшенням величини L_k інтенсивність коливань зростає, досягаючи максимального значення за деякої довжини $L_k = L_{opt}$, після чого зменшується (рис. 4.4).

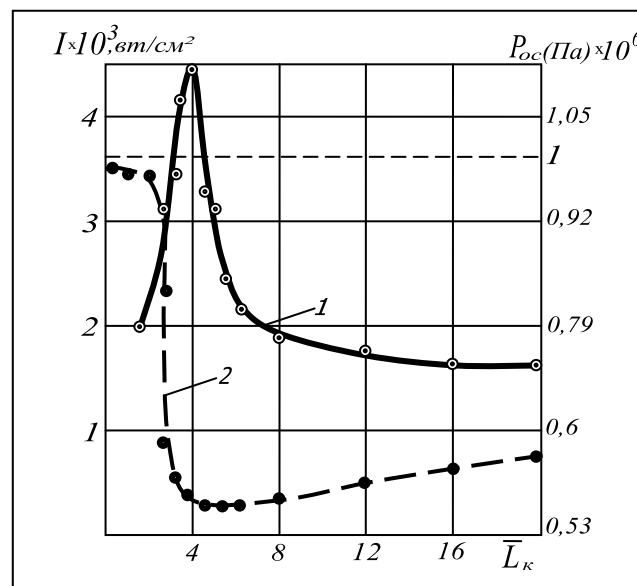


Рисунок 4.4 – Залежність інтенсивності коливань I (1) та тиску P (2) на осі камери від відносної довжини камери закручування

Відносна величина

$$\bar{L}_{opt} = \frac{L_k}{2R_c}, \quad (4.6)$$

визначається, головним чином, значенням геометричного параметру A (рис. 4.3) і, практично, не залежить від об'ємного розходу камери.

Екстремальний характер залежності інтенсивності випромінювання від поздовжніх розмірів вихрової камери на разі не знайшов достатньо переконливого фізичного пояснення. Хвильовий резонанс для такої конструкції є неможливим, оскільки величина \bar{L}_{opt} не залежить ні від швидкості потоку ні від швидкості поширення коливань у твердому тілі.

Максимум випромінювання залежить від особливостей гідродинамічної взаємодії вихорів, інтенсивність випромінювання залежить від довжини камери й ступеню закручування первинного вихору. Це підтверджується однозначним взаємозв'язком ступеня розрідженості в приосьовій області генератора з інтенсивністю випромінювання.

Із підвищенням ступеня закручування зростають відносні величини тангенціальних складових швидкості й поперечного розміру вторинного вихору. Тому для набуття квазітвердого обертового руху йому є необхідною більша довжина камери закручування.

Імовірно цим пояснюється неперервний ріст величин \bar{L}_{min} та \bar{L}_{opt} зі збільшенням геометричного параметру A (рис. 4.3).

Як видно з рис. 4.4 у межах оптимальної генерації коливань спостерігається мінімум тиску на осі камери, який у першу чергу залежить від інтенсивності взаємодії вихорів [280].

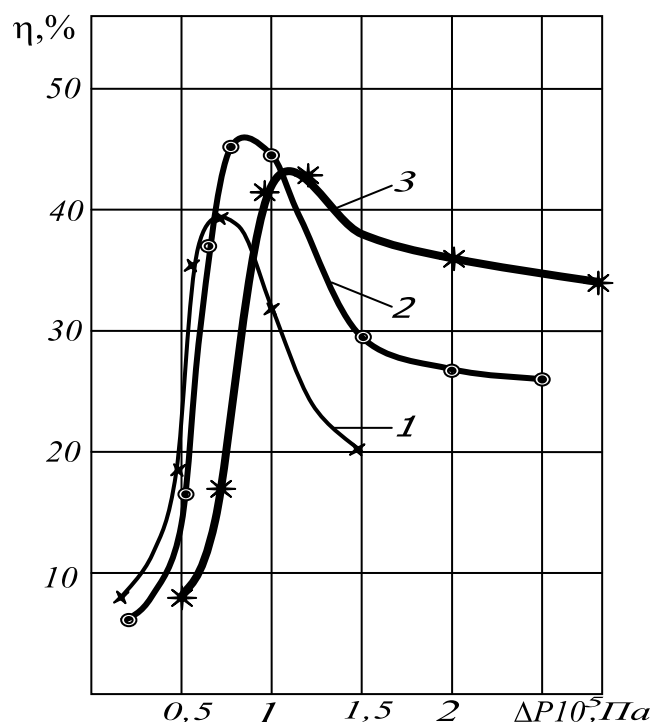
У табл. А.5, А.6, А.7 (у додатку) наведено хвильові характеристики генератора з параболічною формою камери: потужність хвильового випромінювання $W_{xв}$, частота випромінювання f , хвильовий коефіцієнт корисної дії $\eta_{xв}$, який визначався співвідношенням хвильової потужності й потужності адіабатичного стиску потоку в камері.

Із табл. А.5 видно, що збільшення довжини камери закручування в двічі, у порівнянні з оптимальною, спричинює зниження сумарної хвильової потужності $W_{xв}$ в 1,5÷4 рази залежно від параметра A .

Зі збільшенням \bar{L}_k монотонно спадає частота коливань унаслідок збільшення втрат швидкості. До того ж, швидкість зниження частоти зростає, зі збільшенням ступеня закручування потоку.

Це пояснюється тим, що зі збільшення ступеня закручування потоку зростає шлях, на якому потік взаємодіє зі стінками камери, а отже, зростають втрати на тертя.

Хвильова потужність генератора зростає пропорційно до об'ємного розходу рідини G , що проходить через нього. Аналіз даних, наведених у табл. А.6 свідчить, що швидкість зростання потужності суттєво спадає за умови переходу перепаду тиску на ВГК ΔP через деяке надкритичне значення, що становить 0,1 МПа. З цієї ж причини хвильовий к.к.д. ($\eta_{хв}$) характеризується чітко вираженим максимумом саме в області критичного перепаду тиску (рис. 4.5).



1 – для $A=16$; 2 – для $A=24$; 3 – для $A=32$.

Рисунок 4.5 – Залежність ККД хвильового генератора від перепаду тиску за різних режимів роботи

Відповідно до моделі хвилеутворення, частота випромінювання з підвищенням ступеня закручування й об'ємних витрат рідини неперервно зростає через збільшення швидкості обертання первинного та прецесії вторинного вихорів. Відома з теорії лінійна залежність частоти від об'ємних витрат зберігає свою справедливість лише для суттєво докритичних значень числа Маха (M) й нестискуваних рідин. Для інших випадків ця залежність стає нелінійною [2].

Генератори з суттєво звуженими вихідними каналами дають можливість підвищувати частоту випромінюваних коливань до 150 Гц і більше (рис. 4.6), але при цьому значно спадає хвильова потужність і к.к.д. ВГК, про що свідчать результати наведені у табл. А.7 (у додатку).

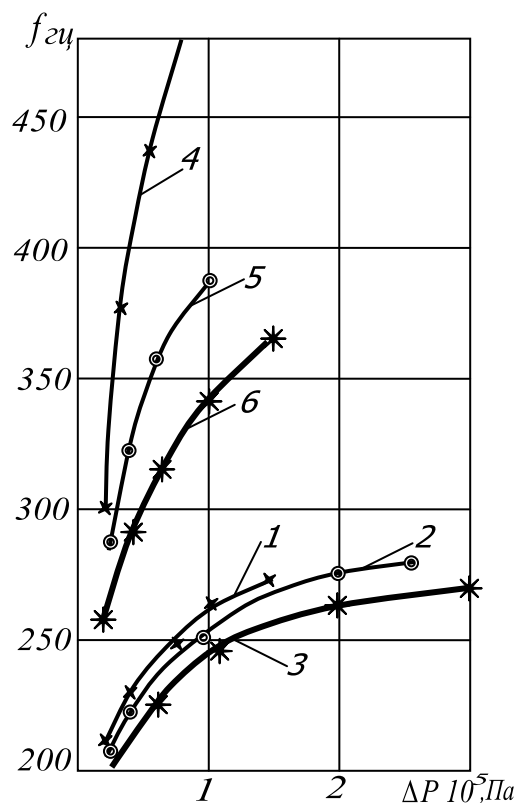


Рисунок 4.6 – Залежність частоти коливань від режиму роботи генератора

Підвищення частоти пояснюється тим, що за умови звуження вихідного каналу камери значно зростає тангенціальна складова швидкості

в потенціальному первинному вихорі, а це у свою чергу збільшує швидкість прецесії вторинного вихору.

Водночас підвищений рівень швидкості поряд зі збільшеним розміром пристінкового шару ($\delta = \frac{l}{\sqrt{\text{Re}}}$ – під час переходу в пристінковому шарі ламінарного режиму течії у турбулентний різко зростає опір рухові) спричинює ріст втрат на тертя об стінки камери, через що спадає $\eta_{x\delta}$.

Абсолютне ж значення $W_{x\delta}$, за умови звуження вихідного отвору камери, зменшується, в основному, через зменшення об'ємних витрат рідини, що проходить через генератор [298].

Дослідження та розрахунки генераторів з прикритим виходом камери ($C = 2$) свідчать, що зміна відносних довжин камери закручування і вихідного отвору в межах 1÷3 калібрів не має суттєвого впливу на величину $W_{x\delta}$, а частота коливань неперервно спадає з ростом L_k і \bar{L}_c .

4.1.2 Розрахунок АЧХ та ФЧХ коливань у потоці промивальної рідини

Потоки зі стійким турбулентним рухом володіють високими транспортуючими властивостями. Це стосується як ньютонівських, так і неньютонівських рідин. Для цього число Фруда (Fr), яке є однією з основних реологічних характеристик рідин, і за своїм порядком визначає відношення кінетичної енергії рідини до приросту енергії зумовленої роботою сил тяжіння на шляху, що дорівнює характерній довжині, повинно бути не меншим за 1. За такого значення сили в'язкості відіграють стабілізуючу роль і для ньютонівської рідини мінімальне значення критерію Рейнольдса (Re) складає 4500, оскільки він пов'язаний пропорційно зі швидкістю потоку в затрубному просторі. Для неньютонівської рідини мінімальне значення критерію Рейнольдса є $\text{Re} > 2000$, але тут функціональний зв'язок є параболічним [290].

Структура сучасних біополімерних промивальних рідин, які останнім часом широко застосовуються в бурінні, містить органічні та неорганічні

компоненти, тому й може з певним наближенням, при розробці наукових основ динаміки промивальних рідин в затоплених потоках, розглядатися з точки зору квазітвердого тіла [52].

Такі умови досягаються, якщо розподіл осьової швидкості потоку при вході у гідродинамічний генератор відбувається за параболічним законом, а на виході створюються такі умови, що обертова складова швидкості більша від осьової за степеневим законом розподілу [53]. За такої умови інерційні сили переважають над силами в'язкості, а масові сили консервативно впливають на потік.

Характеристики потоку із застосуванням гідродинамічних пристроїв найбільш повно описуються амплітудно-частотними (АЧХ) та фазово-частотними характеристиками (ФЧХ).

Безрозмірні рівняння руху та неперервності потоку [1] мають такий вигляд:

$$\frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{t}} = \left(\frac{L}{\bar{r} R^2 a} \right) \partial \left\{ \bar{r} \left[\left(\frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{r}} \right) \nu - \left(\frac{R}{g_0} \right) \langle u' v' \rangle \right] \right\} \partial \bar{r} - \left(\frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial \langle \bar{p} \rangle}{\partial \bar{x}}, \quad (4.7)$$

$$\left(\frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial \langle \bar{p} \rangle}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial \langle \bar{v} \rangle}{\partial \bar{r}} + \left(\frac{\bar{v}}{\bar{r}} \right) + \frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{x}} = 0, \quad (4.8)$$

де $\langle \bar{u} \rangle = \frac{\langle u \rangle}{U_0}$, $\langle \bar{v} \rangle = \frac{\langle v \rangle}{U_0}$ – безрозмірні усереднені складові осьової та

радіальної швидкості відповідно (вони включають як турбулентні, достатньо високочастотні, так і вимушені низькочастотні коливання);

U_0 – середнє значення швидкості потоку в трубі;

u', v' – турбулентні пульсації швидкості вздовж вісі та по радіусу;

ν – кінематична в'язкість рідини;

$\langle \bar{p} \rangle = \frac{\langle p \rangle}{p_0}$ – безрозмірний тиск;

p_0 – середній тиск в трубі;

$\bar{t} = \frac{ta}{L}$ – безрозмірний час;

$\bar{r} = \frac{r}{R}$, $\bar{x} = \frac{x}{L}$ – безрозмірні координати по радіусу і вздовж вісі труби;

$\alpha = \frac{\rho U_0 a}{P_0}$ – приведений опір рідини в трубі;

ρ – густина рідини.

Для виключення з рівняння (4.7) пульсаційних складових швидкості u' та v' застосовується гіпотеза Буссінеска про зв'язок дотичного турбулентного напруження τ_r з градієнтом швидкості вздовж радіусу

$$\tau_T = -\rho \langle u'v' \rangle = \rho \nu_T \frac{\partial \langle u \rangle}{\partial r}, \quad (4.9)$$

із врахуванням якого рівняння (4.7) набуде вигляду

$$\frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial t} = \left(\frac{L}{\bar{r} R^2 a} \right) \frac{\partial \left[\bar{r} (\nu + \nu_T) \frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{r}} \right]}{\partial \bar{r}}, \quad (4.10)$$

де ν_T – коефіцієнт турбулентної в'язкості.

Зручно розділити всі змінні на дві складові: на середні значення параметрів, що встановилися, і малі періодичні збурення (варіації). Тоді можна записати

$$\langle \bar{u} \rangle = \bar{u} + \delta \bar{u}, \quad \langle \bar{v} \rangle = \bar{v} + \delta \bar{v}, \quad \langle \bar{p} \rangle = 1 + \delta \bar{p}, \quad (4.11)$$

де $\bar{u} = \frac{u}{U_0}$ – безрозмірне стаціонарне значення поздовжніх

складових швидкості;

$\bar{v} = \frac{v}{U_0}$ – безрозмірне стаціонарне значення радіальної складової

швидкості;

$\delta \bar{u} = \frac{\delta u}{U_0}$ – безрозмірна варіація поздовжньої складової швидкості;

$\delta \bar{v} = \frac{\delta v}{U_0}$ – безрозмірна варіація радіальної складової швидкості;

$\delta \bar{p} = \frac{\delta p}{P_0}$ – безрозмірна варіація тиску.

Для отримання рівнянь, що описують розподіл у тракці коливань, шукаються частинні періодичні розв'язки системи рівнянь (4.8) і (4.10) у вигляді

$$\delta \bar{u} = \delta \bar{u}_a e^{(i\bar{\omega}t)}; \quad \delta \bar{v} = \delta \bar{v}_a e^{(i\bar{\omega}t)}; \quad \delta \bar{p} = \delta \bar{p}_a e^{(i\bar{\omega}t)}, \quad (4.12)$$

де $\bar{\omega} = \frac{\omega L}{a}$ – безрозмірна частота;

$\delta \bar{u}_a, \delta \bar{v}_a, \delta \bar{p}_a$ – безрозмірні амплітуди варіацій відповідних параметрів, які залежать від $\bar{x}, \bar{r}, \bar{\omega}$.

Лінеаризувавши рівняння (4.8) і (4.10), підставивши в них співвідношення (4.11) і розв'язки (4.12), знаходимо диференціальні рівняння, що зв'язують амплітуди коливань, тиску й складових швидкості вздовж вісі труби по радіусу

$$i\bar{\omega} \delta \bar{u}_a = -\left(\frac{1}{\alpha}\right) \frac{\partial \delta \bar{p}_a}{\partial \bar{x}} + \left(\frac{\bar{L}}{rR^2 a}\right) \frac{\partial \left[\bar{r}(v + v_T) \frac{\partial \delta \bar{u}_a}{\partial \bar{r}} \right]}{\partial \bar{r}}, \quad (4.13)$$

$$i\bar{\omega} \delta \bar{p}_a + \frac{\partial \delta \bar{v}_a}{\partial \bar{r}} + \frac{\delta \bar{v}_a}{\bar{r}} + \frac{\partial \delta \bar{u}_a}{\partial \bar{x}} = 0. \quad (4.14)$$

Для оцінення відносного вкладу кінематичної в'язкості рідини ν та коефіцієнта турбулентної в'язкості ν_T зіставляється товщина в'язкого пристінкового шару [2] $\xi = \frac{30\nu}{u_*}$ та глибина проникнення збурень углиб потоку за коливань в'язкого середовища (у ламінарному пристінковому шарі)

$$\delta = \left(\frac{2\nu}{\omega}\right)^{0,5}, \quad (4.15)$$

де $u_* = \left(\frac{|\tau_w|}{\rho}\right)^{0,5}$ – динамічна швидкість;

τ_w – дотичне напруження на стінці.

Для оцінення величини τ_w використовуємо зв'язок цього параметру з коефіцієнтом опору λ :

$$\tau_w = \frac{\lambda \rho U^2}{8}, \quad (4.16)$$

і рівнянням Блязіуса

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (4.17)$$

де U – середня швидкість в перерізі;

Re – число Рейнольдса.

Перетворення рівнянь (4.13), (4.14) проводимо введенням змінної

$$\delta \bar{z}_a = \delta \bar{u}_a + \left(\frac{1}{i \bar{\omega} \alpha} \right) \frac{\partial \delta \bar{p}_a}{\partial \bar{x}}, \quad (4.18)$$

враховуючи, що за умови $R \ll L$, $\frac{\partial \delta \bar{p}}{\partial \bar{r}} = 0$, визначається:

$$\frac{\partial^2 \delta \bar{z}_a}{\partial \bar{r}^2} + \left(\frac{1}{\bar{r}} \right) \frac{\partial \delta \bar{z}_a}{\partial \bar{r}} - i s^2 \delta \bar{z}_a = 0, \quad (4.19)$$

де $s = R \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}$ – безрозмірний параметр, який називають числом

Стокса. Розв'язок рівняння (4.19) має такий вигляд

$$\delta \bar{z}_a = E(\bar{x}, \bar{\omega}) J_0(i^{\frac{3}{2}} \bar{r} s) + F(\bar{x}, \bar{\omega}) Y_0(i^{\frac{3}{2}} \bar{r} s), \quad (4.20)$$

де J_0, Y_0 – функції Бесселя;

$E(\bar{x}, \bar{\omega}), F(\bar{x}, \bar{\omega})$ – невідомі функції.

Враховуючи, що за прямування аргументу до нуля функція Бесселя Y_0 прямує у нескінченність, а амплітуда варіації швидкості $\delta \bar{u}_a$, а отже й $\delta \bar{z}_a$ є обмеженими, то невідома функція $F(\bar{x}, \bar{\omega}) = 0$. Застосовуючи граничну умову залипання пристінкового шару $\delta \bar{u} = 0$ за умови $\bar{r} = 1$, знаходимо співвідношення для функції $E(\bar{x}, \bar{\omega})$, а відповідно для амплітуд варіації $\delta \bar{z}_a$

$$\delta \bar{x}_a = \left(\frac{1}{i\omega\alpha} \right) \left[\frac{J_0(i^2 s \bar{r})}{J_0(i^2 s)} \right] \frac{\partial \delta \bar{p}_a}{\partial \bar{x}}, \quad (4.21)$$

та варіації швидкості

$$\delta \bar{u}_a(\bar{x}, \bar{r}, \omega) = - \left(\frac{1}{i\bar{\omega}\alpha} \right) \left(\frac{\partial \delta \bar{p}_a}{\partial \bar{x}} \right) \left[1 - \frac{J_0(i^2 s \bar{r})}{J_0(i^2 s)} \right]. \quad (4.22)$$

Для аналізу розподілу амплітуд варіацій швидкості і тиску вводимо середню за перерізом амплітуду варіації швидкості

$$\delta \bar{U}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = \left(\frac{1}{\pi} \right) \int_0^1 2\pi \bar{r} \delta \bar{u}_a(\bar{x}, \bar{r}, \bar{\omega}) d\bar{r}, \quad (4.23)$$

яка за допомогою співвідношення (4.22) перетворюється до такого виду:

$$\delta \bar{U}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = - \left(\frac{1}{i\bar{\omega}\alpha} \right) \left(\frac{\partial \delta \bar{p}_a}{\partial \bar{x}} \right) \left[1 - \frac{2J_1(i^2 s)}{i^2 s J_0(i^2 s)} \right], \quad (4.24)$$

де J_1 – функція Бесселя першого роду першого порядку. Ввівши параметр β , що визначається такою залежністю

$$\left(\frac{1}{\beta^2} \right) = \left(\frac{2}{i^2 s} \right) \left[\frac{J_1(i^2 s)}{J_0(i^2 s)} \right] - 1, \quad (4.25)$$

рівняння руху (4.24) кінцево набуває такого вигляду

$$\delta \bar{U}_a = \left(\frac{1}{i\bar{\omega}\alpha} \right) \left(\frac{1}{\beta^2} \right) \frac{\partial \delta \bar{p}_a}{\partial \bar{x}}. \quad (4.26)$$

Провівши з рівнянням неперервності (4.14) аналогічні перетворення що й з рівністю (4.13), та врахувавши граничні умови на пристінковому шарі, одержуємо таке співвідношення

$$\delta \bar{p}_a = \left(\frac{\alpha}{i\bar{\omega}} \right) \frac{\partial \delta \bar{U}_a}{\partial \bar{x}}. \quad (4.27)$$

Виключивши з рівностей (4.26) та (4.27) амплітуду варіації тиску, отримуємо рівняння, що визначає розподіл амплітуд коливань середньої швидкості:

$$\frac{d^2 \delta \bar{U}_a}{d\bar{x}^2} - \beta^2 \bar{\omega}^2 \delta \bar{U}_a = 0. \quad (4.28)$$

Оскільки, корені характеристичного рівняння (4.28) дорівнюють $\pm \beta \bar{\omega}$, його розв'язок буде мати такий вигляд

$$\delta \bar{U}_a = C e^{(\beta \bar{\omega} \bar{x})} + D e^{(-\beta \bar{\omega} \bar{x})}. \quad (4.29)$$

Підставляючи розв'язок (4.29) у (4.27), знаходимо розв'язок для амплітуди варіації тиску:

$$\delta \bar{p}_a = i \beta \alpha \left[C e^{(\beta \bar{\omega} \bar{x})} - D e^{(-\beta \bar{\omega} \bar{x})} \right]. \quad (4.30)$$

Для визначення констант C та D формулюємо граничні умови для вибою та устя свердловини:

$$\bar{x} = 0; \quad \delta \bar{p}_a = \Psi_0 \delta \bar{U}_a + \gamma_0 \delta \bar{y}_0, \quad (4.31)$$

$$\bar{x} = 1; \quad \delta \bar{p}_a = \Psi_1 \delta \bar{U}_a + \gamma_1 \delta \bar{y}_1, \quad (4.32)$$

де Ψ_0, Ψ_1 – відповідно вхідний та вихідний імпеданси;

γ_0, γ_1 – коефіцієнти підсилення для зовнішніх збурень на вході $\delta \bar{y}_0$ і на виході $\delta \bar{y}_1$ потоку.

Підставлення розв'язків (4.29) й (4.30) у граничні умови (4.31) та (4.32) дає можливість визначити коефіцієнти C та D , після чого віднаходимо співвідношення, що зв'язують коливання швидкості й тиску за відомої частоти коливань:

$$\begin{aligned} \delta \bar{U}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = & \left(\frac{\gamma_1}{B} \right) \left[(\alpha_n - \Psi_0) e^{(\beta \bar{\omega} \bar{x})} + (\alpha_n + \Psi_0) e^{(-\beta \bar{\omega} \bar{x})} \right] \delta \bar{y}_1 - \\ & - \left(\frac{\gamma_0}{B} \right) \left\{ (\alpha_n + \Psi_1) e^{[\beta \bar{\omega} (1-\bar{x})]} + (\alpha_n - \Psi_1) e^{[-\beta \bar{\omega} (1-\bar{x})]} \right\} \delta \bar{y}_0; \end{aligned} \quad (4.33)$$

$$\begin{aligned} \delta \bar{p}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = & \left(\frac{\alpha_n \gamma_1}{B} \right) \left[(\alpha_n + \Psi_0) e^{(-\beta \bar{\omega} \bar{x})} - (\alpha_n - \Psi_0) e^{(\beta \bar{\omega} \bar{x})} \right] \delta \bar{y}_1 - \\ & - \left(\frac{\alpha_n \gamma_0}{B} \right) \left\{ (\alpha_n + \Psi_1) e^{[\beta \bar{\omega} (1-\bar{x})]} - (\alpha_n - \Psi_1) e^{[-\beta \bar{\omega} (1-\bar{x})]} \right\} \delta \bar{y}_0; \end{aligned} \quad (4.34)$$

де $B = (\alpha_n + \Psi_0)(\alpha_n - \Psi_1)e^{(-\beta\bar{\omega})} - (\alpha_n - \Psi_0)(\alpha_n + \Psi_1)e^{(\beta\bar{\omega})}$;

$\alpha_n = -i\alpha\beta$ – приведений хвильовий опір.

На рис. 4.7 наведено результат визначення хвильових характеристик тракту (АЧХ) генератора і зсуву фаз між амплітудами коливань (ФЧХ).

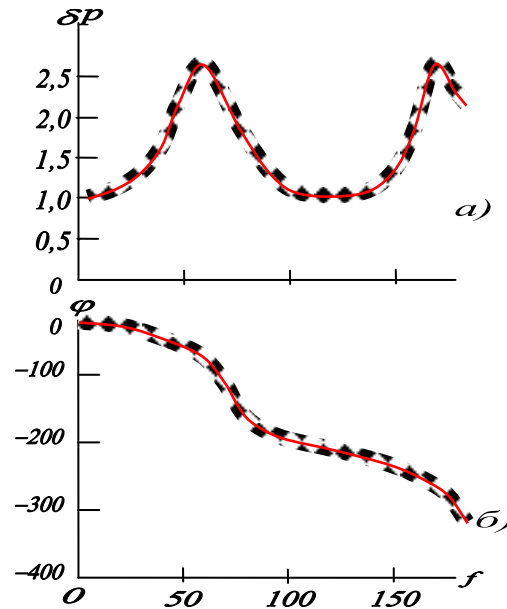


Рисунок 4.7 – Амплітудно-частотні (а) і фазово-частотні (б) характеристики тракту потоку рідини в затрубному просторі свердловини

Із наведених характеристик видно, як, залежно від амплітудно-частотних (рис. 4.7 а) та фазово-частотних (рис. 4.7 б) характеристик генератора, змінюються енергетичні характеристики потоку в затрубному кільцевому просторі свердловини.

Наявність резонансних піків дає можливість визначити межі таких амплітуд і частот, за яких робочі характеристики генератора будуть давати стійкий турбулентний потік, забезпечуючи ефективне очищення вибою стовбура свердловини під час буріння похило-скерованих і горизонтальних ділянок свердловин.

Рівняння (4.33) та (4.34) дають можливість визначити хвильові характеристики турбулентного потоку рідини у кільцевому каналі затрубного простору в свердловині за стійкого стаціонарного руху [117].

Під час розрахунків використовувалися дані реальних умов буріння, зокрема $P = 3 \text{ МПа}$; вхідні й вихідні характеристики тракту генератора містять розміри вхідних і вихідних камер генератора, для яких розхід рідини становить $Q = 36 \text{ л/с}$, а співвідношення хвильового опору становило $\frac{2\Delta p_1}{\rho U_0 a} = 2,55$ для полімерної рідини «БК».

4.1.3 Дослідження залежності власної частоти коливань затопленої струмини від параметрів генератора

Задля підвищення ефективності буріння нафтогазових свердловини за рахунок конструктивних та технологічних чинників нами розроблено й запатентовано ряд пристроїв із використання енергії генераторів коливань [60, 61, 62, 212, 92]. Робота цих пристроїв у своїй основі базується на створенні депресії у вибої свердловини та утворенні гідроакустичних поздовжніх коливань, що поширюються в затопленому потоці.

Пристрій для генерування гідроакустичних коливань міститься в корпусі долота, а також є ежекційний вузол для створення депресії. За певних геометричних параметрів камер гідроакустичного випромінювача можна отримувати хвилі в широкому спектрі частот.

На вибої свердловини створюються одночасно гідродинамічні і гідроакустичні коливання, що сприяє руйнуванню поверхневого шару вибою. Депресивний вплив активує виникнення коливань чим знижує енергоємність процесу руйнування породи [360]. Кількісно момент утворення коливань і ступінь їх розвитку оцінюється критичним числом коливань, яке вичислюється за відомим рівнянням з гідродинаміки. Пристрій може використовуватися як з ежекційним вузлом так і без нього, все залежить від пластового тиску, який існує в даному інтервалі буріння. За умов аномально високого пластового тиску, рекомендовано використовувати гідроакустичний генератор з ежекційним вузлом, а за умов аномально низького пластового тиску – без ежекційного вузла [356].

Пристрій гідроакустичних коливань генерує поздовжні коливання в затопленій струмині, тобто частина енергії затопленої струмини перетворюється в енергію акустичних хвиль, а промивальна рідина є джерелом коливань та об'єктом у якому поширюються коливання.

У розробленому випромінювачі частоту основної гармоніки коливань задає пружна затоплена струминна, а накопичує енергію вихор, що утворюється у вихровій камері, яка має форму, залежно від того, якого діапазону амплітудно-частотні характеристики є необхідними за даних умов буріння свердловини [287].

Форма камери може бути тороїдальною, двопелюстковою, трипелюстковою, поперечний переріз якої може бути циліндричним, конічним, еліптичним, сферичним.

Пільсаційні збурення спричинюють виникнення коливань. За оптимальної швидкості струмини, коли частота первинних збурень співпадає з власною частотою камери, спостерігається максимальний рівень частоти. У такий спосіб, для даних умов буріння підбираються необхідні форма й розмір камери, що створює сприятливі умови для інтенсивного розвитку коливного явища, спричинює інтенсифікацію процесу руйнування вибою і його очищення від вибуреної породи .

Математичне моделювання динамічних процесів акустичної взаємодії різних фізико-механічних субстанцій є актуальними з огляду на необхідність, що виникає через нові технології, які застосовуються в бурінні. Математичні формулювання з врахуванням змін фізико-механічних полів у різних фізичних системах зумовлює пошук все нових моделей, які повною мірою враховують перебіг процесів для вирішення конкретних задач [222].

Для дослідження фізико-механічних процесів, що відбуваються в затопленій струмині у вибої свердловини під дією гідроакустичних коливань, на основі чого можна проводити надалі прогнозування впливу цих процесів на техніко-технологічні характеристики буріння свердловини, нами застосована

математична модель для якої вихідними рівняннями гідродинаміки [140] в'язкої нестискуваної рідини є

$$\left. \begin{aligned} (\mathbf{u}\Delta)\mathbf{u} - \nu\Delta\mathbf{u} &= -\nabla \frac{p}{\rho_0}, \\ \operatorname{div}\mathbf{u} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4.35)$$

де \mathbf{u} - вектор швидкості рідини;

ν - кінематична в'язкість рідини;

p - тиск рідини;

ρ_0 - густина рідини.

Течія вважалася циліндрично-симетричною відносно осі z , її параметри не залежать від полярного кута.

У циліндричній системі координат для складових швидкості $\mathbf{u} = (u \equiv u_r, w \equiv u_z)$ рівняння (4.35) записуються:

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} - \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{p}{\rho_0} \right), \quad (4.36)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} - \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = -\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{p}{\rho_0} \right), \quad (4.37)$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (4.38)$$

Рівняння (4.36) – (4.38) не змінять свого вигляду, у випадку заміни змінних такого типу:

$$u \rightarrow \frac{u}{C}; \quad w \rightarrow \frac{w}{C}; \quad p \rightarrow \frac{p}{C^2}; \quad z \rightarrow Cz; \quad r \rightarrow Cr. \quad (4.39)$$

Величина C – довільна константа. Інваріантність системи рівнянь (4.36) – (4.38) стосовно розтягу змінних (4.39) дає можливість знаходити розв'язки у вигляді, який зберігається навіть за зміни розмірів (4.39):

$$u = \frac{1}{z} U \left(\frac{r}{z} \right), \quad w = \frac{1}{z} W \left(\frac{r}{z} \right), \quad -\frac{p}{\rho_0} = \frac{1}{z^2} P \left(\frac{r}{z} \right). \quad (4.40)$$

Інваріантні властивості рівнянь гідродинаміки свого часу були проведені методами теорії груп.

Рівняння (4.36) – (4.38) в частинних похідних за рахунок підставлення (4.40), зводяться до звичайних диференціальних рівнянь стосовно функцій

U, W, P , які залежать від однієї змінної $\xi = \frac{r}{z}$:

$$U \frac{dU}{d\xi} - W \frac{d}{d\xi}(\xi U) - \nu \left[(1 - \xi^2) \frac{d^2 U}{d\xi^2} + \frac{1 + 4\xi^2}{\xi} \frac{dU}{d\xi} - \frac{1 - 2\xi^2}{\xi^2} U \right] = \frac{dP}{d\xi}, \quad (4.41)$$

$$U \frac{dW}{d\xi} - W \frac{d}{d\xi}(\xi W) - \nu \left[(1 - \xi^2) \frac{d^2 W}{d\xi^2} + \frac{1 + 4\xi^2}{\xi} \frac{dW}{d\xi} + 2W \right] = -\frac{1}{\xi} \frac{d}{d\xi}(\xi^2 P), \quad (4.42)$$

$$\frac{1}{\xi} \frac{d}{d\xi}(\xi U) = \frac{d}{d\xi}(\xi W). \quad (4.43)$$

Нелінійна система рівнянь (4.41) – (4.43) має точні загальні розв'язки, які для часткових випадків дають можливість характеризувати течію затопленої струмини в отворах, що звужуються, якими є сопла в гідроакустичних генераторах.

Часткові розв'язки системи звичайних диференціальних рівнянь (4.41) – (4.43) враховують в'язкість рідини:

$$\left. \begin{aligned} U &= 2\nu\xi \frac{A - \sqrt{1 + \xi^2}}{\sqrt{1 + \xi^2} (A\sqrt{1 + \xi^2} - 1)^2}; & W &= 2\nu \frac{A + A(1 + \xi^2) - 2\sqrt{1 + \xi^2}}{\sqrt{1 + \xi^2} (A\sqrt{1 + \xi^2} - 1)^2}; \\ & & P &= -\frac{2\nu}{\xi} U \end{aligned} \right\}. \quad (4.44)$$

Величина A – константа. Граничні умови на осі записуються у такому вигляді:

$$\frac{U(0)}{2\nu} = \frac{\xi}{A-1}; \quad \frac{W(0)}{2\nu} = \frac{2}{A-1}. \quad (4.45)$$

Розв'язки рівнянь (4.44) було віднайдено Ландау для рівнянь (4.35) у сферичній, циліндричній та параболічній системах координат [1].

Проводилися дослідження [26] циліндричної оболонки та рідини за поширення хвилі в рідині із застосуванням теорії оболонок. В основу моделі покладено акустичне наближення рідини та лінійні співвідношення оболонок Тимошенка-Міндліна для моделювання акустичної взаємодії оболонки з

рідиною. Із врахуванням таких характеристик оболонки, як модуль Юнга, коефіцієнт Пуассона, густина матеріалу, характеристик рідини, зокрема, густина та швидкість поширення звуку в ній, за основу числової процедури розв'язування варіаційної задачі було взято проекційно-сіткову схему, перший крок якої передбачає напівдискретизацію Гальоркіна за просторовими змінними з використанням апроксимацій методу скінченних елементів, що дає змогу однозначно визначити напівдискретні апроксимації у вигляді розкладу за базисними функціями $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_k$ і g_1, g_2, \dots, g_N скінченновимірних просторів $\{\Phi_h\} \subset \Phi$ та $\{S_h\} \subset S$ відповідно. Тоді напівдискретна апроксимація вектора пружних зміщень $S = (t)$ серединної поверхні оболонки та потенціал швидкостей $\psi(t)$ набуде такого вигляду

$$(\psi_h(t), S_h(t)) = \left(\sum_{i=1}^K \psi_i(t) \varphi_i, \sum_{j=1}^N S_j(t) g_j \right), \quad (4.46)$$

із невідомими коефіцієнтами $\{\psi_i(t)\}_{i=1}^K$ та $\{S_j(t)\}_{j=1}^N$.

Для дискретизації варіаційної задачі в часі застосовується однокрокова рекурентна схема, за якої використано квадратичну апроксимацію розв'язку на кожному кроці інтегрування, і дає змогу проводити інтегрування зі змінним Δt в часі кроком. Окрім того, така рекурентна схема дає можливість повною мірою задовольнити початкові умови варіаційної задачі, а параметри $\Delta t, \beta, \theta$ рекурентної схеми забезпечують стійкість і точність обчислень. Із застосуванням матричних позначень, проекційно-сіткова схема алгебраїчно, має вигляд:

$$\begin{bmatrix} M_F + \frac{1}{2} \Delta t^2 \beta A_F & -\frac{1}{2} \Delta t B \\ \frac{1}{2} \Delta t B^T & M_S + \frac{1}{2} \Delta t^2 \beta A_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi^{f+\frac{1}{2}} \\ G^{f+\frac{1}{2}} \end{bmatrix} = -\frac{1}{2} \Delta t \begin{bmatrix} A_F & 0 \\ 0 & A_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi^i \\ S^i \end{bmatrix} +$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{2} \Delta t \begin{bmatrix} L_i \\ \Lambda_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_F + \frac{1}{2} \Delta t^2 (\beta - \theta) A_F & 0 \\ 0 & M_S + \frac{1}{2} \Delta t^2 (\beta - \theta) A_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi^i \\ G^i \end{bmatrix} \\
\begin{bmatrix} \Psi^{i+1} \\ S^{i+1} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \Psi^i \\ S^i \end{bmatrix} + \Delta t \begin{bmatrix} \Phi^{i+\frac{1}{2}} \\ G^{i+\frac{1}{2}} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} \Phi^{i+1} \\ G^{i+1} \end{bmatrix} = 2 \begin{bmatrix} \Phi^{i+\frac{1}{2}} \\ G^{i+\frac{1}{2}} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Phi^i \\ G^i \end{bmatrix} \quad i = 0, \dots, N_T,
\end{aligned}$$

вважаючи, що гідроакустична хвиля породжується імпульсом $Q = Q(t)$, а форма імпульсу задана функцією Куранта. За допомогою програми «MathCAD» було отримано візуальну картину розподілу поля тиску в рідині у різні моменти часу.

Виявилось, що оболонка істотно впливає на тип хвилі в рідині. На гребені ударної хвилі зменшується тиск рідини біля поверхні контакту з оболонкою, а позаду фронту цієї хвилі починає розвиватися хвиля розрідження, яка викликана коливаннями оболонки. Фронт хвилі розрідження рухається вздовж радіальної складової від оболонки до осі її обертання [31].

Встановлено також, що збурення тиску в рідині, що виникають на межі контакту з оболонкою поширюються вдвічі швидше порівняно зі швидкістю поширення звуку в даній рідині. На основі цього отримано важливий висновок про те, що збурення в рідині породжуються поширенням поперечної хвилі в оболонці [36].

Отже, хвильовий процес у рідині призводить до того, що оболонка, в якій знаходиться збурена рідина, надає цій оболонці певного імпульсу, що в свою чергу впливає на розподіл поля тиску в рідині. Різке зниження тиску в гідроакустичній хвилі на межі контакту, яке зумовлюється радіальними коливаннями оболонки, спричинює утворення хвилі розрідження, що поширюється у напрямку осі симетрії і на ній набуває максимального за модулем значення.

Під час набігання струмини з центрального отвору генератора на зовнішній край камери, частина її кінетичної енергії затрачається на формування вихору, в середині якого внаслідок ефекту Бернуллі виникає коливання. Частина потоку струмини йде в затрубний простір і в автоколиваннях участі не приймає, але має своє призначення, тому робоча висота потоку ℓ визначається віддаллю від звуженої частини отвору до зовнішнього краю камери.

Пулсації вихору збуджують коливання струмини на власній частоті. Оптимальний режим гідроакустичної генерації, за якого спостерігається максимальний акустичний сигнал, відповідає співпадінню частоти пулсацій тороїдального вихору з частотою основної гармоніки коливань оболонки [287].

Позначимо радіуси основ струмини, що доходить до вихрової камери r_1 і r_2 , висоту ℓ , товщину пристінкового шару h , кут нахилу твірної до вісі θ (рис. 4.8).

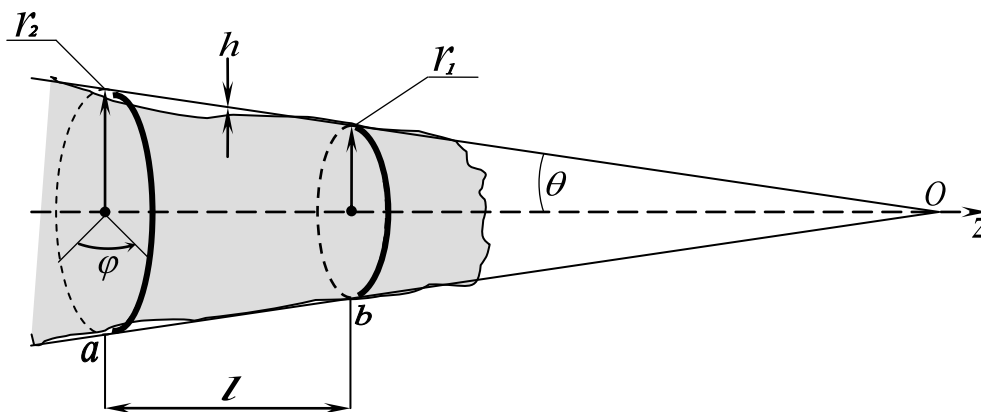


Рисунок 4.8 – Схема для розрахунків у «затопленій струмині»

Як було наведено вище, у процесі поширення струмини з труби в центральний отвір камери відбувається її деформація, відповідно серединний переріз вибраного об'єму зазнає переміщення $\vec{D}(\alpha, \beta, \vec{n})$ [83]. Якщо позначити проекції цього вектора на координатні осі через

деформацію розтягу-стиску u , деформацію кручення v і деформацію вигину струмини w :

$$\vec{D} = \vec{e}_1 u + \vec{e}_2 v + \vec{n} w,$$

то в довільній криволінійній системі координат (α, β, \vec{n}) , де \vec{n} - нормаль до серединного перерізу вибраного об'єму, нехтуючи інерцією обертового руху струмини, система рівнянь руху цього об'єму матиме такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \rho h \frac{\partial^2 u}{\partial \alpha \partial \beta} - \frac{1}{AB} \left[\frac{\partial}{\partial \alpha} (BN_1) - N_2 \frac{\partial B}{\partial \alpha} + \frac{\partial}{\partial \beta} (AS) + S \frac{\partial A}{\partial \beta} \right] + k_1 Q_1 &= 0, \\ \rho h \frac{\partial^2 v}{\partial \alpha \partial \beta} - \frac{1}{AB} \left[\frac{\partial}{\partial \alpha} \beta (AN_2) - N_1 \frac{\partial A}{\partial \beta} + \frac{\partial}{\partial \alpha} (BS) + S \frac{\partial B}{\partial \alpha} \right] + k_2 Q_2 &= 0, \\ \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial \alpha \partial \beta} - \frac{1}{AB} \left[\frac{\partial}{\partial \alpha} (BQ_1) + \frac{\partial}{\partial \beta} (AQ_2) \right] - k_1 N_1 - k_2 N_2 &= 0, \end{aligned} \right\} (4.47)$$

де A, B – коефіцієнти Ляме;

k_1, k_2 – нормалі кривизни координатних ліній;

N_1, N_2 – нормальні сили;

Q_1, Q_2 – перетинаючі сили;

S – дотичне зусилля.

Сили й зусилля, що припадають на одиницю довжини координатних ліній і які прикладені до серединного перерізу вибраного об'єму, запишемо:

$$N_1 = \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \nu \varepsilon_2), \quad N_2 = \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_2 + \nu \varepsilon_1),$$

$$Q_1 = -\frac{1}{AB} \left[\frac{\partial (BM_1)}{\partial \alpha} - M_2 \frac{\partial B}{\partial \alpha} + \frac{\partial (AH)}{\partial \beta} + H \frac{\partial A}{\partial \beta} \right],$$

$$Q_2 = -\frac{1}{AB} \left[\frac{\partial (AM_2)}{\partial \beta} - M_1 \frac{\partial A}{\partial \beta} + \frac{\partial (BH)}{\partial \alpha} + H \frac{\partial B}{\partial \alpha} \right],$$

$$S = \frac{Eh}{2(1-\mu)} \gamma,$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \gamma$ – компоненти деформацій;

E – модуль пружності речовини (струмини);

μ – коефіцієнт Пуассона;

M_1, M_2 – питомі згинаючі моменти;

H – обертовий момент.

Обертовий момент потоку та питомі згинаючі моменти відповідно задаються такими рівняннями:

$$H = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}\tau, \quad M_1 = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}(\kappa_1 + \mu\kappa_2),$$

$$M_2 = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}(\kappa_2 + \mu\kappa_1).$$

$$\text{де } \kappa_1 = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2},$$

$$\kappa_2 = \frac{1}{x \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial w}{\partial x}, \quad \tau = \frac{1}{x \sin \theta} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} - \frac{1}{x^2 \sin \theta} \frac{\partial w}{\partial \varphi}.$$

Оскільки елемент об'єму рідини, що розглядається, знаходиться в рідині, можна знехтувати впливом поперечних сил на деформацію кручення, розтягу-стиску, тобто знехтувати величинами Q_1, Q_2 . Разом із тим вважаємо, що коефіцієнт Пуассона $\mu = 0$ тому, що об'єм рідини, що розглядається, знаходиться в затопленому стані у такій самій рідині з такими самими властивостями, і яка так само погано стискається.

Для визначення частот власних коливань маємо право скористатися рівнянням:

$$-\Delta^2 w - \frac{12c \operatorname{tg}^2 \theta}{h^2 x^2} w = \frac{12\rho}{Eh^2} \ddot{w}, \quad (4.48)$$

$$\text{де } \Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial}{\partial x},$$

розв'язок якого має вигляд гармонічної функції:

$$w(x, t) = W(x) e^{i\omega t}, \quad (4.49)$$

де $\omega = 2\pi f$ – частота коливань розглядуваного об'єму.

Через введення безрозмірних координат і функцій прогину отримуємо безрозмірне рівняння власних коливань розглядуваного об'єму рідини, розв'язок якого проводиться методом Рітца:

$$U(\eta) = \sum_{m=1}^n C_m \varphi_m(\eta), \quad (4.50)$$

$$\text{де } \varphi_m(\eta) = (\eta - \alpha)^2 (\eta - \beta)^3 \eta^{m-1}.$$

Після такого розв'язку рівняння за умови, що визначник матриці (5×5) є рівним нулю, числовий аналіз дає можливість отримати параметр γ , а після цього перейти до фізичної величини – власної частоти затопленої струмини:

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma E \varepsilon^2}{12 \rho \ell^2}}, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (4.51)$$

Матриця (5×5) вибрана на основі зіставлення експериментальних даних з теоретичними, що дало висновок про достатність величини такої матриці для точності, яку вона задовольняє.

Частоті f_0 основної гармоніки коливань, генерованих гідроакустичним генератором, відповідає мінімальне дійсне додатне значення з отриманого набору f_i .

Модуль пружності E розглядуваного об'єму затопленої струмини виражається через адіабатний модуль об'ємної пружності рідини [86]:

$$E = \frac{K}{3(1-2\mu)} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \chi_i (P_* + \Delta P_{st})^i, \quad (4.52)$$

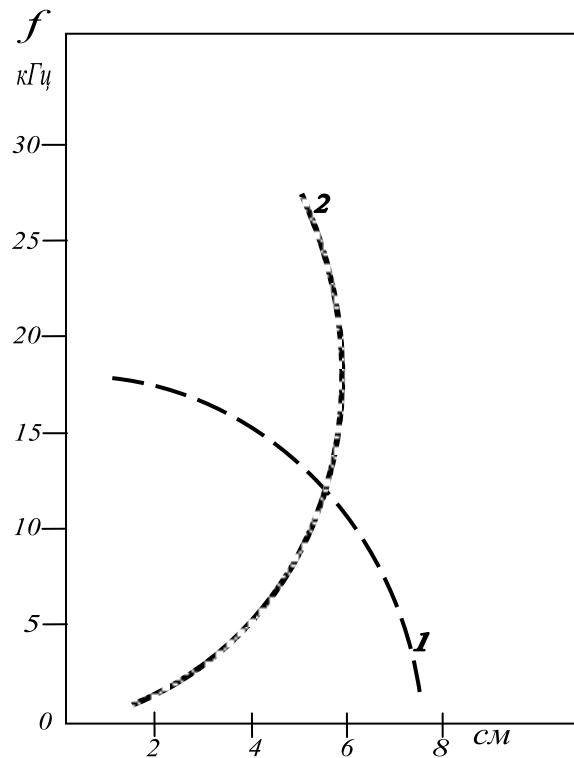
де P_* – межа кавітації рідини;

ΔP – статичний тиск у незбуреній рідині.

Розхід рідини крізь генератор підтримувався сталим. Зі зменшенням вхідного прикамерного отвору відбувається підвищення частоти коливань. Встановлено також, що власна частота коливань у струмині залежить від густини рідини, за решти однакових умов. Пояснюється це тим, що кожна рідина володіє власним числом Re (так званою межею міцності) і разом з тим за

різної густини є різною маса одиниці об'єму рідини, а збільшення цієї характеристики призводить до пониження власної частоти коливань у рідині.

На рис. 4.9 наведено результати експериментальних досліджень залежності власної частоти коливань затопленої струмини від параметрів вхідного центрального отвору камери.



- 1-характеристики радіусу камери закручування потоку в генераторі;
2- характеристики центрального прохідного прикамерного отвору генератора.

Рисунок 4.9 – Залежність власної частоти коливань затопленої струмини від параметрів генератора

Необхідний рівень коливань у рідині досягається за певних співвідношень радіусу камери та діаметру прохідного прикамерного отвору.

4.1.4 Розрахунок продуктивності генератора гідроколивань залежно від його параметричних характеристик

Для того, щоб у фокальній площині хвильового фронту відбувався певний технологічний процес, як от генерація хвильової енергії, інтенсивність коливань

повинна мати значення не менше за деяку величину I_{κ} , яке називають критичною інтенсивністю процесу.

Продуктивність системи можна оцінити кількістю рідини, що проходить крізь фокальну область генератора, де інтенсивність не є меншою за I_{κ} , поділеною на потужність коливань. Тому продуктивність генератора визначається співвідношенням [185]:

$$\Pi = \frac{V_{\kappa} I_{\kappa}}{W}. \quad (4.53)$$

Якщо інтенсивність коливань на виході I_0 , а площа внутрішньої поверхні випромінювача S , то потужність випромінювання буде

$$W = I_0 S. \quad (4.54)$$

Враховуючи, що тиски та інтенсивності пов'язані співвідношенням $I \sim P^2$ одержимо продуктивність генератора у вигляді такої рівності

$$\Pi = \frac{V_{\kappa} P_{\kappa}^2}{S P_0^2}. \quad (4.55)$$

Враховуючи, що коефіцієнт підсилення хвильового фронту має вигляд $K_p = \frac{P_f}{P_0}$, де величина P_f – тиск рідини у фокусі генератора, тоді (4.55)

буде мати такий вигляд

$$\Pi = \frac{V_{\kappa} P_{\kappa}^2}{S P_f^2} K_p^2 = \frac{K_p^2}{S} q^2 V_{\kappa}, \quad (4.56)$$

$$\text{де } q = \frac{P_{\kappa}}{P_f}.$$

Для обрахунку продуктивності генератора необхідно виразити критичний об'єм V_{κ} через параметри генератора, а для цього слід використати вираз для розподілу потенціалу у фокальній області нашої генеруючої системи [185]:

$$\Phi(\theta_0, r) = v_0 f e^{-ikf} \int_0^{\theta_m} e^{ikr \cos \theta_0 \cos \theta} J_0(kr \sin \theta_0 \sin \theta) \sin \theta d\theta, \quad (4.57)$$

де ν_0 – амплітуда швидкості на віддалі f від фокусу (m);

f – фокусна віддаль в генераторі; θ_m – кут розкриття генератора;

θ_0 – сферичні координати точки спостереження з полюсом в центрі фокусу системи; J_0 – функція Бесселя нульового порядку.

Якщо потенціал розглядаємо на малих віддальх від центру фокусу системи ($kr \ll 1$), то підінтегральний вираз розкладаємо в ряд по kr , обмежившись квадратними членами й проінтегрувавши рівність по θ , замінюємо значення потенціалу величиною критичного тиску P_κ й переходимо від сферичної до прямокутної системи координат через співвідношення $r^2 = x^2 + y^2 + z^2$, де $z^2 = r \cos \theta$, отримуємо

$$P_\kappa^2 = P_f^2 \left[1 - k^2 a_1 (x^2 + y^2) - k^2 (a_1 - a_2) z^2 \right], \quad (4.58)$$

де $a_1 = \frac{1}{3} - \frac{1}{6} \cos \theta_m (1 + \cos \theta_m)$;

$$a_2 = \frac{1}{4} (1 - \cos^2 \theta_m); \quad a_1 - a_2 = \frac{(1 - \cos \theta_m)^2}{12}.$$

Вираз (4.58) є не що інше, як рівняння еліпса обертання такого типу

$$\frac{x^2 + y^2}{A^2} + \frac{z^2}{B^2} = 1, \quad (4.59)$$

де величини півосей A і B виражаються такими рівняннями:

$$A = \frac{1}{k} \sqrt{\frac{1 - q^2}{a_1}}, \quad \text{й} \quad B = \frac{1}{k} \sqrt{\frac{1 - q^2}{a_1 - a_2}}.$$

У середині об'єму, обмеженого поверхнею даного еліпсоїда величина тиску коливань є більшою за P_κ . Об'єм еліпсоїда дорівнює

$$V_\kappa = \frac{4}{3} \pi A^2 B = \frac{4\pi(1 - q^2)^{\frac{3}{2}}}{3k^2 a_1 \sqrt{a_1 - a_2}}. \quad (4.60)$$

Враховуючи вираз для тілесного кута $\Omega = 2\pi(1 - \cos \theta_m)$ та враховуючи, що

$$a_1 \sqrt{a_1 - a_2} = \frac{(1 - \cos \theta_m)(2 + \cos \theta_m)}{12\sqrt{3}},$$

вираз для об'єму еліпсоїда з рівняння (4.60) буде таким:

$$V_k = 16\sqrt{3}\pi\lambda^3 \frac{(1 - q^2)^{\frac{3}{2}}}{\Omega^2(6\pi - \Omega)}. \quad (4.61)$$

Підставивши це значення об'єму у вираз (4.56), ми отримали рівність для обчислення продуктивності генератора:

$$\Pi = 16\sqrt{3}\pi\lambda^3 \frac{K_p^2}{S} \frac{q^2 (1 - q^2)^{\frac{3}{2}}}{\Omega^2(6\pi - \Omega)}. \quad (4.62)$$

Залежність продуктивності від величини q описується такою функцією

$$f(q) = q^2 (1 - q^2)^{\frac{3}{2}}. \quad (4.63)$$

де величина q визначається таким співвідношенням:

$$q = \frac{P_k}{P_f}.$$

Графік цієї функції представлено на рис. 4.10.

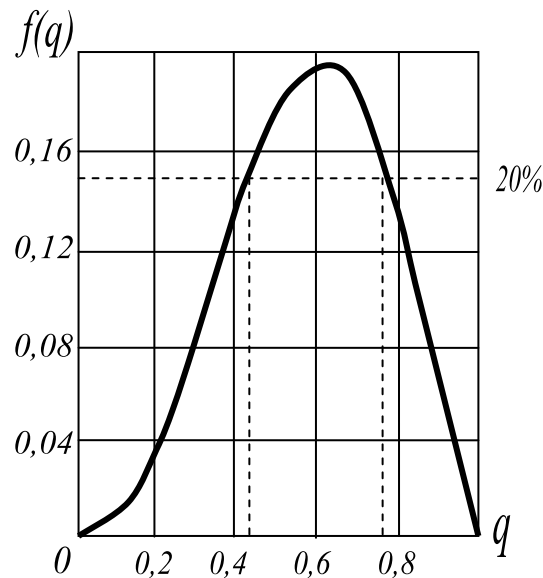


Рисунок 4.10 – Графічна залежність продуктивності генератора від величини q

З графічної залежності 4.10 видно, що функція досягає максимуму за такої умови

$$P_f = 1,53P_k, \quad (4.64)$$

тобто, коли критичне значення тиску P_k приблизно у півтора рази є меншим за тиск у центрі фокусу P_f .

Отже, за умови виконання співвідношення (4.64) робота генератора акустичних імпульсів буде відбуватися в оптимальному режимі.

Зрозуміло, що оптимальна робота генератора визначається величиною критичного тиску в центрі фокусу конструкції генератора P_k , та параметрами генератора – робочою частиною, фокусною віддаллю, кутом розкриття хвильового фронту та площею випромінюваної поверхні. Ці параметри тісно пов'язані між собою і зміна одного з них веде до зміни характеристик інших.

А тому важливим було дослідити залежність продуктивності генератора гідроакустичних імпульсів від його параметрів.

Для проведення аналітичних досліджень було виражено продуктивність пристрою через довжину хвилі λ й тілесний кут розкриття хвильового фронту Ω .

Для цього в рівність (4.62) ми підставили значення коефіцієнта підсилення у такому вигляді

$$K_p = \frac{\sqrt{S\Omega}}{\lambda}, \quad (4.65)$$

й отримали співвідношення продуктивності:

$$\Pi = 16,1 \frac{\lambda}{\Omega(6\pi - \Omega)}, \quad (4.66)$$

а за умови, що $\Omega \ll 1$, цей вираз набуває виду

$$\Pi = 0,86 \frac{\lambda}{\Omega}. \quad (4.67)$$

Отже, за малих кутів розкриття продуктивність генератора є обернено пропорційною до величини тілесного кута розкриття хвильового фронту Ω .

Із рівності $\Omega = 2\pi(1 - \cos\theta_m)$ маємо, що $\Omega = 4\pi \sin^2\left(\frac{\theta_m}{2}\right)$, тоді (4.67)

записується у такому вигляді

$$P \approx \frac{0,22}{\pi} \cdot \frac{\lambda}{\sin^2 \frac{\theta_m}{2}}. \quad (4.68)$$

Залежність продуктивності генератора від кута розкриття хвильового фронту описується такою функціональною залежністю

$$f(\Omega) = \frac{1}{\Omega(6\pi - \Omega)}, \quad (4.69)$$

яка дає можливість отримати її у графічному вигляді, як на рис. 4.11.

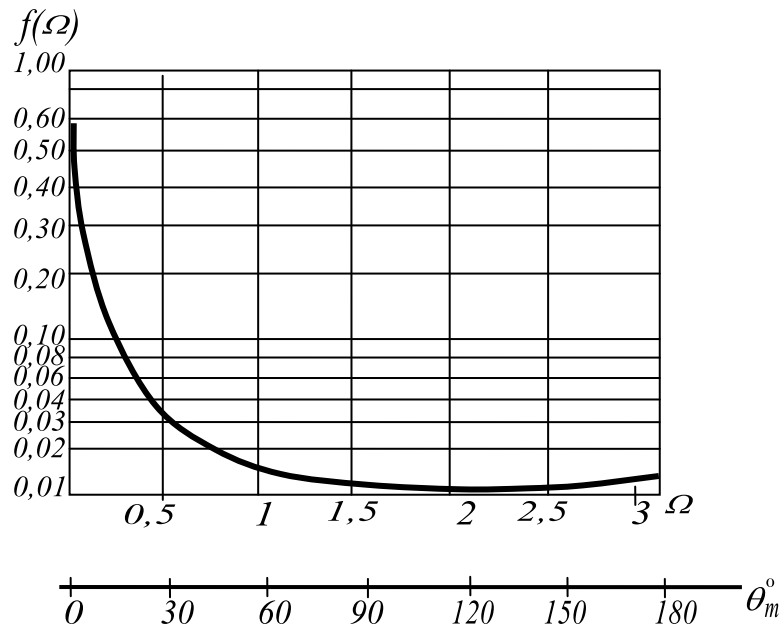


Рисунок 4.11 – Залежність функції тілесного кута $f(\Omega)$ від величини цього кута.

Для зручності розуміння рис. 4.11 під графіком наведено вісь кута розкриття θ_m у градусах. Як видно з рис. 4.11 при зменшенні кута розкриття хвильового фронту функція $f(\Omega)$ різко зростає. За умови

збільшення Ω від 0 до 5 *стеррад* крива спочатку різко, а потім повільно спадає від ∞ до 0,015.

За подальшого збільшення Ω функція $f(\Omega)$ змінюється дуже повільно, досягаючи мінімуму при $\Omega = 3\pi$ ($\theta_m \approx 135^\circ$), а потім незначно зростає за умови $\Omega \rightarrow 4$.

Частину кривої $f(\Omega)$ на інтервалі $1,5 \leq \Omega \leq 2,25$ розглядаємо наближено як незмінну, оскільки зміна Ω у цих межах спричинює зміну функції не більше ніж на 0,004, а така зміна практично не впливає на продуктивність генератора.

Як видно на рис. 4.11, для підвищення продуктивності генератора доцільно застосовувати менші кути розкриття хвильового фронту. Мінімальне значення Ω визначається мінімально допустимим значенням коефіцієнта підсилення K_p .

Із рівностей (4.66), (4.67), (4.68) видно, що продуктивність генератора коливань є пропорційною довжині хвилі, що генерується, але збільшення продуктивності генератора за рахунок збільшення довжини хвилі не є вірним, оскільки необхідно зберігати певний рівень інтенсивності коливань у фокальній області, щоб тиск в центрі фокусу був у півтора рази вищим за критичне значення відповідно до рівняння (4.64).

Якщо задається необхідна потужність коливань W , та величина площі камери S (яка не може збільшуватися довільно через обмеження параметрів), то, як випливає з рівняння (4.65), збільшення довжини хвилі λ мусить супроводжуватися збільшенням тілесного кута Ω для підтримання незмінним коефіцієнта підсилення K_p . Якщо, до прикладу, довжину хвилі λ збільшити у двічі, то кут Ω необхідно збільшити у 4 рази.

У такий спосіб за результатами аналітичних досліджень встановлено, що вибраний тілесний кут у 1 *стеррад* ($\theta_m \approx 20^\circ$) після збільшення довжини хвилі λ зростав до 4 *стеррад*, а як наслідок з графічної

залежності рис. 4.11, функція $f(\Omega)$ зменшиться від 0,080 до 0,018, тобто більше, ніж у 4 рази, як наслідок, продуктивність генератора не зросте, а зменшиться у 2 рази, порівняно з початковим.

Спроба збільшити довжину хвилі λ за сталого кута розкриття Ω свідчить, що, згідно зі співвідношенням (4.64) слід збільшити площу генератора. Виразивши коефіцієнт підсилення через W , Ω , і P_f , отримуємо

$$\left. \begin{aligned} K_p &= P_f \sqrt{\frac{S}{\rho c W}}; \\ S &= f^2 \Omega. \end{aligned} \right\} \quad (4.70)$$

З цих виразів маємо висновок, що збільшення площі повинно супроводжуватися збільшенням фокусної віддалі f .

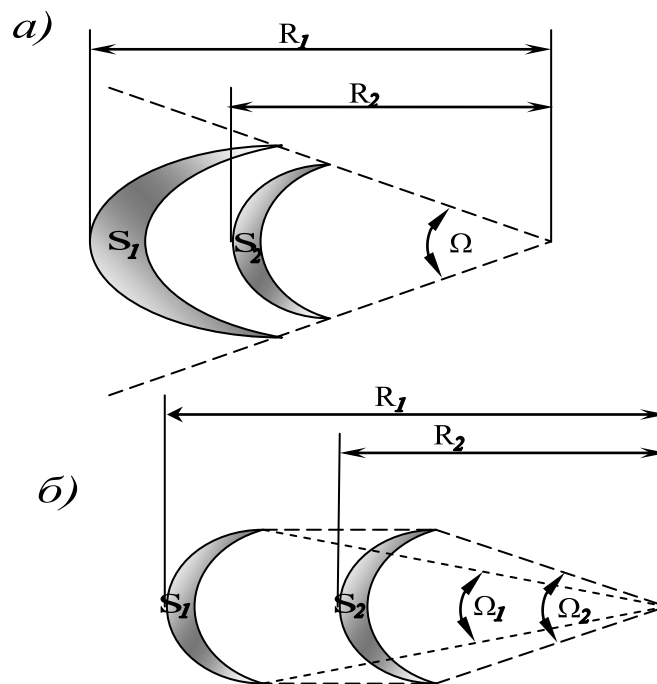
Збільшення площі S у межах незмінного кута Ω супроводжується збільшенням фокусної віддалі f генеруючої системи. Оскільки значення акустичної потужності W мусить бути незмінним, то зі збільшенням S площі камери спадає P_0 тиск у камері, відповідно коефіцієнт підсилення зростає, що і впливає зі співвідношення (4.70).

Отже, збільшуючи одночасно довжину хвилі та площу камери генератора, можна підвищувати продуктивність генератора [274].

Спроба підвищити продуктивність генератора шляхом зменшення кута розкриття хвильового фронту Ω за незмінних величин λ і S забезпечує незмінність значень P_0 та K_p , і тільки зростає фокусна віддаль f . За малих кутів розкриття хвильового фронту Ω продуктивність генератора буде зростати обернено пропорційно до величини Ω відповідно до рівняння (4.22), а за великих – за законом, що описується функцією (4.69).

На рис. 4.12 наведено дві схеми генераторів, у яких S_1 та S_2 – площі камер, а радіуси кривизни - R_1 і R_2 й для яких виконується таке співвідношення:

$$\frac{S_1}{R_1^2} = \frac{S_2}{R_2^2} = \Omega. \quad (4.71)$$



- a) різна площа камер за сталого кута розкриття хвильового фронту;
 б) однакова площа камер за різних кутів розкриття хвильового фронту.

Рисунок 4.12 – Параметричні схеми генераторів

Розглядали також зменшення кута розкриття хвильового фронту за сталих величин фокусної віддалі f та довжини хвилі λ . Зі зменшенням кута розкриття хвильового фронту Ω буде зменшуватися площа генератора, а оскільки, потужність генератора не повинна знижуватися а величина тиску у фокусі генератора P_f повинна бути фіксована, бо визначається властивостями рідини, то коефіцієнт підсилення K_p при цьому зменшується відповідно до рівняння (4.70), за умови (4.66) продуктивність повинна збільшуватися.

Але при зменшенні кута Ω від 4π до 3π *стеррад* зменшенням продуктивності можна нехтувати і вважати значення функції $f(\Omega)$ в межах $1,5 \leq \Omega \leq 2,25$ практично сталим.

Результати досліджень наведено в таблиці А.8 (у додатку) де у стовбці фіксованих параметрів у дужках вказано параметри, що залишаються незмінними через незмінність величин, що без дужок.

В усіх випадках вважається, що хвильова потужність генератора $W = const$ З наведених даних у таблиці А.8 можемо судити про те, що:

а) генератори, що володіють більшою фокусною віддаллю характеризуються більшою продуктивністю, зміни, що спричиняють зменшення цієї віддалі а відповідно збільшення кута розкриття хвильового фронту, зменшують продуктивність генератора, а якщо збільшують, то не суттєво;

б) зміна параметрів за сталої потужності повинна забезпечувати тільки незмінним тиск у центрі фокальної площини, а коефіцієнт підсилення тиску може бути величиною змінною;

в) за використання генераторів гідроколивань є доцільним зменшувати кут розкриття до мінімально допустимої величини.

Слід зауважити, що для середовищ, які характеризуються великим коефіцієнтом поглинання підвищення продуктивності генератора доцільно досягати за рахунок збільшення довжини хвилі та зменшення фокусної віддалі.

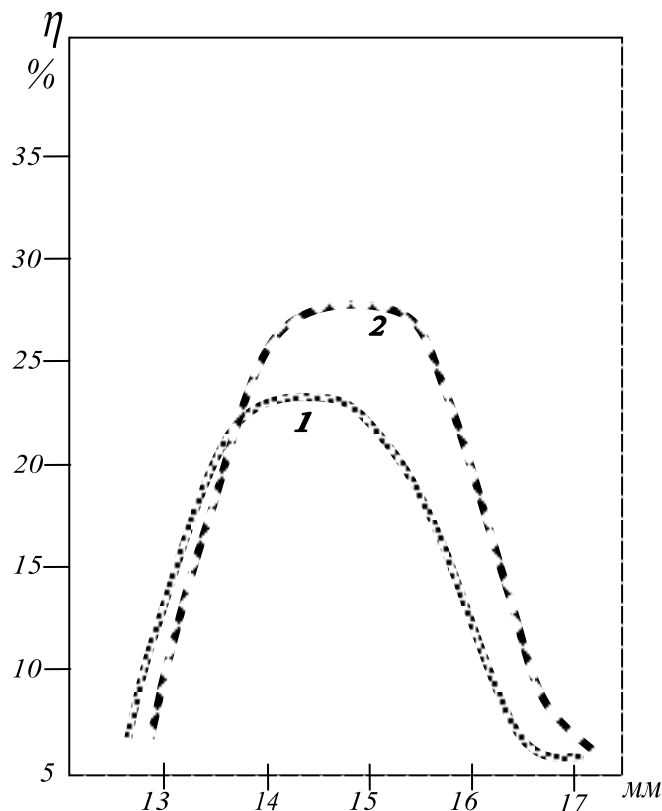
4.1.5 Дослідження впливу енергетичних параметрів гідроакустичних осциляторів на осьове навантаження породоруйнівного інструменту

Базуючись на вищенаведених дослідженнях отримано характеристики генератора гідроакустичних коливань, за якими можна провести підбір параметрів для отримання необхідних значень осьового навантаження на породоруйнівний інструмент. Діапазон обчислень достатньо широкий. Варіації,

що стосувалися фокусної віддалі в камері генератора гідроакустичних коливань були в межах від 13÷17 мм.

Стосовно густини потоку промивальної рідини, діапазон мав межі від 1100 до 1800 $\text{кг}/\text{м}^3$, відповідно, коефіцієнт динамічної в'язкості потоку варіював у межах 30÷50 $\text{мПа}\cdot\text{с}$, параметри наведено в табл. А.19 (у додатку).

Залежно від вищенаведених параметрів, питома енергія потоку змінювалася в межах 3÷25 $\text{Дж}/\text{мм}^3$. Результати розрахунків із застосуванням згаданої математичної моделі наведено на рис. 4.13.



1 – $\rho=1100 \text{ кг}/\text{м}^3$; 2 – $\rho=1200 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Рисунок 4.13 – Залежність приросту осьового навантаження від параметрів генератора (фокусної віддалі) за сталих характеристик потоку рідини та конструкції елементів бурильної колони

У кожному випадку спостерігався приріст осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, і залежно від параметрів генератора та характеристик потоку, він мав межі 1,5÷70%. До прикладу, на рис. 4.13

наведено залежність приросту осьового навантаження від параметрів генератора за сталих характеристик потоку рідини та незмінного складу елементів бурильної колони. Розрахунки на рис. 4.13 представлено для промивальної рідини густиною 1100 кг/м^3 та 1200 кг/м^3 . Сталими в усіх випадках є об'ємний розхід потоку, що становить 30 л/с ($\approx 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$), тиск на нагнітальному пристрої потоку 250 атм. ($\approx 25 \cdot 10^6 \text{ Па}$), коефіцієнт динамічної в'язкості потоку становив $30 \text{ мПа}\cdot\text{с}$, осьове навантаження приймалося 70 кН .

Із наведених залежностей бачимо, що приріст осьового навантаження на породоруйнівний інструмент залежить повною мірою як від характеристик генератора, так і від характеристик потоку рідини, яка проходить крізь нього.

Стає очевидним, що приріст осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, за використання генератора гідроакустичних імпульсів, залежить від багатьох факторів, тому в кожному випадку за обраних техніко-технологічних умов буріння потребує розрахунків за наведеною методикою.

4.1.6 Розроблення породоруйнівного інструменту з генератором гідроколивань

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень, наведених у розділах 2, 3 і 4, виникли передумови для створення принципово нової конструкції породоруйнівного інструменту різальної дії, призначеного для буріння в неабразивних гірських породах м'якої та середньої твердості із застосуванням промивальних рідин з низьким вмістом абразивних додатків.

Бурове долото з генератором гідроколивань (рис. 4.14) у своїй основі є долотом АП-214,3МС-К, розробленим свого часу експериментальним заводом ІНМ НАН України для буріння вибійними двигунами похило-

скерованих і горизонтальних ділянок свердловин та вдосконалене ПрАТ «НДКБ бурового інструменту».

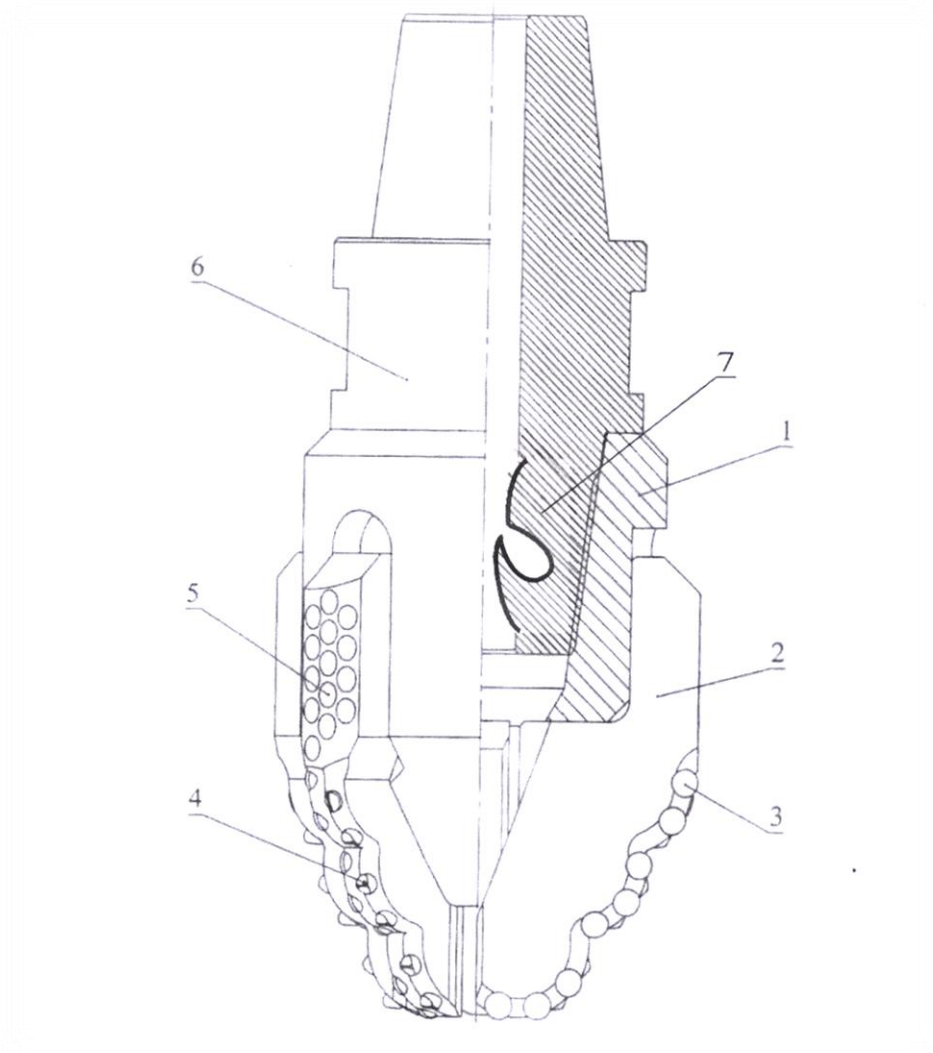


Рисунок 4.14 – Схема конструкції долота з генератором гідроакустичних імпульсів у центральному промивному каналі

Метою конструкцій є покращення очищення вибою свердловини пульсуючим потоком промивальної рідини та створення додаткового осьового навантаження на вибій свердловини.

Запропонована конструкція містить корпус долота з промивними каналами, де в центральній осьовій частині промивного отвору розміщується розроблений нами генератор гідроколивань [60, 61, 62, 212], конструкція якого підбирається згідно з наведеними вище математичними розрахунками залежно

від літологічних характеристик породи, що буриться, та техніко-технологічних режимів буріння.

Така конструкція є механічно надійною, оскільки не містить рухомих деталей, а генератор імпульсів забезпечує підвищення швидкості потоку промивальної рідини, що витікає з отворів долота та створює низькочастотні або середньочастотні ($\sim 10^1 \div 10^2 \text{ Гц}$) поздовжні коливання конструкції, спричинюючи додаткове осьове навантаження долота у вибої свердловини.

На рис. 4.14 схема долота з генератором гідро коливань у центральному промивному каналі, де 1 – остов; 2- - лопать; 3 – полікристалічні алмазні різці; 4 – клиновидні зовнішні частини різців; 5 – калібрувальні вставки; 6 – перехідник; 7 – генератор імпульсів.

Техніко-економічна ефективність відбувається за рахунок того, що потік промивальної рідини, з певними характеристиками швидкості, питомої густини, тиску та енергії потоку, що йде центральним каналом, частково потрапляє у вихрову камеру генератора гідрокіливань. Створюючи поздовжні коливання долота система забезпечує підвищення осьового навантаження долота у вибої свердловини, а додаткова енергія потоку промивальної рідини забезпечує краще очищення вибою свердловини, підвищення ефекту Ребіндера в породі, що буриться, та її ефективніше руйнування.

У таблиці А.9 (у додатку) наведено порівняльну характеристику прогнозованих величин енергетичних параметрів роботи породоруйнівного інструменту з генератором гідроакустичних коливань у процесі буріння однорідних м'яких та середньої твердості порід за прикладеного осьового навантаження $G=70 \text{ кН}$ та циклічної частоти $\omega \approx 12,56 \text{ рад/с}$. Порівняння наводиться з удосконаленою конструкцією долота АП-124,3МС-К.

З даних таблиці А.9 зрозуміло, що конструкція породоруйнівного інструменту з генератором переважає за всіма прогнозними показниками роботи:

- під час буріння в породах середньої твердості значення питомої об'ємної роботи A_v , руйнування породи та обертового моменту M є нижчими на 45% та 30% відповідно, а величина механічної швидкості є вищою на 38%;
- під час буріння у м'яких породах значення питомої об'ємної роботи A_v , руйнування породи та обертового моменту M є нижчими на 60% та 45% відповідно, а величина механічної швидкості є вищою на 30%.

Проведене промислове дослідження підтвердило ефективність таких конструкцій. Було проведено експериментальне дослідження в листопаді 2013 р долотом Ø 215,9HE44D3MRS у свердловині 10 Ковильненська (АР Крим) на інтервалі 2800-3900 м. ГІВ-6 показував стабільне навантаження на долото 12 т, але на станції контролю коливання спостерігалися до 16 т, коливання тиску сягало до 95 атм, під час подачі 80 атм, механічна швидкість становила 3,1-3,3 м/год.

У таблиці А.17 (у додатку) наведено розрахунок рекомендованих параметрів генераторів розроблених нами конструкцій та характеристики їхньої роботи.

Дана конструкція долота з генератором захищена патентом України [92].

Обертово-поступальна течія потоку в кільцевому вертикальному каналі на вході зазнає розподілу осьової швидкості, а на виході створюються умови, за яких колова складова швидкості є більшою від осьової за степеневим розподілом, при цьому інерційні сили перевищують сили в'язкості. Контролюючим параметром є питомий циркуляційний розхід промивальної рідини.

Опираючись на результати багатьох дослідників та досвід експериментально промислових досліджень, нами розроблена серія генераторів гідродинамічних імпульсів [60, 61, 62, 212], які дають можливість забезпечити, за певних конструктивних параметрах, вплив коливних процесів на підвищення ефективності буріння глибоких, похило-скерованих і горизонтальних ділянок стовбура свердловин.

У комплексі з КНБК гідродинамічні генератори забезпечують підвищення швидкості проведення бурових робіт (скорочення часу буріння ~ на 25-40%), більш якісне очищення стовбура свердловини як у похило-скерованих та і в горизонтальних свердловинах, за рахунок фізичних хвильових процесів, які забезпечують тривале перебування твердої фракції у зваженому стані та її спрямований рух у напрямку виносу на денну поверхню, разом з тим унеможлиблюється процес залипання дрібної фракції на обсадних колонах [275]. Важливим є також і те, що використання розроблених нами пристроїв за певних технологічних параметрів забезпечує утворення кольматаційного шару малої товщини.

Використання розроблених нами гідродинамічних пристроїв дає можливість керувати технологічними процесами буріння глибоких, похило-скерованих і горизонтальних ділянок свердловин і оптимізувати процес буріння в конкретних геологічних умовах.

4.2 Розроблення раціональних конструкцій КНБК та їх елементів для буріння глибоких ПС ділянок стовбура свердловин

Продуктивні пласти нафти і газу ДДЗ залягають на великих глибинах що сягає інтервалу 5÷7 тисяч метрів, а також у місцях з розвинутою інфраструктурою на поверхневій території. Для їх вилучення є необхідним буріння не тільки вертикальних а й похило-скерованих та горизонтально-скерованих ділянок стовбурів свердловин. Будівництво таких свердловин вимагає науково-практичних обґрунтувань та найсучасніших технологій [141].

Важливим завданням під час буріння глибоких ПС ділянок нафтогазових свердловин є запобігання небезпеки прихоплень, зменшення сил тертя між бурильною колоною та стінками стовбура свердловини та забезпечення доведення ефективного осьового навантаження у вибій свердловини [142].

4.2.1 Розроблення технологічних методів зменшення сил тертя та прихоплень БК

Відомо [5, 13, 38], що енергетичні втрати в процесі буріння таких свердловин можуть сягати 50÷90%. Це відбувається з різних причин, в основі яких є дисипація енергії. Енергію поглинає й промивальна рідина, і порода, що буриться, а величина поглинання залежить від технологічних характеристик процесу буріння, реологічних властивостей промивальної рідини, властивостей порід розрізу свердловини й таке інше.

Проведено математичні розрахунки з використанням математичного апарату, що враховує структурні реологічні моделі, для яких за відомими модулями пружності, коефіцієнтами в'язкості літології, заданими інтервалами рівня напружень (початкових і граничних), паспортами міцності, отримано картину поглинання енергії пружних коливань у породі, що буриться [252].

Базуючись на класичній теорії пружності, з урахуванням нелінійного закону Гука, що пов'язує коливання з розповсюдження хвиль у пористих середовищах, ми дослідили лінійні та нелінійні акустичні властивості пористих середовищ, якими є гірська порода.

Реальний закон деформування [65, 145] із використанням трикомпонентної схеми має такий вигляд:

$$\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \varepsilon + E_1 \frac{\eta}{E_1 + E_2} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\eta}{E_1 + E_2} \cdot \frac{d\sigma}{dt} + \sigma, \quad (4.72)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності породи сусідніх шарів;

σ – напруження в породі; $\frac{d\varepsilon}{dt}$ – швидкість деформації;

η – коефіцієнт в'язкості.

Знаючи модуль пружності та коефіцієнт в'язкості нашарувань породи у стовбурі свердловини, отримані на основі дослідження зразків керна, та застосовуючи нелінійний закон Гука, що має такий вигляд:

$$\sigma = \bar{C}_{11} \frac{\partial u}{\partial x} - V_{c2} \bar{C}_{11}^2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2, \quad (4.73)$$

де $\bar{C}_{11} = \frac{(\lambda + 2\mu)}{[1 + V_{c1}(\lambda + 2\mu)]}$ – ефективний модуль стиску пористого середовища (яким є порода);

$V_{c2} \bar{C}_{11}^2$ – параметр нелінійності середовища,

та рівняння динаміки хвиль в розглядуваному середовищі, що приймалося у такому вигляді

$$\bar{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \bar{C}_{11} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \left[1 - 2V_{c2} \bar{C}_{11}^2 \frac{\partial u}{\partial x} \right], \quad (4.74)$$

де $\bar{\rho}$ – виражає густину пористого середовища;

тому можемо визначити хвильове число k_l лінійної поздовжньої хвилі в пористому середовищі, що записується у такому вигляді

$$k_l = \omega \sqrt{\frac{\bar{\rho}}{\bar{C}_{11}}} = \frac{\omega}{c_{le}} + i\alpha_e, \quad (4.75)$$

де c_{le}, α_e – ефективна швидкість хвиль та коефіцієнт послаблення (амплітудний коефіцієнт згасання) у пористому середовищі відповідно.

Проведений аналіз акустичних властивостей цих середовищ за різних навантажень дає можливість отримати картину втрат енергії коливань, зокрема, підвищення ефективної швидкості хвилі свідчить про збільшення втрат енергії й навпаки.

Результати, наведені в роботі [287], свідчать, що з підвищенням тиску промивальної рідини в межах від 200 до 300 атм ($2 \cdot 10^5 \div 3 \cdot 10^5$ Па) коефіцієнт згасання різко зростає в бік вищих частот ($200 \div 350$ Гц), тому втрати тиску бурового розчину можуть сягати до $25 \div 30$ %.

Виходячи з вищенаведеного є зрозумілим, що застосування генерованих частот тісно пов'язане з тиском промивальної рідини, за умови незмінності зовнішніх умов та складу бурового розчину.

Разом із тим ми провели дослідження залежності сил тертя, що виникають між тілом бурильної колони та стінками стовбура свердловини від величини зенітного кута (кут між вертикаллю та віссю стовбура свердловини θ) [280].

Тіло бурильної колони «лежить» на поверхні стінки стовбура свердловини, діючи на неї власною вагою з силою \vec{P} , що має нормальну й тангенціальну складові. Кут α – це кут між напрямком сили ваги та її нормальною складовою, а кут φ – це кут між напрямком реакції опори та вектором нормалі, що характеризує конус тертя. Якщо $\alpha \leq \varphi$, то виникає тертя спокою, якщо ж $\alpha > \varphi$, то виникає тертя руху. Закон Ньютона для сил тертя в даному випадку має такий вигляд

$$P_{\tau} = P \sin \alpha \leq \mu N = \mu P \cos \alpha, \quad (4.76)$$

де μ – статичний коефіцієнт тертя.

Розрахунок проводився із застосуванням схеми, представленої на рис. 4.15.

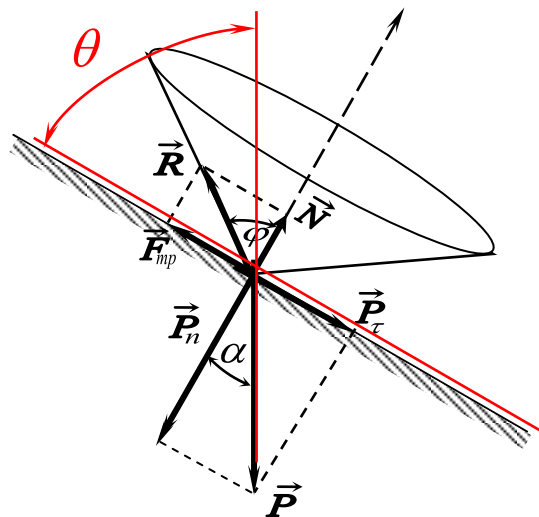


Рисунок 4.15 – Схема розрахування залежності коефіцієнта тертя від зенітного кута

Для опису такої системи вдалим є застосування системи диференціальних рівнянь [208] з такими канонічними змінними переміщень:

$$\left. \begin{aligned} \mu\Delta U + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) &= -X; \\ \mu\Delta V + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) &= -Y; \\ \mu\Delta W + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) &= -Z \end{aligned} \right\}$$

де Δ – оператор Лапласа; λ – константа Ляме;

μ – статичний коефіцієнт тертя;

$X=X(x,y,z)$, $Y=Y(x,y,z)$, $Z=Z(x,y,z)$ – проекції векторів переміщень на координатні осі;

$W=W(x,y,z)$, $V=V(x,y,z)$, $U=U(x,y,z)$ – проекції векторів об'ємних сил на осі координат;

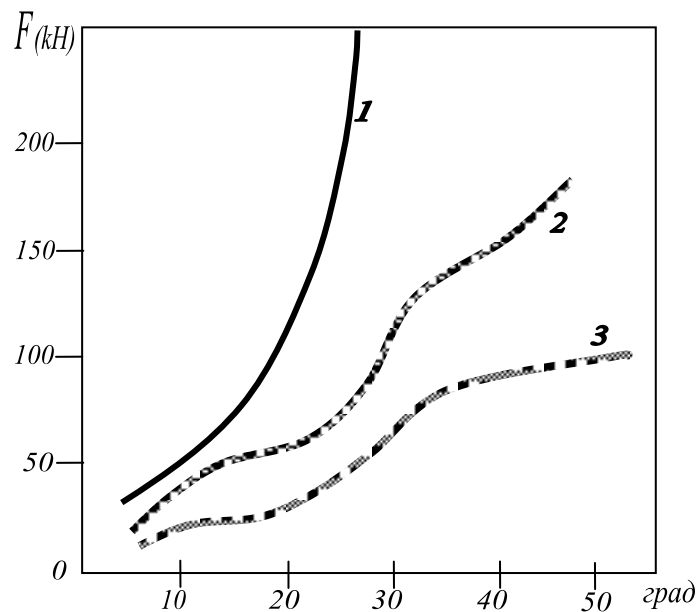
розв'язки яких зручно шукати у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} U(x, y, z) &= \sum_m U_m(x, z) \cos \frac{m\pi\varphi}{2\theta}; \\ V(x, y, z) &= \sum_m V_m(x, z) \sin \frac{m\pi\varphi}{2\theta}; \\ W(x, y, z) &= \sum_m W_m(x, z) \cos \frac{m\pi\varphi}{2\theta} \end{aligned} \right\},$$

припустивши, що $y=const$ і контур z перерізу не змінює ні форми, ні напрямку.

Математичні розрахунки з вибором певних математичних моделей дають можливість розрахувати залежність зміни сили тиску бурильної колони на стінки стовбура свердловини від величини зенітного кута. Зміна зенітного кута θ спричинює як зміну кута φ , так і зміну кута $\alpha = 90 - \theta$, що в свою чергу викликає зміну сили тиску бурильної колони на одиницю площі стінки стовбура свердловини, зміну сили реакції опори, а відповідно й зміну сил опору рухові.

У такий спосіб для однакових вихідних умов, зокрема, літології, промивальної рідини, характеристик техніко-технологічного процесу із глибиною ця характеристична залежність представлена на рис. 4.16.



- 1- для інтервалу глибин 5000-6000 м;
- 2- для інтервалу глибин 3000-4500 м;
- 3- для інтервалу глибин 1000-2500 м.

Рисунок 4.16 – Характеристична залежність зміни сил опору рухові бурової колони в стовбурі свердловини від величини зенітного кута

Є зрозумілим, за виглядом характеристичних кривих, що зі збільшенням інтервалу глибин опір рухові різко зростає, навіть за малих значень зенітного кута.

Як показали наочні графічні залежності, отримані за допомогою надбудов у програмах MathCAD та Matlab, ці зміни не є функціональними, оскільки залежать від багатьох чинників (літологічних характеристик породи, реологічних характеристик бурового розчину, компоновання бурової колони, озброєння породоруйнівного інструменту, техніко-технологічного процесу, що забезпечує передачу осьового навантаження у вибій і таке ін.).

Тому основним завданням є отримання характеристичних залежностей, що демонструють зміну сил опору рухові бурильної колони в стовбурі свердловини від величини зенітного кута [280].

Загальновідомо, що величина максимального значення тертя спокою є завжди більшою за величину тертя руху, тому явище прихоплення бурильних труб у свердловині вимагає значних зусиль, яких часто неможливо забезпечити для зрушення колони.

Робота над вирішенням цієї проблеми ведеться постійно і вітчизняними, і зарубіжними науковцями [65, 245, 247, 251, 261, 265]. Однозначного вирішення цього завдання не існує, оскільки є багато факторів та чинників, які впливають на величину сил тертя між стінками стовбура свердловини та тілом бурильної колони. Проведені дослідження можна лише певним чином класифікувати та на основі цього подати рекомендації щодо застосування тих чи інших методів та засобів.

Проведена класифікація методів зменшення сил тертя бурильної колони зі стінками свердловини в табл. А.10 (в додатку) свідчить, що найкращий результат забезпечують механічні засоби.

Хоча деякі хімічні методи також дають суттєве зменшення сил тертя бурильної колони зі стінками свердловини, все ж таки не всі є придатними для глибоких, ПС і ГС ділянок стовбура свердловин, оскільки одні є надто дорогими для промислового застосування, інші ж є екологічно небезпечними. Тому на сучасному етапі найбільш вигідними з усіх методів та засобів є механічні.

Механічні засоби розроблялися різних типів. Це наддолотні механізми, поверхневі центратори, осцилятори-турбулізатори, ковзаючі центратори, свердловинні осцилятори. Основний висновок, який випливає з досліджень розроблених механізмів, полягав у тому, що запобіганню ускладнень та прихоплень під час буріння глибоких ПС та ГС ділянок стовбура свердловини є розроблення технічних засобів, здатних осцилювати

поздовжні коливання в діапазоні низьких ($\sim 10^1$ Гц) та середніх ($\sim 10^2$ Гц) частот [65, 245, 247, 251, 261, 265].

Зауважимо, що відомі поверхневі (зовнішні) ковзаючі центратори не є надійними, оскільки мають можливість спричинювати заклинювання та прихоплення через наявність пустот та порожнинних ділянок, оскільки порода, що виноситься промивною рідиною, так чи інакше потрапить у ці закапелки. Інша справа осцилятори, що кріпляться всередині бурильних труб і функціонують за рахунок роботи потоку рідини.

Відомі конструкції таких пристроїв [245, 244, 197 та ін.] мають клапанні вузли, що містять втулки, кришки, осі, на яких ті кріпляться і, відповідно, є рухомими. Такі системи є ненадійними, оскільки промивні рідини за своєю структурою не є ідеальними рідинами, вони містять нерозчинні добавки, що призведе до блокування довільної рухомої системи у такому потоці.

Нами розроблено серію генераторів [60, 61 62, 212] гідроакустичних коливань, що створюють поздовжні коливання в частотному діапазоні 500-1800 Гц (залежно від конструкції й параметрів застосовуваного пристрою), це конструкції камерного типу, зокрема 2-х, 3-х пелюсткові та тороїдальні (ГП, ГГДІ-Р, ГГІ-ЦШ, ГГК-Т). Розміщення цих генераторів пропонується не лише в наддолотній частині бурильної колони, а й на певних віддалях по тілу труби, оскільки саме тіло бурильної колони є предметом прихоплень, аварій, об'єктом виникнення сил тертя зі стінками стовбура свердловини, що в результаті й загалом зменшує ефективність роботи бурильного устаткування.

Для додаткового розміщення пристроїв генерації коливань заданої частоти слід враховувати не тільки літологічні властивості породи, що буриться, а й особливості бурильної колони, реологічні властивості промивальної рідини й таке ін.

Віддаль від встановленого генератора до розташування наступного генератора гідроакустичних коливань між елементами КНБК у похило

скерованій та горизонтальній ділянках бурильної колони обчислюється за розв'язками такого рівняння

$$E \cdot I(x) \frac{d^4 \Omega}{dx^4} + \frac{d}{dx} \left[(G - xgm(x) \sin \alpha) \frac{d\Omega}{dx} \right] - \omega^2 (\rho_m - \rho_p) S(x) \Omega = gm(x) \cos \alpha, \quad (4.77)$$

де E – модуль Юнга матеріалу, з якого виготовлені БТ, H/m^2 ;

$I(x)$ – осьовий момент інерції перерізу ОБТ, m^4 ;

x – координата від нижньої точки на компоновці низу бурильної колони, m ;

Ω – прогин бурильної колони в перерізі з координатою x , m ;

G – осьове навантаження на долото, H ;

$m(x)$ – маса одиниці довжини бурильної колони в промивній рідині, kg/m ;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

$\alpha = 90 - \theta$ – азимутальний кут стовбура свердловини, $град$;

ω – частота поздовжніх коливань генерована пристроєм c^{-1} ;

ρ_m – густина матеріалу БТ, kg/m^3 ;

ρ_p – густина промивної рідини, kg/m^3 ;

$S(x)$ – площа поперечного перерізу БТ, m^2 , з граничними умовами:

$$1) \Omega = \begin{cases} 0 \\ \Omega_0, \end{cases} \quad \frac{d^2 \Omega}{dx^2} = 0, \quad \text{для } x = 0$$

де Ω_0 – амплітуда прогину колони на вибої свердловини, m ;

$$2) \Omega = -\Delta(x), \quad \frac{d\Omega}{dx} = 0, \quad \frac{d^3 \Omega}{dx^3} = 0, \quad \text{у першій точці дотику колони до стінки}$$

свердловини від вибою,

де $\Delta(x) = 0,5(d_c - d_\kappa)$, d_c – діаметр свердловини, m ;

d_κ – діаметр колони, m ;

$$3) \Omega|_{x=x_i} = \delta_i, \quad \left. \frac{d^2 \Omega}{dx^2} \right|_{x=x_i} = 0 \quad \text{у місцях } x_i \text{ розміщення генераторів,}$$

за $\delta_i = 0,5(d_c - d_2)$, де $i = 1, 2, 3 \dots m$,

m – кількість генераторів; d_2 – діаметр генератора, м.

Проведені розрахунки за складними математичними моделями [299] дали можливість провести аналіз, результатом якого є порівняльна характеристика буріння без застосування генератора гідроакустичних імпульсів та з використанням останнього, що наведено в табл. А.11 (в додатку).

Використання розроблених нами конструкцій генераторів гідроакустичних імпульсів у КНБК підсилює динамічне навантаження на долото. У такий спосіб розрахунки із використанням зазначеної КНБК проводились із врахуванням характеристик долота 215,9 МХ ЗС, генератора гідроакустичних імпульсів, гвинтового двигуна ДР-176, телесистеми типу МВД -172М1-ГК, бурильних труб із легованої сталі.

Осьове навантаження приймалось у $30 \div 90$ кН, продуктивність бурових насосів враховувалася в межах $25 \div 30$ л/с, тиск - $5,0 \div 7,5$ МПа. Розрахунки враховували характеристики літології України на глибинах $1500 \div 5500$ м, яка представлена глинистими породами, вапняками, пісковиками, алевролітами, щільними, тріщинуватими та кавернозними породами. Результати розрахунків та лабораторних досліджень стосувалися таких параметрів: механічна швидкість, проходка на долото, осьове навантаження на долото, тиск та розхід промивальної рідини.

Проведені дослідження довели, що розміщення розроблених конструкцій у КНБК та на певних ділянках бурильної колони суттєво підвищують механічну швидкість буріння ($\sim 29\%$) та проходку на долото ($\sim 38\%$). Такий результат пояснюється ефективним доведенням осьового навантаження у вибої свердловини, зменшенням сил тертя бурильної колони об стінки свердловини, а також зниженням ймовірності небезпеки прихоплення бурильної колони в похило-скерованій та горизонтальній частинах. Результати проведених промислових досліджень наведено в розділі 6 та додатку.

Зазначимо, що вплив коливань, які поширюються в промивальній рідині, зокрема в затрубному просторі (незалежно які – поздовжні чи поперечні),

змінюють її реологічні властивості [185], що у свою чергу покращує винесення вибуреної породи на денну поверхню, забезпечуючи тим самим краще очищення вибою свердловини.

Проведені результати теоретичних, експериментальних досліджень доводять, що досить перспективним є застосування генераторів гідроколивачів на родовищах України, результати яких будуть мати своє застосування у загальній теорії підвищення ефективності роботи бурильної колони під час буріння глибоких ПС ділянок стовбура свердловин.

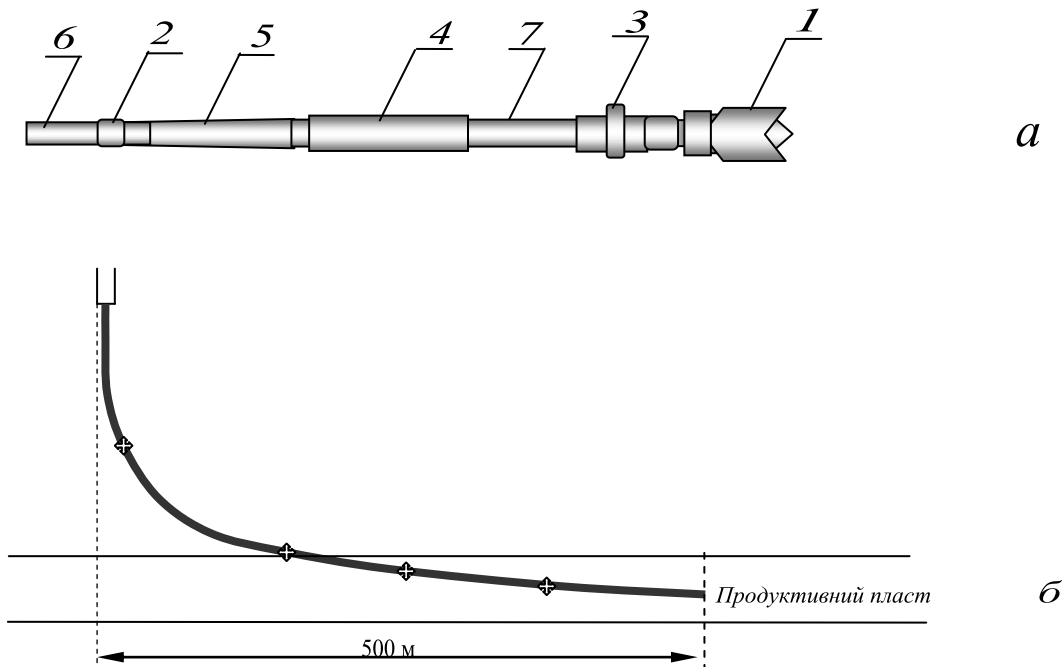
4.2.2 Розроблення КНБК із розміщенням додаткових осциляторів гідроколивачів відповідно до умов буріння

Під час буріння похило-скерованих та горизонтальних ділянок свердловини, бурильна колона лягає на нижню стінку стовбура, що унеможливорює доведення ефективного осьового навантаження на долото, ускладнює винесення вибуреної породи на денну поверхню, та підвищує ймовірність прихоплення бурильної колони. Для вирішення даної проблеми запропоновано встановлення гідроакустичних пристроїв у місцях найбільшого «лягання» бурильної колони на стінки свердловини у стовбурі [325].

Використання гідроакустичних пристроїв між елементами БК забезпечує коливні процеси промивальної рідини в затрубному просторі, підтримуючи в ній наявність стоячих хвиль що призводить до покращення очищення свердловини й винесення породи на денну поверхню [289]. Таким чином використання гідроакустичних генераторів у компоновці низу бурильної колони дає можливість зменшити енергозатрати під час будівництва нафтогазових свердловин.

Крім того, у місцях найбільшого викривлення стовбура свердловини додаткове встановлення генераторів гідроакустичних імпульсів [299] забезпечує коливні процеси промивальної рідини в затрубному просторі.

На рис.4.17 зображено схему КНБК та похило скерованої свердловини з можливими додатковими розміщеннями генераторів гідроакустичних імпульсів.



1-долото, 2-генератор гідроакустичних імпульсів, 3-ГВД, 4-обважені бурильні труби, 5-обважені бурильні труби змінного моменту інерції, 6-бурильні труби, 7-телеметрична система.

Рисунок 4.17 – «а» - схема загального вигляду компоновки і «б» - схема похило скерованої свердловини з можливими додатковими розміщеннями генераторів гідроакустичних імпульсів

Підтримання в рідині стоячих хвиль призводить до покращення очищення свердловини й винесення вибуреної породи на денну поверхню, а також забезпечує стійкий тонкий кольматаційний шар стінок стовбура свердловини, та запобігає процесам прихоплення бурильної колони у горизонтальних ділянках свердловини [302].

Генератор гідроакустичних імпульсів, що міститься в породоруйнівному інструменті, спричинює підвищення енергії пульсуючого потоку промивальної рідини, створюючи потужні гідроакустичні ударні імпульси тиску, які діють

безпосередньо на вибій свердловини, забезпечуючи ефективне очищення вибою, а імпульсні поздовжні коливання долота створюють додаткове навантаження на вибій для більш ефективного руйнування породи. Поздовжні коливання нижніх ділянок компоновання зменшують сили тертя бурильних труб і стовбура свердловини.

На рис. 4.17.a зображено схему загального вигляду компоновання: 1-долото, 2-генератор гідроакустичних імпульсів, 3-ГВД, 4-обважені бурильні труби, 5-обважені бурильні труби змінного моменту інерції, 6-бурильні труби, 7-телеметрична система.

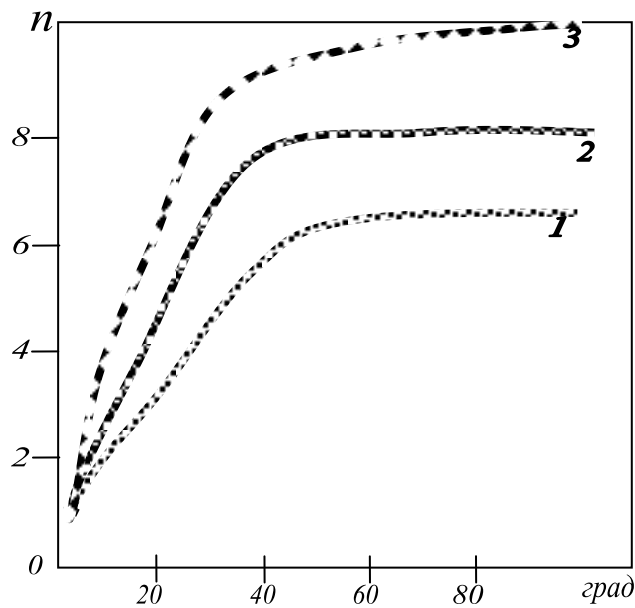
Використання в компонованні низу бурильної колони обважених бурильних труб зі змінним моментом інерції поперечного перерізу [186] створює плавну зміну динамічних складових, що спричинює гасіння поперечних коливань у широкому амплітудо-частотному діапазоні.

Використання генератора гідроакустичних імпульсів [198] у долотній частині компоновання спричинює підвищення енергії пульсуючого потоку промивальної рідини, створюючи потужні гідроакустичні ударні імпульси тиску, які спричинюють повздовжні коливання породоруйнівного інструменту, підвищуючи його енергетичні характеристики в процесі буріння та забезпечують ефективне очищення вибою свердловини.

Віддаль від встановленого генератора до розташування наступного генератора гідроакустичних коливань між елементами КНБК у похило скерованій ділянці стовбура свердловини обчислювалася за розв'язками рівняння (4.77).

У таблиці А.12 (у додатку) наведено характеристики, які вибиралися для розрахунків.

За наведеною методикою отримано графічну залежність між кутом викривлення стовбура свердловини та кількістю генераторів на довжині цього стовбура (рис.4.18).



1 – для глибини до 2 км; 2 – для глибин до 4 км; 3 – для глибин понад 5 км.

Рисунок 4.18 – Залежність між кутом викривлення стовбура свердловини та кількістю генераторів

Як видно з рис. 4.18, залежно від глибини ПС ділянок стовбура свердловини, існує максимальне число генераторів, яке є необхідним для буріння свердловини, а мінімальним є 1. Зауважимо, що максимальна кількість генераторів стосується дальності стовбура (по горизонту) ~ 2000 м.

Таке компонування низу бурильної колони забезпечує доведення ефективного динамічного осьового навантаження на породоруйнівний інструмент та підвищення механічної швидкості буріння.

Компонування низу бурильної колони захищена патентом України [129].

4.2.3 Конструкції КНБК з ОБТ змінного моменту інерції

У процесі будівництва нафтових і газових свердловин на бурильну колону діє цілий комплекс постійних та знакозмінних навантажень, сукупна дія яких

призводить до виникнення значних напружень, накопичення втомних тріщин і в результаті до втомного руйнування елементів бурильної колони [21].

Для створення необхідного осьового навантаження на долото та надання більшої жорсткості низу компоновання застосовують обважені бурильні труби [17, 19], кількість і розміри яких залежить від конструктивних і технологічних характеристик свердловини. Обважені бурильні труби (ОБТ), що випускають серійно (ТУ 39-076-90), мають постійний осьовий момент інерції поперечного перерізу по усій довжині, оскільки їхній зовнішній та внутрішній діаметри залишаються незмінними.

Під час збирання свічок у колону для з'єднання секцій труб різних типорозмірів використовують перевідники довжиною 0,3–0,7 м. У таких конструкціях за рахунок різкої зміни жорсткості під час переходу від бурильних до обважених бурильних труб значно зростають напруження, які скорочують період до критичного росту втомних тріщин.

У США згідно з рекомендаціями APIA, під час збирання компоновання замість перехідника використовують проміжну важку трубу 121, що складається з трьох ділянок. Середня частина, що має потовщену, в порівнянні зі звичайними трубами стінку, має довжину 6 м. До її висаджених кінців приварено в стик дві товстостінні ділянки: нижня довжиною 0,6 м й верхня з проточкою під елеватор і довжиною до 2,4 м. Товщина стінок нижньої й верхньої частини труби однакова. Така проміжна труба більш плавно вписується в профіль свердловини, але повністю проблеми не вирішує, оскільки мало знижує концентрацію напружень у зоні, що безпосередньо примикає до ОБТ.

На основі статистичного аналізу роботи існуючих бурильних та обважених бурильних труб, теоретичних і експериментальних досліджень, нами розроблено конструкції обважених бурильних труб змінного моменту інерції (ОБТЗМІ) [186, 195], застосування яких забезпечує зниження напружень у перехідній зоні від бурильних труб до ОБТ, підвищення стійкості й надійності

бурильної колони, полегшення опускально-підіймальних операцій і ловильних робіт.

Конструкції труби змінної жорсткості, зображено на рис. 4.19 ОБТЗЖ включає розміщені по кінцях замкові різьбові ділянки: ніпельну 1 та муфтову 2.

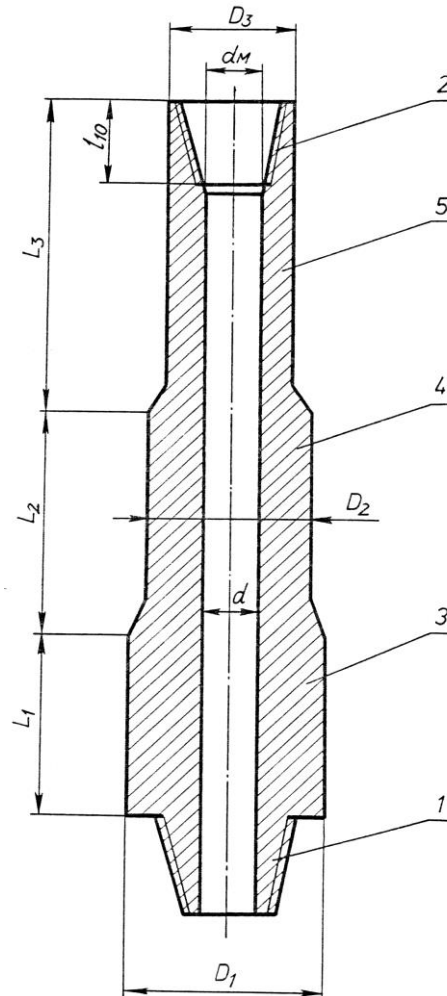


Рисунок 4.19. – Конструкція обваженої бурильної труби змінної жорсткості

Тіло обважених труб ОБТЗЖ утворене трьома ділянками 3, 4, 5 з різними зовнішніми діаметрами D_1 , D_2 , D_3 відповідно. Максимальний момент інерції поперечного перерізу I_1 труба має в нижній частині, з'єднаній в експлуатаційних умовах з секцією ОБТ, а мінімальний момент інерції I_3 – у верхній частині з'єднаній з бурильними трубами. Момент інерції поперечного перерізу кожної наступної ділянки ОБТЗЖ, рахуючи від вибою, зменшується на 25-30 %.

У конструкціях ОБТ експоненціальної форми ОБТЗМІ (обважнена бурильна труба змінного моменту інерції) зміна зовнішнього діаметра труб від ніпельної до муфтової частини змінюється за такою залежністю:

$$D(l)=2e^{lx+\beta} \quad (4.78)$$

де D – зовнішній діаметр труби;

x – координата зміни поперечного перерізу труби з початком відліку від ніпеля;

α та β – константи, що визначаються такими співвідношеннями:

$$\alpha = \frac{\ln\left(\frac{D_1}{D_2}\right)}{L} \quad (4.79)$$

$$\beta = \ln\left(\frac{D_2}{2}\right) \quad (4.80)$$

де D_1 і D_2 – відповідно максимальний і мінімальний зовнішній діаметри труби;

L – довжина тіла труби.

Під час збирання свічки з пропонованих труб по її довжині утворюються уступи, які використовуються для кріплення в елеваторі за умов опускально-підіймальних операціях.

У процесі роботи колони бурильних труб у місці встановлення розроблених ОБТ забезпечується плавна зміна жорсткості від важкого низу до бурильних труб, пов'язана з поступовим зменшенням діаметрів ділянок пропонованої конструкції.

На основі розроблених математичних моделей [7, 69, 72, 206, 229, 306] для роботи бурильної колони з ОБТЗМІ вивчався характер зміни напружень, їх допустимий рівень та оптимальні значення [242, 274, 294].

Обважнена бурильна труба змінного моменту інерції є експоненціальної форми, має змінний зовнішній діаметр поперечного перерізу та постійний діаметр внутрішнього отвору, пружна лінія якого перебуває під дією осьових і

відцентрових сил, крутного моменту, тиску й промивальної рідини, що рухається.

У випадку прихоплення низу бурильної колони, не прихоплену частину відкручують по верхньому різьбовому з'єднанню свічки. Оскільки верхня ділянка ОБТЗМІ має менший, порівняно з ОБТ, діаметр, то з'являється додаткова можливість розміщення ловильних засобів із зовнішньої сторони труби в проміжку, утвореному зі стінкою свердловини (рис. 4.20).

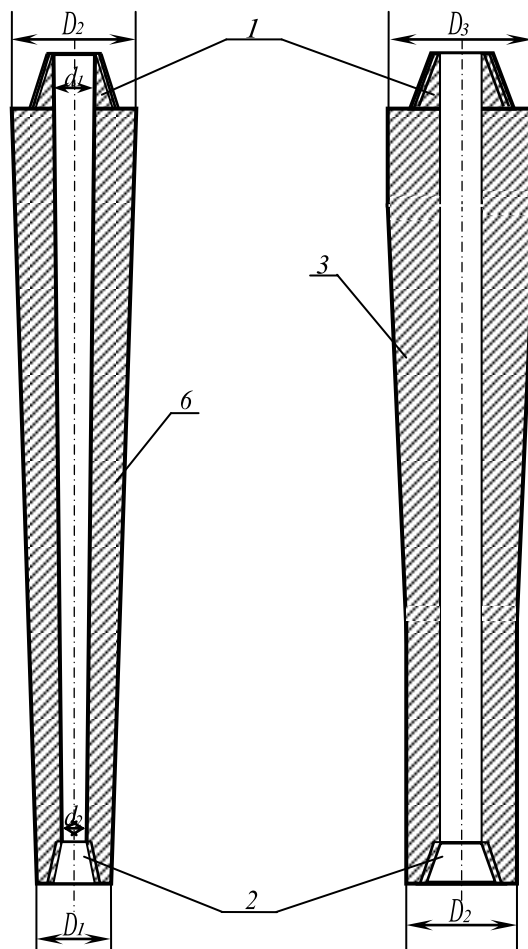


Рисунок 4.20 – Схема обважнених бурильних труб експоненціальної форми – змінного моменту інерції

Диференціальне рівняння повздовжніх коливань труби змінного моменту інерції, що наведено в роботі [262], подано у такому вигляді

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[A(x) E \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right] = \rho A(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = \rho A(x) g - f(x,t) \quad (4.81)$$

де $u(x, t)$ – переміщення x – перерізу труби в момент часу t ;

E – модуль пружності; ρ – густина матеріалу труби;

g – прискорення земного тяжіння.

Розв'язуючи рівняння (4.81) з врахуванням граничних умов, динамічні складові сили $F(x, t)$ та крутного моменту $\mu(x, t)$ в x – перерізі змінної жорсткості знаходимо за такими формулами:

$$F(x, t) = -A(x)E \frac{d\tilde{U}}{dx} e^{ipt}, \quad (4.82)$$

$$\mu(x, t) = -I_0(x)G \frac{d\varphi(x)}{dx} e^{igt}. \quad (4.83)$$

Одержано графічні залежності зміни амплітуд динамічних складових переміщень $U(x)$ сил $F(x)$, кутів повороту $\varphi(x)$ і крутних моментів $\mu(x)$ по довжині бурильної колони.

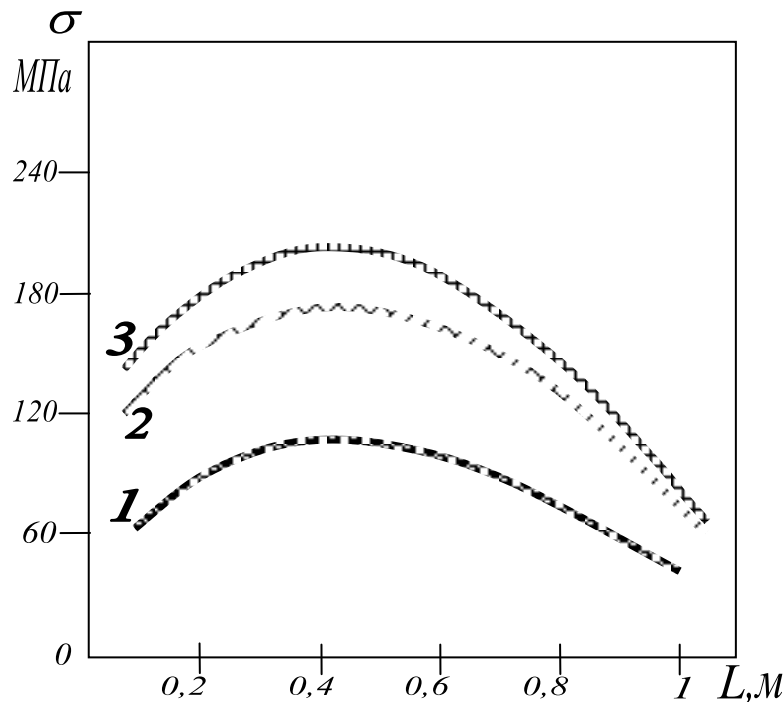
Теоретичні розрахунки свідчать, що перехідні ділянки від труб одного типорозміру до іншого, набрані з ОБТЗМІ, спричинюють плавну зміну динамічних характеристик по довжині колони, що сприяє підвищенню її довговічності під час буріння свердловин роторним способом.

Для підтвердження результатів аналітичних досліджень закономірностей зміни напружень, які виникають в елементах бурильної колони за наявності ОБТЗМІ в КНБК, проведено експериментальні дослідження натурних зразків конструкцій ОБТ-178, ОБТ-203, ОБТЗМІ-178, ОБТЗМІ-203, за відомою методологією

Дослідження показали, що застосування ОБТЗМІ експоненціальної форми в місцях переходу від одного типорозміру до іншого призводить до зменшення напружень у замкових різьбових з'єднаннях до 30 % та до 60 % у тілі бурильної труби, яка з'єднується з ОБТЗМІ.

Одержані результати підтверджують доцільність широкого промислового використання обважених бурильних труб змінного моменту інерції, які забезпечать плавний перерозподіл напружень у перехідній зоні від ОБТ до БТ.

Аналіз результатів експериментальних досліджень натурних зразків на опір втомі та втомного руйнування бурильних труб у процесі буріння свердловин роторним способом показав, що злами відбуваються переважно на віддалі 0,4-0,6 м від торця замка, узагальнені результати яких наведено на рис. рис. 4.21.



1-БТ-140хОБТЗМІ-178; **2**-БТ-140хОБТ-178; **3**-БТ-140хОБТ-203.

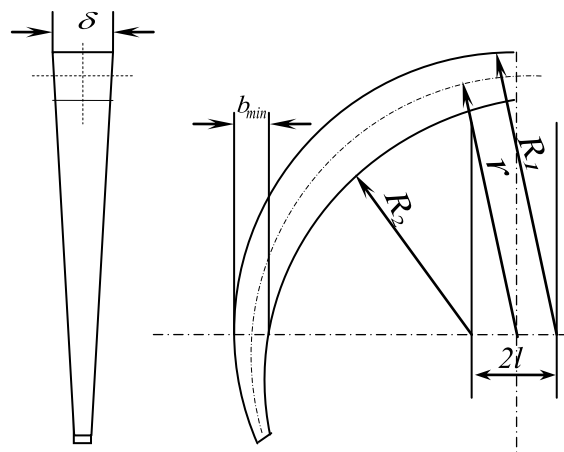
Рисунок 4.21 – Розподіл нормальних напружень по тілу бурильної труби в перехідній зоні від БТ до ОБТ за однакового навантаження

Проведені дослідження засвідчили, що для ефективного буріння свердловин у КНБК слід застосовувати конструкцію обважнених бурильних труб змінного моменту інерції експоненціальної форми, захищену патентом України [194], за рахунок якої відбувається плавний перехід у моменті інерції при переході від одного типорозміру труб до другого, що забезпечує підвищення стійкості БК за умов буріння глибоких ПС ділянок стовбура свердловин.

4.2.4 Розроблення конструктивних методів підвищення довговічності різьбових з'єднань

Як зазначалося у розділі 2, п.п.2.6.1, існувала необхідність у створенні способу зміцнення різьбової поверхні ЗРЗ. Свого часу нами було розроблено такий спосіб та пристрій для його впровадження. Ми розробили генератор енергії спрямованої дії та модель концентратора ультразвукових коливань [119, 230] для зміцнення западин різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту. Форма концентратора була обрана емпірично. Недосконалість конструкції розробленого концентратора ультразвукової енергії полягає в тому, що технологія його виготовлення передбачає формування западини різьби більшою, ніж початкова величина. Такий підхід порушує герметичність РЗ, а разом з тим і його довговічність.

Практичний інтерес має розрахунок для серпоподібного концентратора, схема розрахунку для якого наведена на рис. 4.22.



r – радіус вісі; R_1 та R_2 – радіуси кривизни (зовнішній та внутрішній);

δ – максимальна ширина; b_{min} – мінімальний радіальний розмір;

l – віддаль між радіусами кривизни.

Рисунок 4.22 – Схема для розрахунків резонансної частоти серпоподібного ультразвукового концентратора генератора енергії спрямованої дії

Для одержання оптимальних параметрів зміцнення конічних різьбових з'єднань ми розробили експериментальний стенд, провели комплекс теоретичних та експериментальних досліджень із метою створення нового генератора ультразвукових коливань спрямованої дії, зокрема конструкції концентратора для зміцнення западин РЗ [273].

Вибір параметрів концентратора базувався на проведених математичних розрахунках, в основі яких є співвідношення пружності та рівняння руху криволінійного елемента [335]. У прямокутній системі координат (ξ_1, η) система диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами має такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{d^2 \xi_1}{ds^2} - \frac{d\eta}{rds} + \frac{d\Omega}{\Omega ds} \left(\frac{d\xi_1}{ds} - \frac{\eta}{r} \right) + \\ & + \frac{1}{r\Omega} \left[\frac{dJ}{ds} \left(\frac{d^2 \eta}{ds^2} + \frac{\eta}{r^2} \right) + J \left(\frac{d^3 \eta}{ds^3} + \frac{d\eta}{r^2 ds} \right) \right] = \frac{1}{c^2} \frac{d^2 \xi_1}{dt^2}; \\ & \frac{J}{\Omega} \frac{d^4 \eta}{ds^4} + \frac{2}{\Omega} \frac{dJ}{ds} \frac{d^3 \eta}{ds^3} + \frac{1}{\Omega} \left(\frac{d^2 J}{ds^2} + \frac{J}{r^2} \right) \frac{d^2 \eta}{ds^2} + \\ & + \frac{2}{r^2 \Omega} \frac{dJ}{ds} \frac{d\eta}{ds} + \frac{1}{r^2} \left(\frac{d^2 J}{\Omega ds^2} + 1 \right) \eta - \frac{d\xi_1}{rds} = -\frac{1}{c^2} \frac{d^2 \eta}{dt^2}; \end{aligned} \right\} \quad (4.84)$$

де c – швидкість розповсюдження повздовжніх хвиль;

Ω – площа поперечного перерізу відносно нейтральної лінії;

J – момент інерції поперечного перерізу відносно нейтральної лінії;

ξ, η – переміщення точки вісі стрижня відповідно по дотичному та нормальному напрямках до вісі концентратора;

s – криволінійна координата поперечного перерізу вдовж вісі концентратора.

Розв'язком системи (4.84) будуть рівняння такого типу

$$\xi_1 = \xi_1(s)e^{i\omega t}, \text{ та } \eta = \eta(s)e^{i\omega t}, \quad (4.85)$$

де ω – кутова частота коливань.

Для визначення амплітуд повздовжніх та поперечних коливань $\xi_1(s)$, $\eta(s)$ отримуємо таку систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{d^2 \xi_1}{ds^2} + \frac{1}{\Omega} \frac{d\Omega}{ds} \frac{d\xi_1}{ds} + k^2 \frac{d\xi_1}{ds} - \frac{1}{r} \frac{d\eta}{ds} - \frac{\eta}{r\Omega} \frac{d\Omega}{ds} + \\ & + \frac{1}{r\Omega} \left[\frac{dJ}{ds} \left(\frac{d^2 \eta}{ds^2} + \frac{\eta}{r^2} \right) + J \left(\frac{d^3 \eta}{ds^3} + \frac{1}{r^2} \frac{d\eta}{ds} \right) \right] = 0; \\ & \frac{d^4 \eta}{ds^4} + \frac{2}{J} \frac{dJ}{ds} \frac{d^3 \eta}{ds^3} + \left[\frac{1}{J} \frac{d^2 J}{ds^2} + \frac{1}{r^2} \right] \frac{d^2 \eta}{ds^2} + \frac{2}{J} \frac{dJ}{ds} \frac{1}{r^2} \frac{d\eta}{ds} + \\ & + \left[\frac{1}{r^2 J} \frac{d^2 J}{ds^2} + \frac{\Omega}{J} \left(\frac{1}{r^2} - k^2 \right) \right] \eta - \frac{\Omega}{rJ} \frac{d\xi_1}{ds} = 0; \end{aligned} \right\}, \quad (4.86)$$

де $k = \frac{\omega}{c}$.

Для криволінійного концентратора зі сталим поперечним перерізом, для якого величини Ω та J є незмінними, система рівнянь (4.86) набуде такого вигляду

$$\left. \begin{aligned} & \frac{d^2 \xi_1}{ds^2} + k^2 \xi_1 - \frac{1}{r} \frac{d\eta}{ds} + \frac{J}{r\Omega} \left(\frac{d^3 \eta}{ds^3} + \frac{1}{r^2} \frac{d\eta}{ds} \right) = 0; \\ & \frac{d^4 \eta}{ds^4} + \frac{1}{r^2} \frac{d^2 \eta}{ds^2} - \frac{\Omega}{J} \left(k^2 - \frac{1}{r^2} \right) \eta - \frac{\Omega}{rJ} \frac{d\xi_1}{ds} = 0. \end{aligned} \right\}. \quad (4.87)$$

Виключивши η або ξ_1 із системи (4.87) отримуємо

$$\left. \begin{aligned} & \frac{d^6 \xi_1}{ds^6} + \left(k^2 + \frac{2}{r^2} \right) \frac{d^4 \xi_1}{ds^4} + \\ & + \left[k^2 \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{a^2} \right) + \frac{1}{r^4} \right] \frac{d^2 \xi_1}{ds^2} - \frac{k^2}{a^2} \left(k^2 - \frac{1}{r^2} \right) \xi_1 = 0; \\ & \frac{d^6 \eta}{ds^6} + \left(k^2 + \frac{2}{r^2} \right) \frac{d^4 \eta}{ds^4} + \\ & + \left[k^2 \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{a^2} \right) + \frac{1}{r^4} \right] \frac{d^2 \eta}{ds^2} - \frac{k^2}{a^2} \left(k^2 - \frac{1}{r^2} \right) \eta = 0; \end{aligned} \right\}. \quad (4.88)$$

де $a^2 = \frac{J}{\Omega}$

Диференціальні рівняння (4.88) – звичайні зі сталими коефіцієнтами, розв’язки яких мають такий вигляд

$$\xi_1 = \sum_{i=1}^6 C_i e^{\alpha_i s}; \text{ та } \eta = \sum_{i=1}^6 \frac{dC_i}{ds} e^{\alpha_i s}; \quad (4.89)$$

де α_i – корені характеристичного рівняння:

$$\alpha^6 + \left(k^2 + \frac{2}{r^2}\right)\alpha^4 + \left[k^2\left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{a^2}\right) + \frac{1}{r^4}\right]\alpha^2 - \frac{k^2}{a^2}\left(k^2 - \frac{1}{r^2}\right) = 0. \quad (4.90)$$

Для значень параметрів k , r , a^2 , що застосовуються у нашій ультразвуковій системі ($k = 0,225 \div 0,276 \text{ см}^{-1}$; $r \geq 7 \text{ см}$; $a^2 = 0,05 \div 0,35 \text{ см}^2$), рівняння (4.90) має два дійсних та чотири уявних корені, тому розв’язки (4.89) мають такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= C_1 \operatorname{ch} m_1 s + C_2 \operatorname{sh} m_1 s + C_3 \cos m_2 s + C_4 \sin m_2 s + \\ &+ C_5 \cos m_3 s + C_6 \sin m_3 s; \\ \eta &= \frac{dC_1}{ds} \operatorname{ch} m_1 s + \frac{dC_2}{ds} \operatorname{sh} m_1 s + \frac{dC_3}{ds} \cos m_2 s + \frac{dC_4}{ds} \sin m_2 s + \\ &+ \frac{dC_5}{ds} \cos m_3 s + \frac{dC_6}{ds} \sin m_3 s; \end{aligned} \right\} \quad (4.91)$$

$$\text{де } m_1 = \sqrt{-2R_1 \cos \frac{\varphi}{3} - \frac{1}{3} \left(\frac{2}{r^2} + k^2 \right)};$$

$$m_2 = \sqrt{-2R_1 \cos \left(\frac{\varphi}{3} + \frac{\pi}{3} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{2}{r^2} + k^2 \right)};$$

$$m_3 = \sqrt{-2R_1 \cos \left(\frac{\varphi}{3} - \frac{\pi}{3} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{2}{r^2} + k^2 \right)};$$

$$R_1 = -\sqrt{\frac{B^2 - 3C}{9}};$$

$$\varphi = \arccos \frac{\frac{B^3}{27} - \frac{BC}{6} + \frac{D}{2}}{R_1^3};$$

$$B = \frac{2}{r^2} + k^2;$$

$$C = k^2 \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{a^2} \right) + \frac{1}{r^4}; \quad D = \frac{k^2}{a^2} \left(\frac{1}{r^2} - k^2 \right);$$

C_1, C_2 – сталі інтегрування.

Краєві умови на вільних кінцях концентратора $s=0; l$ мають такий вигляд

$$\left. \begin{aligned} F = E\Omega \left(\frac{d\xi_1}{ds} - \frac{\eta}{r} \right) = 0; \quad M = EJ \left(\frac{d^2\eta}{ds^2} + \frac{\eta}{r^2} \right) = 0; \\ Q = EJ \left(\frac{d^3\eta}{ds^3} + \frac{1}{r^2} \frac{d\eta}{ds} \right) = 0; \end{aligned} \right\}, \quad (4.92)$$

де F, M, Q – сила розтягу, згинаючий момент та згинаючі сили в поперечному перерізі відповідно;

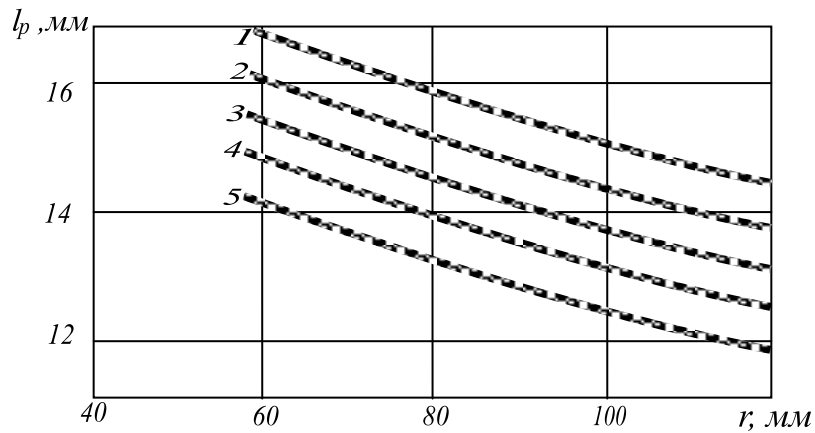
E – модуль пружності матеріалу концентратора.

Підставивши у систему (4.88) ξ_1 та η , наведені у виразах (4.91), після перетворень отримуємо ще шість умов.

У результаті задача із визначення резонансної довжини концентратора зводиться до розв'язку системи із 12-ти алгебраїчних рівнянь першого порядку.

Розрахунок резонансної довжини концентратора проведено за допомогою додатку програми «MathCAD» для різних вихідних даних [302]. При цьому визначались три перших значення резонансної довжини концентратора, так як два перших значення резонансної довжини відповідають переважно згинаючим коливанням, а третє – повздовжнім коливанням.

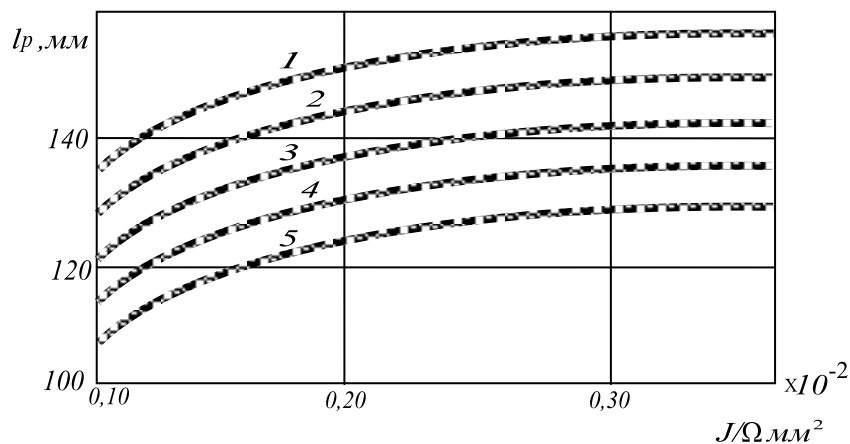
Зважаючи на умови роботи концентратора, ми вибрали таку його довжину, за якої мають місце найбільше повздовжні коливання. Результати цього розрахунку наведено на рис. 4.23, та на рис. 4.24.



$$1 - \nu = 18 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 2 - \nu = 19 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 3 - \nu = 20 \cdot 10^3 \text{ Гц};$$

$$4 - \nu = 21 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 5 - \nu = 22 \cdot 10^3 \text{ Гц}.$$

Рисунок 4.23 – Залежність параметра l від параметра r для концентратора серпоподібної форми за різної частоти



$$1 - \nu = 18 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 2 - \nu = 19 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 3 - \nu = 20 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 4 - \nu = 21 \cdot 10^3 \text{ Гц}$$

$$; 5 - \nu = 22 \cdot 10^3 \text{ Гц}.$$

Рисунок 4.24 – Залежність резонансної довжини концентратора l_p від параметра a^2 за різних частот

Оскільки, радіальний розмір b серповидного концентратора є значно меншим за радіус його вісі r , то площа Ω й момент інерції J його

поперечного перерізу можуть бути визначені з достатньою точністю за таким виразом

$$\Omega = 2\delta mr \left(1 + \frac{b_{\min}}{2mr} - \sin \frac{s}{r}\right); \quad J = \frac{2\delta m^3 r^3}{3} \left(1 + \frac{b_{\min}}{2mr} - \sin \frac{s}{r}\right)^3; \quad (4.93)$$

де δ, b_{\min} – ширина та мінімальний радіальний розмір концентратора відповідно;

$$m = \frac{l}{r}.$$

Позначивши $\frac{1}{\Omega} \frac{d\Omega}{ds} = A; \quad \frac{1}{\Omega} \frac{dJ}{ds} = B; \quad \frac{J}{\Omega} = C; \quad \frac{1}{\Omega} \frac{d^2 J}{ds^2} = D$ система (4.86)

матиме такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{d^2 \xi_1}{ds^2} + A \frac{d\xi_1}{ds} + k^2 \xi_1 - \frac{1}{r} \frac{d\eta}{ds} - A \frac{\eta}{r} + \\ & + \frac{1}{r} \left[B \left(\frac{d^2 \eta}{ds^2} + \frac{\eta}{r^2} \right) + C \left(\frac{d^3 \eta}{ds^3} + \frac{1}{r^2} \frac{d\eta}{ds} \right) \right] = 0; \\ & \frac{d^4 \eta}{ds^4} + \frac{1}{C} \left[2B \frac{d^3 \eta}{ds^3} + \left(D + \frac{1}{r^2} \right) \frac{d^2 \eta}{ds^2} + \right. \\ & \left. + \frac{2B}{r^2} \frac{d\eta}{ds} + \left(\frac{D}{r^2} + \frac{1}{r^2} - k^2 \right) \eta - \frac{1}{r} \frac{d\xi_1}{ds} \right] = 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.94)$$

Згідно з теорією математичного аналізу, отримані диференціальні рівняння другого та четвертого порядків замінюємо системою шести рівнянь першого порядку:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{d\xi_1}{ds} = y_1; \\ & \frac{dy_1}{ds} = -Ay_1 - k^2 \xi_1 + \frac{1}{r} \gamma + \frac{A}{r} \eta - \frac{1}{r} \left[B \left(\xi_2 + \frac{\eta}{r^2} \right) + C \left(\xi_3 + \frac{1}{r^2} \gamma \right) \right]; \\ & \frac{d\eta}{ds} = \gamma; \quad \frac{d\gamma}{ds} = \xi_2; \quad \frac{d\xi_2}{ds} = \xi_3; \\ & \frac{d\xi_3}{ds} = -\frac{1}{C} \left[2B \xi_3 + \left(D + \frac{1}{r^2} \right) \gamma + \left(\frac{D}{r^2} + \frac{1}{r^2} - k^2 \right) \eta - \frac{1}{r} y_1 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (4.95)$$

До цієї системи диференціальних рівнянь додаємо ще шість краєвих умов. Три з цих умов задані на одному кінці й три умови на другому кінці концентратора. Розв'язок цієї краєвої задачі подається як результат накладання трьох розв'язків початкових задач, для яких всі шість умов задані на одному кінці концентратора за $s = 0$, а саме:

$$\left. \begin{aligned} F &= C_1 F_1 + C_2 F_2 + C_3 F_3; \\ M &= C_1 M_1 + C_2 M_2 + C_3 M_3; \\ Q &= C_1 Q_1 + C_2 Q_2 + C_3 Q_3; \end{aligned} \right\} \quad (4.96)$$

де розв'язки F_i, M_i, Q_i ($i = 1, 2, 3$) відповідають таким початковим умовам

$$\xi_i(0) = 1; \quad \xi_j(0) = 0; \quad j \neq i; \quad (4.97)$$

та

$$\left. \begin{aligned} F &= E\Omega \left(\frac{d\xi_1}{ds} - \frac{\eta}{r} \right)_{s=0} = 0; \quad M = EJ \left(\frac{d^2\eta}{ds^2} + \frac{\eta}{r^2} \right)_{s=0} = 0; \\ Q &= \left[EJ \left(\frac{d^2\eta}{ds^2} + \frac{\eta}{r^2} \right) + EJ \left(\frac{d^3\eta}{ds^3} + \frac{1}{r^2} \frac{d\eta}{ds} \right) \right]_{s=0} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.98)$$

На другому кінці концентратора за $s = l$ маємо:

$$\left. \begin{aligned} F(l) &= 0; \\ M(l) &= 0; \\ Q(l) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.99)$$

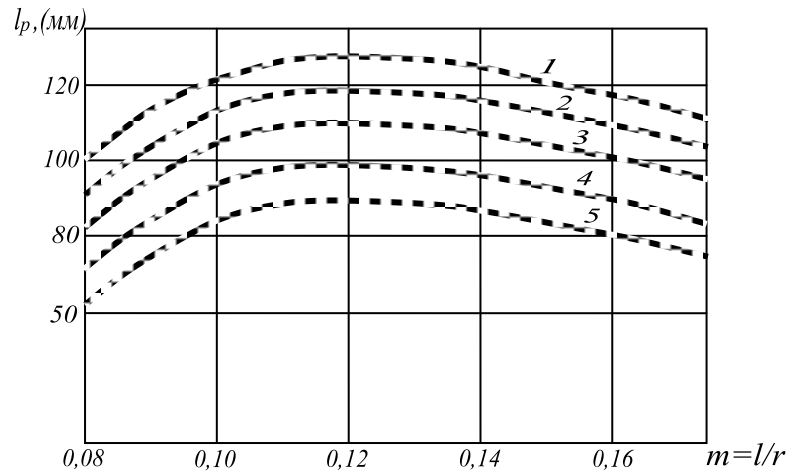
Умови (4.99) виконуються, якщо

$$\Delta(l) = \begin{vmatrix} F_1(l) & F_2(l) & F_3(l) \\ M_1(l) & M_2(l) & M_3(l) \\ Q_1(l) & Q_2(l) & Q_3(l) \end{vmatrix} = 0. \quad (4.100)$$

Рівняння (4.100) визначає резонансну довжину серпоподібного концентратора.

Для визначення резонансної довжини концентратора застосовувався додаток у програмі «MathCAD». Розрахунки було проведено для декількох серпоподібних концентраторів, зокрема для найбільш оптимального випадку, а саме $r = 8 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $b_{\min} = 0,2 l$ (рис. 4.25) криві $1 - \nu = 18 \cdot 10^3 \text{ Гц}$;

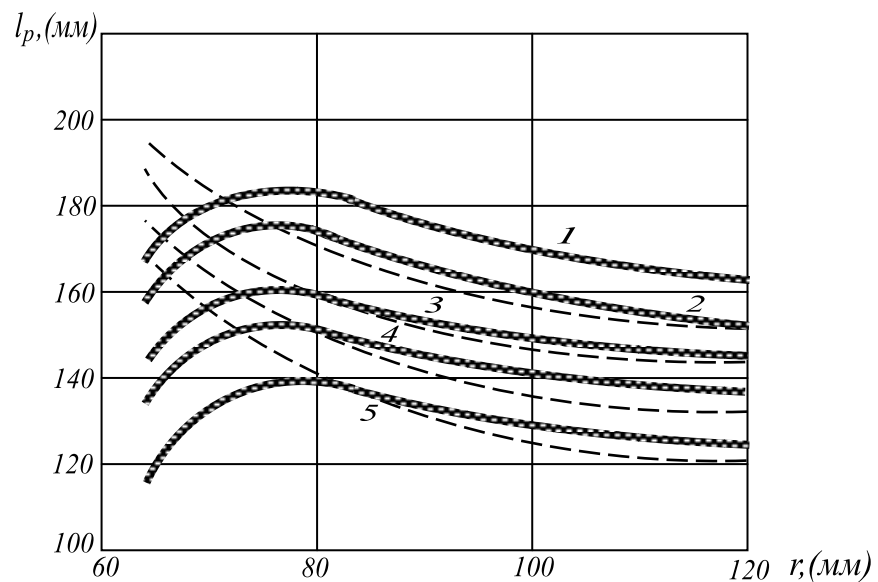
$2 - \nu = 19 \cdot 10^3 \text{ Гц}$; $3 - \nu = 20 \cdot 10^3 \text{ Гц}$; $4 - \nu = 21 \cdot 10^3 \text{ Гц}$; $5 - \nu = 22 \cdot 10^3 \text{ Гц}$ (на рис. 4.26) для $m = 0,1$, $b_{\min} = 0,02 r$ (суцільні лінії для тих же частот).



$$1 - \nu = 18 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 2 - \nu = 19 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 3 - \nu = 20 \cdot 10^3 \text{ Гц};$$

$$4 - \nu = 21 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 5 - \nu = 22 \cdot 10^3 \text{ Гц}.$$

Рисунок 4.25 – Залежність резонансної довжини концентратора від співвідношення між основними параметрами за різних частот



$$1 - \nu = 18 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 2 - \nu = 19 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 3 - \nu = 20 \cdot 10^3 \text{ Гц};$$

$$4 - \nu = 21 \cdot 10^3 \text{ Гц}; 5 - \nu = 22 \cdot 10^3 \text{ Гц}.$$

Рисунок 4.26 – Графік розрахунку резонансної довжини серпоподібного концентратора точним та наближеним способами

Як було встановлено в процесі проведення аналітичних та експериментальних досліджень для визначення резонансної довжини концентратора, за якої в основному переважаючий вплив мають повздовжні коливання, є можливим використання спрощеного методу обрахунків, що базується на нехтуванні згинаючого моменту.

За такої ситуації система рівнянь (4.86) може бути замінена на рівняння такого виду

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 \xi_1}{ds^2} + \frac{1}{\Omega} \frac{d\Omega}{ds} \frac{d\xi_1}{ds} + k^2 \xi_1 - \frac{1}{r} \left[\frac{d\eta}{ds} + \frac{1}{\Omega} \frac{d\Omega}{ds} \eta \right] &= 0; \\ \left(\frac{1}{r^2} - k^2 \right) \eta - \frac{1}{r} \frac{d\xi_1}{ds} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.101)$$

Виключивши η з цієї системи рівнянь, ми отримали

$$\frac{d^2 \xi_1}{ds^2} + \frac{1}{\Omega} \frac{d\Omega}{ds} \frac{d\xi_1}{ds} + \left(k^2 - \frac{1}{r^2} \right) \xi_1 = 0. \quad (4.102)$$

Результати розрахунку резонансної довжини серпоподібного концентратора, отримані з допомогою рівняння (4.102) для $m = 0,1$ та $b_{\min} = 0,02 r$ зображено на рис. 4.26 штриховими лініями.

На рис. 4.26 наведено результати розрахованих за рівнянням (4.102) розподіл амплітуди повздовжніх ξ / ξ_0 та поперечних η / ξ_0 коливань вздовж вісі серпоподібного концентратора для $r = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ (крива 1), $r = 9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ (крива 2), та $r = 11 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ (крива 3), розраховані за системою диференціальних рівнянь (4.100) – штрихові лінії, за рівністю (4.102) – суцільні.

Порівняльна характеристика рис. 4.26 свідчить, що за $r \geq 8 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ результати обчислень точним (рівняння (4.99)) та наближеним (рівняння (4.102)) способами мало відрізняються один від одного, розбіжність становить не більше 2,5 %, що є у межах похибки.

За допомогою наявного стенду було проведено ряд досліджень застосування розроблених ультразвукових концентраторів.

Експериментальні дослідження западин різьби замкових різьбових з'єднань зміцнених методом УЗО при оптимальних режимах удосконаленим інструментом, виготовленим згідно з поданими розрахунками, засвідчили, що зміцнення поверхні зубців РЗ відбувається без змін їх початкових розмірів.

Щоб підтвердити достовірність результатів, проведено експериментальні дослідження на опір втомі, за відомою технологією, натурних зразків замкових різьбових з'єднань ЗН–80 з різьбою З–62 зі сталі 40ХН2МА ($\sigma_{0,2} = 680 \text{ МПа}$) зміцнених методом УЗО із застосуванням серпоподібного концентратора.

На рис. 4.27 наведено результати експериментальних досліджень на опір втомі замкового різьбового з'єднання ЗН–80 з різьбою З–62, виготовлені зі сталі 40ХН2МА із $\sigma_{0,2} = 680 \text{ МПа}$.

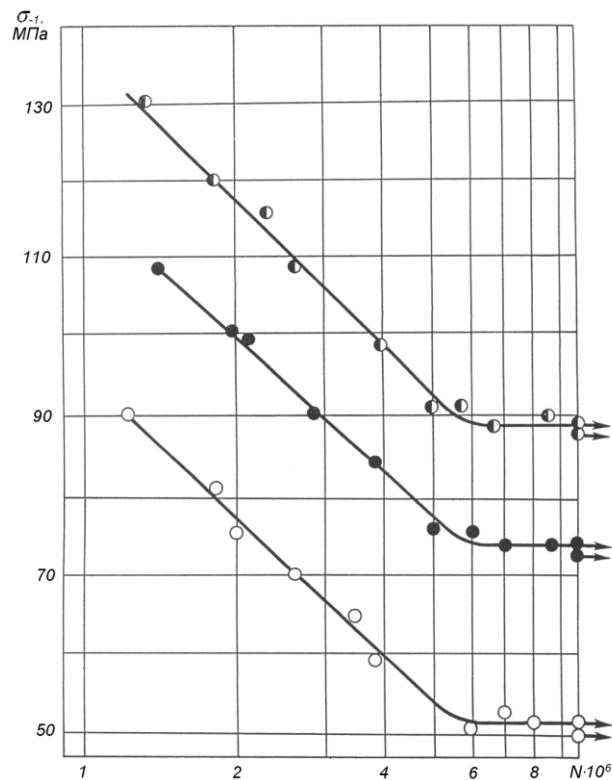


Рисунок 4.27 – Криві втомі замкового різьбового з'єднання ЗН–80 з різьбою З–62, виготовлені зі сталі 40ХН2МА із $\sigma_{0,2} = 680 \text{ МПа}$

На рис. 4.27 верхня залежність характеризує з'єднання, що було зміцнене із застосуванням нового розробленого серпоподібного концентратора, середня крива характеризує з'єднання, що було зміцнене концентратором експоненціальної форми, нижня залежність характеризує опір втомі ЗРЗ, яке не було зміцнене.

Аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень довів, що метод ультразвукової обробки різьбових з'єднань елементів бурильної колони має певні переваги над іншими методами поверхнево-пластичної деформації, і в результаті призводить до підвищення границі витривалості ЗРЗ конічних різьб на 45–50%, а відповідно й до підвищення надійності та довговічності бурильної колони в процесі буріння нафтових і газових свердловин [281].

Дослідження показали, що зміцнення різьб інструментом із розрахованими геометричними параметрами призводить до підвищення границі витривалості різьбових з'єднань на 45%, порівняно з різьбовими з'єднаннями, які були зміцнені за попередньою технологією. Таблиця А.1 (у додатку) демонструє результати даних ультразвукової обробки поверхні металів, проведених концентратором серпоподібної форми, звідки видно, що твердість поверхні зростає до 180%, довговічність зростає у 6 разів, чистота поверхні зростає для незагартованих поверхонь на 1-3 класи, а для загартованих на 3-5.

4.3 Дослідження напруженого стану масиву гірських порід та стійкості викривленого стовбура свердловини

Поглиблення стовбура свердловини здійснюється породоруйнівним інструментом шляхом руйнування поверхневого шару гірської породи. Гірська порода вибою свердловини перебуває в стані триосьового напруженого стиску. Основною умовою ефективного руйнування гірської породи вибою є наявність осьового зусилля, що забезпечує проникнення інструменту вглиб вибою, і

зусилля зсуву, під дією якого підвищується ефективність руйнування поверхневого шару породи [38]. У процесі динамічного навантаження гірської породи виникає різко неоднорідне поле напружень, різко підвищуються градієнти напружень і деформацій.

Дніпровсько-Донецька западина та Азовсько-Чорноморський регіон за своїми гірничо-геологічними особливостями є геологічним утворенням, що характеризується різноманітним мінералогічним і літологічним складом порід, різними за ступенем консолідованості пластами та наявністю на значних глибинах нестійких горизонтів [64, 170]. Таким чином, для прогнозування стійкості стінок свердловини необхідно досліджувати напружено-деформований стан гірського масиву в районі проведення бурових робіт з урахуванням його літологічних і тектонічних особливостей. Особливо небезпечними з точки зору осипання й обвалювання стінок стовбура свердловини, є місця концентрації пружної енергії в районі гірничо-тектонічних порушень, що характеризуються нерівномірними гравітаційно-тектонічними полями напружень. Енергетичні параметри гірського масиву безпосередньо залежать від міцнісних і пружних властивостей порід, глибини залягання породи та літологічної будови [141].

Результати досліджень процесу будівництва похило-скерованих і горизонтальних ділянок стовбура свердловин у найрізноманітніших гірничо-геологічних умовах свідчать про те, що в інтервалах інтенсивного викривлення стовбура таких свердловин виникає найбільше ускладнень, що пов'язано з різкою зміною пружно-деформованого стану масиву гірських порід. Тут під дією фізичних, фізико-хімічних та механічних впливів, гідростатичного тиску та фактору часу відбувається процес дезінтеграції, осипання та обвалювання гірських порід, з яких утворені стінки свердловини [141, 142].

Руйнування твердого тіла в будь-який спосіб полягає в подоланні його міцності, що супроводжується утворенням нових поверхонь відокремлення, які вступають у взаємодію з оточуючим середовищем, тобто з промивальною рідиною. Нові поверхні утворюються завдяки подоланню сил зчеплення між

елементарними частинками породи, які примусово опинилися в поверхневому шарі стінки свердловини. Якщо рівнодійна сил взаємодії між елементами частинками всередині тіла дорівнює нулю, то у поверхневому шарі ця рівнодійна вже не дорівнює нулю й спрямована всередину тієї фази, де сили зчеплення більші. На новоутвореній поверхні твердого тіла, що безпосередньо контактує з рідким чи газоподібним середовищем, виникає надлишок вільної енергії, яка здобула назву поверхневої енергії або поверхневого натягу. Тож поверхневий натяг є мірою незкомпенсованості сил між елементами частинками в поверхневому шарі масиву [246].

Проникаючи в пори й поглинаючись, промивальна рідина порушує міцність гірської породи, тобто виникає ефект Ребіндера. Він полягає в тому, що акт адсорбції зумовлює послаблення поверхневої енергії твердого тіла з одночасним розриванням зв'язків між елементами його структури. Адсорбція призводить до проникнення молекул поверхнево активних речовин у мікротріщини гірської породи, появи додаткового «розклинюючого» тиску, розвитку нових мікротріщин, та руйнування породи під дією незначних навантажень.

Фізична адсорбція спричинюється дією молекулярних сил: неспецифічних (дисперсійні сили) і специфічних (орієнтаційні, індукційні та водневі зв'язки). Для явища адсорбції є характерним зменшення вільної поверхневої енергії системи. З термодинамічної точки зору, адсорбція – це мимовільний зворотній процес. Під час переходу речовини з газової або рідкої фази до адсорбованого стану молекули втрачають щонайменше один ступінь вільності, що призводить до зменшення ентропії всієї системи. Отже, одним з напрямків попередження осипання гірської породи в даній ситуації є використання промивальних рідин з підвищеним коефіцієнтом поверхневого натягу [251].

У лінійній механіці руйнування [95] поля деформації й напружень описуються через коефіцієнт інтенсивності напружень. Зв'язок між цим коефіцієнтом і тангенціальними напруженнями не залежить від статичних, циклічних чи динамічних навантажень. Основну роль тут відіграє густина

енергії напружено-деформованого стану стінок свердловини, яку вона набула в процесі руйнування гірської породи.

Згідно з теорією Л. Жильмо [332] ця енергія є питомою, тому залежить не від умов навантаження, а від теоретичної міцності гірської породи, що уможливує перехід до безрозмірних констант подібності локального руйнування, пов'язаних із міцністю міжатомних зв'язків.

Критичне значення густини поглинутої енергії визначає міцність міжатомних зв'язків породи, а відповідно й процес руйнування (осипання, обвалювання) стінок свердловини під час її будівництва. Рівень процесу руйнування (локального чи глобального) залишається однаковим, оскільки результатом залишається самоорганізація дисипативних структур, яка є, з точки зору ентропії, оптимальною для поглинутої енергії. Дисипація енергії в гірській породі відбувається лише шляхом мікроруйнувань сколюванням, що стає причиною осипання й обвалювання породи. Цей процес описується критичним співвідношенням напруження зсуву та напруження відривання породи. Реалізація цієї дисипативної структури в точці біфуркації, що відповідає глобальній нестабільності руйнування, залежить від структури гірської породи.

Отже, успішне будівництво ПС і ГС залежить від повноти інформації про будову й властивості масиву гірських порід, що розробляються. Однією з важливих інформацій у цьому напрямку є характеристики напружено-деформованого стану гірської породи та інформація про збурення, які виникають у процесі її динамічного навантаження [325].

4.3.1 Дослідження міцнісних характеристик гірських порід на основі математичної моделі

У процесі буріння стінки свердловини перебувають у складному напруженому стані, тому оцінка стійкості гірських порід є найбільш повною в об'ємному напруженому стані, характеристикою якого є обвідні максимальних кругів Мора (паспорт міцності), побудовані в координатах нормальних і граничних дотичних напружень. Використовуючи паспорт міцності і круги

Мора, можна визначити часовий опір (межу міцності) породи до одновісного розтягу-стиску, до кручення, до зрізу зі стиском, до об'ємного стиску, до сколювання й зенітного кута для різних меж напруженого стану [178].

Обвідні кругів Мора мають різну форму, зокрема для сипких порід це є похила пряма, що починається у початку координат, для пластичних порід – пряма, паралельна до вісі нормальних напружень. Для гірських порід, що характеризуються крихким руйнуванням і значною різницею руйнівних напружень під час стиску й розтягу, за форму обвідної беруть частину кола з прямою, параболу, циклоїду, експоненційну криву та ін. [178].

У роботі [45] обґрунтовано й розроблено метод побудови паспорта міцності за результатами дослідів під час розтягу або стиску у такому вигляді:

$$\tau = \tau_{\max} \left[\frac{\sigma^2 + \sigma_p^2}{(\sigma_p + \sigma)^2 + a} \right]^{\frac{3}{8}}, \quad (4.103)$$

де τ_{\max} – максимальний опір зрізу;

σ – нормальне напруження;

σ_p – межа міцності гірської породи при усесторонньому розтягу;

a – параметр форми кривої.

В аналітичних розв'язках використовують коефіцієнт зчеплення k і зенітного кута φ , які визначаються шляхом графічної апроксимації обвідної кругів Мора відрізком прямої в межах нормальних напружень:

$$0 \leq \sigma \leq \sigma_{cm}, \quad (4.104)$$

де σ_{cm} – межа міцності при одновісному стиску.

Для вертикальних і похило-скерованих ділянок стовбура свердловини, де на ділянках викривлення присутня неоднорідність гірського масиву та за наявності інших умов, зміна вертикального стиску порід є дуже суттєвою. Для цього випадку є придатною система диференціальних рівнянь Ляме [285], яка для деформованого масиву гірських порід

записується з врахуванням складових, що містять диференціювання за кутовою координатою:

$$\left. \begin{aligned} (\lambda + \mu) \frac{\partial \epsilon}{\partial r} - \mu \left(\frac{U}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) + \mu \Delta U &= 0; \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial \epsilon}{r \partial \theta} - \mu \left(\frac{U}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} \right) + \mu \Delta V &= 0; \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} + \mu \Delta W &= 0; \end{aligned} \right\}, \quad (4.105)$$

де r – радіальна, а θ, z – відповідно кутова і поздовжньо осьова координати циліндричної системи;

$$\epsilon = \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{U}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{\partial U}{\partial z}; \quad \Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2};$$

$U(r, \theta, z); V = V(r, \theta, z); W = W(r, \theta, z)$ – відповідні компоненти вектора переміщень;

λ, μ – пружні константи Ляме.

Під час дослідження напружено-деформованого стану порід навколо стовбура свердловини, який здебільшого не є циліндричним, доцільно застосовувати координати ρ, θ, φ , які зв'язані з циліндричними r, θ, z і декартовими x, y, z такими співвідношеннями:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cos \theta = (R + \rho \cos \varphi) \cos \theta; \\ y &= r \sin \theta = (R + \rho \cos \varphi) \sin \theta; \\ z &= z = \rho \sin \varphi. \end{aligned} \right\}. \quad (4.106)$$

Прийнявши величини P, V, Q за відповідні компоненти вектора переміщень, одержимо:

$$\left. \begin{aligned} U &= P \cos \varphi - Q \sin \varphi; \quad P = U \cos \varphi + W \sin \varphi; \\ W &= P \sin \varphi + Q \cos \varphi; \quad Q = -U \sin \varphi + W \cos \varphi. \end{aligned} \right\}. \quad (4.107)$$

Для функцій

$$P = P(\rho, \theta, \varphi); \quad V = V(\rho, \theta, \varphi); \quad Q = Q(\rho, \theta, \varphi),$$

з врахуванням виразів (4.105) і (4.106) отримуємо систему таких рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} (\lambda + 2\mu) \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} + \frac{P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial Q}{\partial \varphi} \right) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) - \frac{\partial Q}{\partial \rho} - \frac{Q}{\rho} &= \Phi; \\ (\lambda + 2\mu) \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right) + \frac{P}{\rho} \frac{1}{\rho} \frac{\partial Q}{\partial \varphi} + \mu \frac{\partial}{\partial \rho} \left(-\frac{\partial P}{\rho \partial \varphi} + \frac{\partial Q}{\partial \rho} \right) + \frac{Q}{\rho} &= \Psi; \\ \mu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial V}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 V}{\partial \varphi^2} \right) &= F. \end{aligned} \right\} (4.108)$$

Звідси,

$$\begin{aligned} r\Phi &= (\lambda + 2\mu) \left(\frac{\cos \varphi}{r} P - \frac{\partial P}{\partial \rho} \right) \cos \varphi - \frac{\mu}{r} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \\ &+ \frac{\mu \sin \varphi}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta} - \frac{\mu}{\rho} Q \sin \varphi + (\lambda + \mu) \frac{\partial Q}{\partial \rho} \sin \varphi - (\lambda + 2\mu) \frac{Q}{r} \sin \varphi \cos \varphi - \\ &- (\lambda + \mu) \frac{\partial^2 V}{\partial \rho \partial \theta} + (\lambda + 3\mu) \frac{\partial V}{\partial \theta} \frac{\cos \varphi}{z}; \\ r\Psi &= \frac{\lambda + \mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{U}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) - \frac{\mu}{r} \left(\frac{\partial Q}{\partial \rho} \cos \varphi + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 Q}{\partial \theta^2} - \frac{\partial Q}{\partial \varphi} \frac{\sin \varphi}{\rho} - P \frac{\sin \varphi}{\rho} \right) - \\ &- \frac{\mu \sin \varphi}{r^2} \left(U + 2 \frac{\partial V}{\partial \theta} \right); \\ rF &= -(\lambda + \mu) \frac{1}{r} \left[\frac{\partial^2 P}{\partial \rho \partial \theta} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\mu}{r} \left(\frac{2}{r} \frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 V}{\partial \theta^2} - \frac{V}{r} \right) \right]; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial V}{\partial r} = \frac{\partial V}{\partial \rho} \cos \varphi - \frac{\sin \varphi}{\rho} \frac{\partial V}{\partial \varphi};$$

$$U = P \cos \varphi \cdot Q \sin \varphi.$$

Систему рівнянь (4.107) можна записати у скороченому вигляді

$$A \begin{pmatrix} P \\ Q \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Phi \\ \Psi \end{pmatrix}; \quad \Delta V = F, \quad \text{де } \Delta = \mu \left(\frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \right); \quad (4.109)$$

$$\left. \begin{aligned}
 A &= A\left(\rho, \varphi, \frac{\partial}{\partial \rho}, \frac{\partial}{\partial \varphi}\right) = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \\
 A_{11} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \right) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \right); \\
 A_{12} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \varphi} \right) - \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \right); \\
 A_{21} &= \frac{\lambda + 2\mu}{\rho^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \mu \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \right); \\
 A_{22} &= \frac{\lambda + 2\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \right) - \mu \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \varphi} \right).
 \end{aligned} \right\} \quad (4.110)$$

Розв'язок основних задач теорії пружності для систем рівнянь (4.109) і (4.110) проводимо за ітераційною схемою типу:

$$A \begin{pmatrix} P^{i+1} \\ Q^{i+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Phi(P^i, V^i, Q^i) \\ \Psi(P^i, V^i, Q^i) \end{pmatrix}.$$

Для визначення напружено-деформованого стану гірської породи ділянки викривленого стовбура свердловини застосовуємо систему диференціальних рівнянь Ляме в циліндричних координатах (r, t, z) :

$$\left. \begin{aligned}
 (\lambda + \mu) \frac{\partial \epsilon}{\partial r} + \frac{\mu}{r^2} \left(U + 2 \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \mu \Delta U &= 0; \\
 (\lambda + \mu) \frac{\partial \epsilon}{r \partial t} - \frac{\mu}{r^2} \left(V - 2 \frac{\partial U}{\partial t} \right) + \mu \Delta V &= 0; \\
 (\lambda + \mu) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} + \mu \Delta W &= 0;
 \end{aligned} \right\}, \quad (4.111)$$

де $U = U(r, t, z)$; $V = V(r, t, z)$; $W = W(r, t, z)$ - складові вектора переміщень $\tilde{\omega} = \omega(r, t, z)$ вздовж радіальної r , кутової t і поздовжньо-осьової z координат;

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}. \quad \text{— оператор Лапласа;}$$

$$\epsilon = \frac{1}{r} \frac{\partial(rU)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial W}{\partial z} \quad \text{— відносна зміна об'єму.}$$

Переміщення поверхні S , визначається:

$$U|_S = \varphi_1; V|_S = \varphi_2; W|_S = \varphi_3. \quad (4.112)$$

Розв'язок задачі (4.112) для системи рівнянь (4.111) шукаємо у вигляді потенціалу

$$\omega(r, t, z) = \iint_S Q(r, t, z; \rho, \tau, \eta) \sigma(\rho, \tau, \eta) d_{\rho, \tau, \eta} S, \quad (4.113)$$

де Q – тензор Сомільяна, виражений у циліндричних координатах, має такий вид:

$$Q = \frac{1}{8\pi(\lambda + 2\mu)} \left[\frac{(\lambda + 3\mu)T(t, \tau)}{R} + \frac{(\lambda + \mu)P(r, t, z, \rho, \tau, \eta)}{R^3} \right]; \quad (4.114)$$

тут

$$\left. \begin{aligned} T(t, \tau) &= \begin{pmatrix} \cos(t - \tau) & \sin(t - \tau) & 0 \\ -\sin(t - \tau) & \cos(t - \tau) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \\ P(r, t, z, \rho, \tau, \eta) &= \begin{pmatrix} [r - \rho \cos(t - \tau)] \\ \rho \sin(t - \tau) \\ (z - \eta) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [r \cos(t - \tau) - \rho] \\ r \sin(t - \tau) \\ (z - \eta) \end{pmatrix}; \\ R &= \sqrt{r^2 + \rho^2 + (z - \eta)^2 - 2r\rho \cos(t - \tau)}. \end{aligned} \right\}. \quad (4.115)$$

Підставляючи вираз (4.113) у граничні умови (4.112), отримуємо матричне інтегральне рівняння, яке визначає стовпчик невідомих густин $\sigma(\rho, \tau, \eta)$ потенціалу (4.113)

$$\varphi(r, t, z) = \iint_S Q(r, t, z, \rho, \tau, \eta) \sigma(\rho, \tau, \eta) d_{\rho, \tau, \eta} S, \quad (4.116)$$

де $(\vec{r}, \vec{t}, \vec{z}) \in S$.

Для числових розрахунків інтегрального рівняння (4.116) апроксимуємо його системою лінійних алгебраїчних рівнянь, замінюючи інтеграл кінцевою сумою такого типу:

$$\varphi(\vec{r}_i, \vec{t}_i, \vec{z}_i) = \sum_{j=1}^{m+n} \left[\sum_{j=1}^k Q(\vec{r}_i, \vec{t}_i, \vec{z}_i, \rho_{vj}) \right] \sigma(\rho_j, \tau_j, \eta_j) \Delta S_j, \quad (4.117)$$

де m, n, k – число точок на твірних циліндра, еліпсоїда й уздовж меридіана циліндра відповідно.

Розв'язок системи (4.117) дозволяє визначити зміщення і напруження за такою формулою :

$$\omega(r, t, z) = \sum_{j=1}^{m+n} \left[\sum_{v=1}^k Q(r, t, z, \rho_{vj}, \tau_{vj}, \eta_{vj}) \right] \sigma(\rho_j, \tau_j, \eta_j) \Delta S_j.$$

З урахуванням осьової симетрії:

$$R_r = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial U}{\partial r} + \lambda \left(\frac{U}{r} + \frac{\partial W}{\partial z} \right); \quad R_z = 0;$$

$$B_r = (\lambda + 2\mu) \frac{U}{r} + \lambda \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial W}{\partial z} \right); \quad B_z = 0;$$

$$Z_r = \mu \left(\frac{\partial W}{\partial r} + \frac{\partial U}{\partial z} \right); \quad Z_z = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial W}{\partial z} + \lambda \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{U}{r} \right),$$

де

$$\frac{\partial U}{\partial r} = \iint_s \left(\frac{\partial Q_{11}}{\partial r} \sigma_1 + \frac{\partial Q_{13}}{\partial r} \sigma_3 \right) dS; \quad \frac{\partial U}{\partial z} = \iint_s \left(\frac{\partial Q_{11}}{\partial z} \sigma_1 + \frac{\partial Q_{13}}{\partial z} \sigma_3 \right) dS;$$

$$\frac{U}{r} = \iint_s \frac{1}{r} (Q_{11} \sigma_1 + Q_{13} \sigma_3) dS;$$

тут

$$Q_{ij} = \frac{1}{8\pi(\lambda + 2\mu)} \left[\frac{(\lambda + 3\mu) T_{ij}(t, \tau)}{R} + \frac{(\lambda + \mu) P_{ij}(r, t, z, \rho, \tau, \eta)}{R^3} \right];$$

$$\frac{\partial Q_{ij}}{\partial r} = \frac{1}{8\pi R^2 (\lambda + 2\mu)} \left\{ \frac{\lambda + \mu}{R} \frac{\partial P_{ij}}{\partial r} - \left[(\lambda + 3\mu) T_{ij} + \frac{3(\lambda + \mu) P_{ij}}{R^2} \right] \frac{\partial R}{\partial r} \right\};$$

де $i, j \in$ непарними й набувають значень 1; 3. Окрім цього,

$$\frac{\partial R}{\partial r} = \frac{r - \rho \cos(t - \tau)}{R}; \quad \frac{\partial R}{\partial z} = \frac{z - \eta}{R};$$

$$\frac{\partial P_{11}}{\partial r} = [r - \rho \cos(t - \tau)] \cos(t - \tau) + [r \cos(t - \tau) - \rho]; \quad \frac{\partial P_{11}}{\partial z} = 0;$$

$$\frac{\partial P_{13}}{\partial r} = z - \eta; \quad \frac{\partial P_{13}}{\partial z} = r - \rho \cos(t - \tau); \quad \frac{\partial P_{31}}{\partial r} = (z - \eta) \cos(t - \tau);$$

$$\frac{\partial P_{31}}{\partial z} = r \cos(t - \tau) - \rho; \quad \frac{\partial P_{33}}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial P_{33}}{\partial z} = 2(z - \eta).$$

Порода, що буриться у ПС є анізотропним середовищем, тому слід враховувати напружено-деформований стан порід навколо стовбура свердловини з урахуванням утворення зони тріщинуватості. Вирішення даної задачі відрізняється від звичайних задач тією обставиною, що межа поділу області пружних деформацій і зони тріщинуватості наперед є невідомою, яку необхідно визначати в процесі розв'язку. Отже, під час побудови алгоритму розрахунку полів пружних напружень і деформацій є доцільним застосування методів, які придатні для областей довільної форми. Такою властивістю володіє методика, в основі якої використовуються потенціальні вирази розв'язків [35, 36, 37], що дозволяє визначити межі досліджуваного контуру пружної зони для довільних умов. Аналіз результатів експериментальних досліджень виявляє наявність монотонності операторів розглядуваної задачі, що забезпечує сходимість ітераційного процесу в досить широких межах.

Враховуючи, що згасання збурень у вибої свердловини в напрямку перпендикулярному до її стінок відбувається за експоненціальним законом, для спрощення приймаємо зону напружень за двомірну кільцеву область Ω , що складається із зон пластичних Ω_1 і пружних Ω_2 деформацій (рис. 4.28).

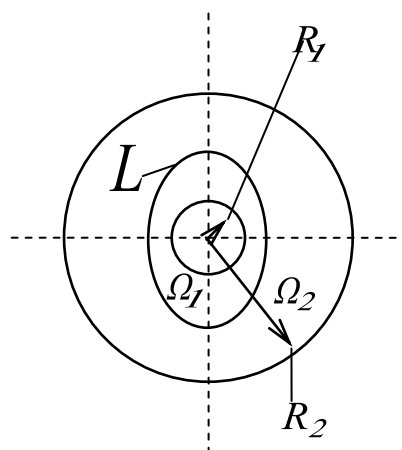


Рисунок 4.28 – Розрахункова схема для визначення напружень у гірській породі в пластичній зоні стовбура свердловини

Вважаємо, що в області Ω_1 задовольняється умова пластичності Сен-Венана

$$(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau_{r\theta}^2 = \sigma_T^2, \quad (4.118)$$

де $\sigma_r, \sigma_\theta, \tau_{r\theta}$ – відповідні елементи тензора напружень;

σ_T – межа текучості.

Для визначення напружено-деформованого стану в Ω_2 скористаємося системою диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} (\lambda + \mu) \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial r} - \mu \left(\frac{U}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) + \mu \Delta U + X &= 0; \\ (1 + \mu) \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial \theta} - \mu \left(\frac{V}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} \right) + \mu \Delta U + Y &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4.119)$$

$$\text{де } \Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}; \quad \tilde{\epsilon} = \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{U}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial \theta};$$

$U = U(r, \theta)$ і $V = V(r, \theta)$ – відповідно радіальне й тангенціальне зміщення;

$X = X(r, \theta)$ і $Y = Y(r, \theta)$ – компоненти вектора об'ємного навантаження;

λ і μ – пружні константи Ляме.

На внутрішній L_1 і зовнішній L_2 границях досліджуваної області Ω , якими є концентричні кола радіусів $R_1 < R_2$ вважаємо заданими умови:

$$\sigma_r |_{L_1} = \varphi_1(\theta); \quad \tau_{r\theta} |_{L_1} = \varphi_1(\theta); \quad (4.120)$$

$$U |_{L_2} = \psi_1(\theta); \quad V |_{L_2} = \psi_2(\theta). \quad (4.121)$$

Вздовж межі L розділу областей Ω_1 і Ω_2 повинні виконуватись умови:

$$\sigma_r^{(1)} |_L = \sigma_r^{(2)} |_L; \quad \tau_{r\theta}^{(1)} |_L = \tau_{r\theta}^{(2)} |_L; \quad \sigma_\theta^{(1)} |_L = \sigma_\theta^{(2)} |_L, \quad (4.113)$$

де $\sigma_r^{(1)}, \sigma_\theta^{(1)}, \tau_{r\theta}^{(1)}$ та $\sigma_r^{(2)}, \sigma_\theta^{(2)}, \tau_{r\theta}^{(2)}$ – напруження відповідно в областях Ω_1 і Ω_2 .

У пластичній зоні за допомогою функції напружень $\Phi = \Phi(r, \theta)$, яка визначається за такими формулами:

$$\sigma_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \theta}; \quad \tau_{r\theta} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \theta},$$

задовольняються умови рівноваги:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0; \quad \frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{2\tau_{r\theta}}{r} = 0.$$

Тоді умова пластичності (4.118) набуває такого вигляду:

$$\left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} \right)^2 + 4 \left(\frac{1}{r^2} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \theta} \right)^2 = \sigma_r^2. \quad (4.123)$$

З урахуванням умови (4.120) на контурі L_1 рівняння (4.123) набуває такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} \right) \Big|_{r=R_1} &= \varphi_1(\theta); \\ \left(\frac{1}{r^2} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r \partial \theta} \right) \Big|_{r=R_1} &= \varphi_2(\theta). \end{aligned} \right\} \quad (4.124)$$

У такий спосіб функція $\Phi(r, \theta)$, що визначається задачею Коші (4.124) для рівняння (4.123), знаходиться незалежно від решти умов.

Умови (4.121) на зовнішньому контурі L_2 є звичайними граничними умовами. Вздовж границі L є необхідним виконання заданих умов для визначення форми границі L розмежування зон. У такий спосіб, отримано задачу з визначуваною в процесі розв'язку формою внутрішньої границі L .

Умови на контурі L_2 враховані попередньо з допомогою побудови матриць типу Гріна. Для цього перетвореннями виду:

$$\begin{pmatrix} U(r, \theta) \\ V(r, \theta) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{U}(r, \theta) \\ \bar{V}(r, \theta) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} U^*(r, \theta) \\ V^*(r, \theta) \end{pmatrix},$$

де: $\begin{pmatrix} \bar{U}(r, \theta) \\ \bar{V}(r, \theta) \end{pmatrix}$ – стовбець достатньо гладких функцій, які

задовольняють умови (4.121), зведено розглядувану задачу до однорідної такого типу:

$$U|_{L_2} = 0, \quad V|_{L_2} = 0, \quad (4.125)$$

за наявності розкладів

$$X(r, \theta) = \sum_m X_m(r) \cos m\theta; \quad Y(r, \theta) = \sum_m Y_m(r) \sin m\theta,$$

і відповідно

$$U(r, \theta) = \sum_m U_m(r) \cos m\theta; \quad V(r, \theta) = \sum_m V_m(r) \sin m\theta, \quad (4.126)$$

Для системи диференціальних рівнянь (4.119) з врахуванням (4.125) матриця Гріна має такий вигляд:

$$G(r, \theta, \rho, \varphi) = \sum_m \begin{pmatrix} \cos m\theta & 0 \\ 0 & \sin m\theta \end{pmatrix} g_m(r, \rho) \begin{pmatrix} \cos m\theta & 0 \\ 0 & \sin m\theta \end{pmatrix}. \quad (4.127)$$

Зокрема

$$\left. \begin{aligned} & \sum_{k=1}^4 \alpha_m^{(k)}(\rho) \begin{pmatrix} U_m^{(k)}(r) \\ V_m^{(k)}(r) \end{pmatrix}; \quad \sum_{k=1}^4 \bar{\beta}_m^{(k)}(\rho) \begin{pmatrix} \bar{U}_m^{(k)}(r) \\ \bar{V}_m^{(k)}(r) \end{pmatrix} \\ & \text{за } R_1 \leq r \leq \rho \leq R_2; \\ & \sum_{i=1}^2 \alpha_m^{(i)}(\rho) \begin{pmatrix} U_m^{(i)}(r) \\ V_m^{(i)}(r) \end{pmatrix}; \quad \sum_{i=1}^2 \bar{\beta}_m^{(i)}(\rho) \begin{pmatrix} \bar{U}_m^{(i)}(r) \\ \bar{V}_m^{(i)}(r) \end{pmatrix} \\ & \text{за } R_1 \leq \rho \leq r \leq R_2, \end{aligned} \right\} \quad (4.128)$$

де $U_m^{(k)}(r), V_m^{(k)}(r), \bar{U}_m^{(k)}(r), \bar{V}_m^{(k)}(r)$ ($k = 1, 2, 3, 4$) – розв'язки фундаментальної системи, до того ж:

$$U_m^{(i)}(R_2) = 0; \quad V_m^{(i)}(R_2) = 0 \quad (i = 1, 2),$$

тобто задовольняються однорідні умови (4.125).

Відповідно до принципів застосування потенціальних виразів [35, 36], розв'язок задачі:

$$\left. \begin{aligned} \left(\lambda \varepsilon + 2\mu \frac{\partial U}{\partial r} \right) |_{L} = \sigma_r^{(1)} |_{L} ; \\ \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{r} \right) |_{L} = \tau_{r\theta}^{(1)} |_{L} \end{aligned} \right\}, \quad (4.129)$$

$$U|_{L_2} = 0; \quad V|_{L_2} = 0, \quad (4.130)$$

для системи рівнянь (4.119) доцільно шукати у вигляді контурного потенціалу

$$\begin{pmatrix} U(r, \theta) \\ V(r, \theta) \end{pmatrix} = \int_{\tilde{L}} G(r, \theta, \rho, \varphi) \mu(\rho, \varphi) d\rho, \varphi \tilde{L}. \quad (4.131)$$

На основі [46] як контур \tilde{L} вибираємо коло радіусу $\tilde{R} > R_1$ за умови, що він належить пластичній зоні.

Після підстановки (4.131) в умову (4.129) отримаємо:

$$\int_{\tilde{L}} G[r(\theta), \theta, \rho, \varphi] \mu(\rho, \varphi) d\rho, \varphi \tilde{L} = q(\theta), \quad (4.132)$$

де

$$q(\theta) = \begin{pmatrix} \sigma_{\theta}^{(1)} |_{L} \\ \tau_{r\theta}^{(1)} |_{L} \end{pmatrix}, \quad \mu(\rho, \varphi) = \begin{pmatrix} \mu_1(\rho, \varphi) \\ \mu_2(\rho, \varphi) \end{pmatrix}.$$

Для розв'язку рівнянь (4.119), (4.121), (4.122) повинна виконуватися така умова:

$$\left[\lambda \varepsilon + 2\mu \left(\frac{U}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) \right] |_{L} = \sigma_{\theta}^{(1)}(r) |_{L}. \quad (4.133)$$

Для дослідження за ітераційною схемою за $L^{(1)}$ приймаємо припустиму границю розділу між пружною й пластичною зонами для осесиметричного випадку. Розв'язки задачі (4.119), (4.129), (4.130) для області обмеженої контурами $L^{(1)}$ та $L^{(2)}$ рахуються першим наближенням. Підставляючи отримані розв'язки в умову (4.131), отримуємо вираз певної невизначеності. Уточнену формулу контуру $L^{(2)}$ визначаємо шляхом зміщення декількох вузлових точок попереднього контуру вздовж їхніх полярних радіусів до досягнення мінімуму цієї невизначеності.

Побудована у такий спосіб ітераційна схема сходиться в околі осесиметричного випадку. Фактичні межі її ефективності можуть бути визначені й розрахунково-статистичним способом. Такий спосіб застосування рівняння (4.121) не потребує побудови явного виразу матриці типу Гріна (4.128), тобто визначення функцій $\alpha_m^{(k)}(\rho)$; $\beta_m^{(k)}(\rho)$; $\alpha_m^{(i)}(\rho)$; $\beta_m^{(i)}(\rho)$. Із застосуванням розкладу (4.126) умови (4.129) запишемо у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \sum_m \left[a_m^{(1)}(r_L) \bar{C}_m + a_m^{(2)}(r_L) \bar{\bar{C}}_m \right] \cos m\theta &= \frac{\epsilon}{\mu} \sigma_r^{(1)}(r_L) - \sum_m a_m^{(3)}(r_L) \cos m\theta; \\ \sum_m \left[b_m^{(1)}(r_L) \bar{C}_m + b_m^{(2)}(r_L) \bar{\bar{C}}_m \right] \sin m\theta &= \frac{1}{\mu} \tau_{r\theta}^{(1)}(r_L) - \sum_m b_m^{(3)}(r_L) \sin m\theta, \end{aligned} \right\} \quad (4.134)$$

де комплексні коефіцієнти є такими:

$$a_0^{(1)}(r) = -2\epsilon r^{-2} + 2(\epsilon - 1)R_2^{-2};$$

$$a_0^{(3)}(r) = 2(1 - \epsilon)\psi_{10}R_2^{-1};$$

$$a_0^{(2)}(r) \equiv b_0^{(1)}(r) \equiv b_0^{(2)}(r) \equiv b_0^{(3)} \equiv 0.$$

За $m > 0$:

$$a_m^{(1)}(r) = 2\epsilon(\epsilon - 1)(m + 2)(m - 1)r^{-m} + 2\epsilon(m - 1)\xi_1 r^{(m-2)} + 2\epsilon(\epsilon - 1)(m - 2)\xi_2 r^m;$$

$$a_m^{(2)}(r) = -2\epsilon(m + 1)r^{-m-2} + 2\epsilon(m - 1)\xi_1 r^{m-2} + 2\epsilon(m - 1)(\epsilon - 2)(m - 2)(m + 1)\xi_2 r^m;$$

$$a_m^{(3)}(r) = 2\epsilon\psi_{1m}R_2^{-1};$$

$$b_m^{(1)}(r) = 2(\epsilon - 1)m(m - 2)r^{-m} - 2(m - 1)\xi_1 r^{m-2} + 2(1 - \epsilon)m(m + 1)\xi_2 r^m;$$

$$b_m^{(2)}(r) = -2(m + 1)r^{-m-2} - 2(m - 1)\xi_1 r^{m-2} + 2m(m + 1)(1 - \epsilon)\xi_2 r^m;$$

$$b_m^{(3)}(r) = 2\psi_{2m}R_2^{-1};$$

ТУТ

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= -\frac{m^2(\epsilon-1)^2 + 4\epsilon}{R_2^{2m}(\epsilon+1)}; & \xi_2 &= \frac{(\epsilon-1)(m-1)}{R_2^{2m}(\epsilon+1)}; \\ \xi_1' &= \frac{(\epsilon-1)(m+1)}{R_2^{2m}(\epsilon+1)}; & \xi_2' &= \frac{1}{R_2^{2m+2}(\epsilon+1)}; \\ \psi_{10} &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \psi_1(\tau) d\tau; & \psi_{1m} &= \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \psi_1(\tau) \cos m\tau d\tau; \\ \psi_{2m} &= \int_{-\pi}^{\pi} \psi_2(\tau) \sin m\tau d\tau; & \epsilon &= \frac{\mu}{\lambda + 2\mu}; \end{aligned} \right\} \quad (4.135)$$

$r = r(\theta) = r_L$ – рівняння контуру L .

За умови $r_k^{(i)} = r^{(i)}(\theta_k)$, де $\theta_k = \frac{\pi k}{n}$ ($k = 0, 1, \dots, n$) – номери ітерації

$r_k^{(i)} = r^{(i)}(\theta_k^{(i)})$. З умови, що задовольняє систему рівнянь (4.134) в точках θ_k для визначення $\bar{C}_m^{(i)}$ та $\overline{\bar{C}}_m^{(i)}$, отримуємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{m=0}^n \left[a_m^{(1)}(r_k^{(i)}) \bar{C}_m^{(i)} + a_m^{(2)}(r_m^{(i)}) \overline{\bar{C}}_m^{(i)} \right] \cos m\theta_k &= \frac{\epsilon}{\mu} \sigma_r^{(1)}(r_k^{(i)}) - \\ &- \sum_{m=0}^n a_m^{(3)}(r_k^{(i)}) \cos m\theta_k; \\ \sum_{m=0}^n \left[b_m^{(1)}(r_k^{(i)}) \bar{C}_m^{(i)} + b_m^{(2)}(r_m^{(i)}) \overline{\bar{C}}_m^{(i)} \right] \sin m\theta_k &= \frac{1}{\mu} \tau_{r\theta}^{(1)}(r_k^{(i)}) - \\ &- \sum_{m=0}^n b_m^{(3)}(r_k^{(i)}) \sin m\theta_k. \end{aligned} \right\} \quad (4.136)$$

Підставивши $\bar{C}_m^{(i)} = \overline{\bar{C}}_m^{(i)}$ у вираз (4.133), визначаємо невизначеність задовільнення умови (4.133), що лінійно пов'язує комплексні коефіцієнти власних функцій для кожного комплексного спектрального значення

$$\delta_{(r,\theta)}^{(i)} = \sum_m \left[d_m^{(1)}(r) \bar{C}_m^{(i)} + d_m^{(2)}(r) \overline{\bar{C}}_m^{(i)} + d_m^{(3)}(r) \right] \cos m\theta - \frac{\epsilon}{\mu} \sigma_\theta^{(1)}(r),$$

$$\text{де } d_0^{(1)}(r) = 2\epsilon r^{-2} + 2(\epsilon-1)R_2^{-2}; \quad d_0^{(2)}(r) \equiv 0;$$

$$d_0^{(3)}(r) = 2(1-\epsilon)\psi_{10}R_2^{-2}.$$

За $m > 0$:

$$d_0^{(1)}(r) = 2\epsilon(1-\epsilon)(m^2 - 3m + 2)r^{-m} - 2\epsilon(m-1)\xi_1 r^{m-2} + 2\epsilon(1-\epsilon)(m^2 + 3m + 2)\xi_2 r^m;$$

$$d_0^{(2)}(r) = 2\epsilon(m+1)r^{-m-2} - 2\epsilon(m-1)\xi_1 r^{m-2} + 2\epsilon(1-\epsilon)(m^2 + 3m + 2)\xi_2 r^m;$$

$$d_m^{(3)}(r) = 2\epsilon\psi_{2m}R_2^{-1}.$$

За фіксованих $\theta = \theta_k$ (у тих самих точках) можна визначити $r_k^{(i+1)}$, для яких досягається мінімальне значення невизначеності $\delta^{(i)}(r, \theta_k)$. Отримані значення $r_k^{(i+1)}$ приймаємо їх за початкові і повторюємо цикл.

У такий спосіб, комплексні функції, за умови виконання граничних умов стають власними векторними функціями. Оскільки у власні комплексні функції входять комплексні коефіцієнти й відомі комплексні функції, а переміщення є дійсними функціями, то й вибираємо для власних комплексних функцій тільки дійсну частину. Із кожним комплексним коефіцієнтом a, b, d пов'язані дві власні дійсні функції.

Компоненти тензора напружень для виразу тензора деформацій визначаються:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= 2G \sum_{m=1}^M \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \operatorname{Re} \left\{ a_m^k \left[h^2 [\delta(\beta_k) \cos(m\theta) + \rho \sin(m\theta)] I'_m(\beta_k r) - 2vm \times \right. \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \left. \times \cos(m\theta) I_n(\beta_k r) \right] \right\} \right\} + r^2 n b_m^k \left[I'_m(\lambda_k r) / r - I_m(\lambda_k r) / r^2 \right] \cos(k\pi\rho) \} \cos(m\theta); \\ \sigma_\theta &= 2G \sum_{m=1}^M \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \operatorname{Re} \left\{ -2vma_m^k \cos(m\theta) I_m(\beta_k r) + h^2 a_m^k [\rho \sin(m\theta) + \delta(\beta_k) \cos(m\theta)] \times \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \times [I'_m(\beta_k r) - m^2 I_m(\beta_k r) / r] / r \right\} + \right. \\ &\quad \left. + mh^2 b_m^k \cos(k\pi\theta) [I_m(\lambda_k r) / r^2 - I'_m(\lambda_k r) / r] \right\} \cos(m\theta). \end{aligned}$$

Застосування наведених методик розрахунків напружено-деформованого стану гірської породи дає змогу оцінити зміни радіальних (нормальних) σ_r , і колових (дотичних) σ_θ напружень у викривленому стовбурі свердловини, залежно від кутів зустрічі породоруйнівного інструменту з породою.

За одержаними аналітичними залежностями проведено розрахунки радіальних (нормальних) і колових (дотичних) напружень, що виникають у породі на стінках стовбура свердловини за значень зенітного кута в межах від 0° до 90° з інтервалом 5 градусів. Результати теоретичних досліджень зображено на рисунках (4.29 – 4.30) та наведено в таблиці А.13 (у додатку).

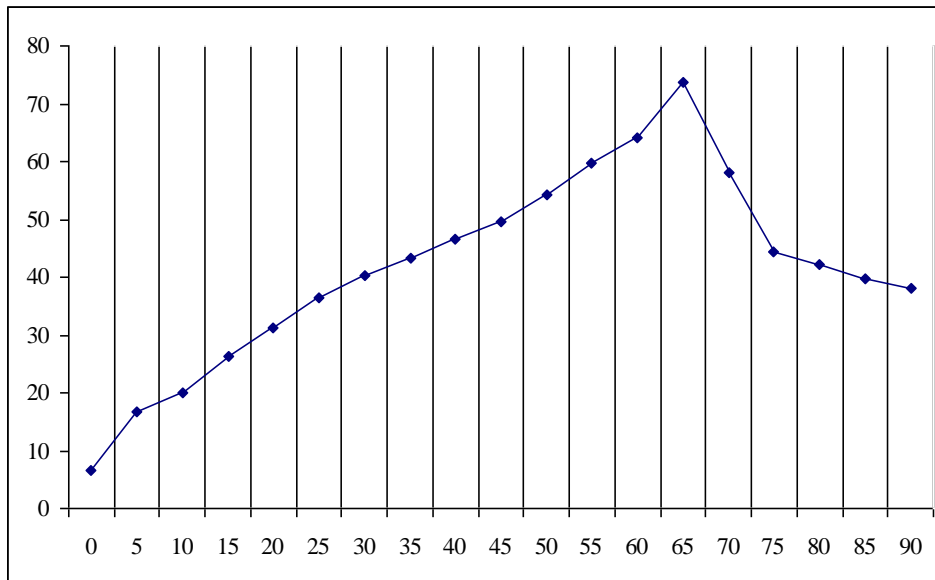


Рисунок 4.29 – Залежність колових (дотичних) σ_θ напружень від значення зенітного кута θ

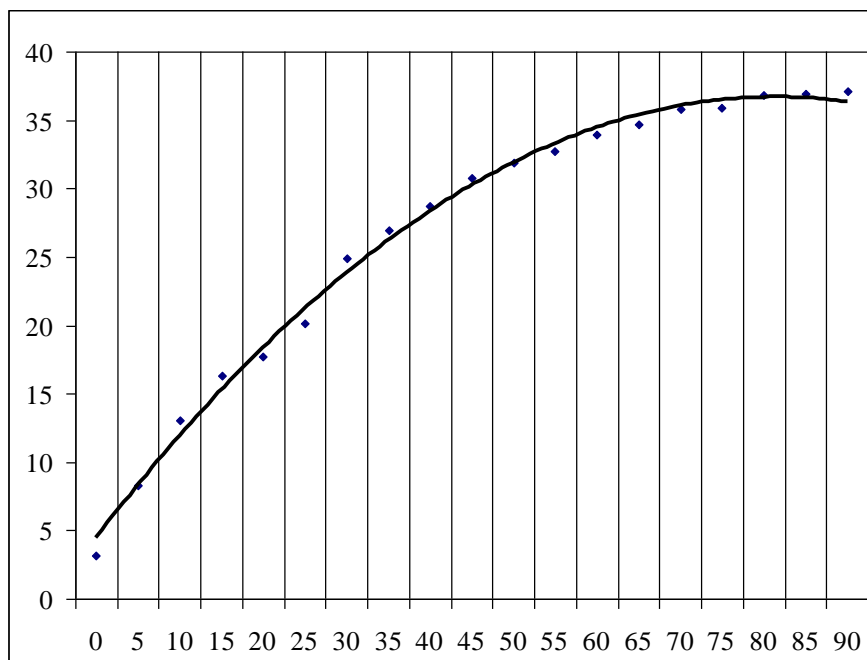


Рисунок 4.30 – Залежність радіальних (нормальних) σ_r напружень від значення зенітного кута θ

На рис. 4.29 зображено залежність колових (дотичних) напружень від значення зенітного кута. З рис. 4.29 слідує, що зі зміною зенітного кута від 0° до 65° спостерігається інтенсивне зростання колових напружень у

породі, досягаючи максимуму при значеннях ($63^\circ \div 67^\circ$), а після даного інтервалу спостерігається зменшення значень колових напружень.

Залежність радіальних (нормальних) напружень від значення зенітного кута, що визначені на основі одержаних аналітичних залежностей, зображені на рис. 4.30. Із рисунка слідує, що із зміною зенітного кута від 0° до 65° спостерігається підвищення радіальних (нормальних) напружень, а вище даного значення зенітного кута їх стабілізація.

Аналізуючи результати теоретичних досліджень робимо висновок про наявність значення критичного зенітного кута ($63^\circ \div 67^\circ$), у межах якого колові й радіальні напруження набувають максимальних значень та існує висока імовірність руйнування стінок стовбура свердловини у горизонтах нестійких гірських порід.

4.3.2 Дослідження міцнісних характеристик керового матеріалу

Для підтвердження результатів теоретичних досліджень проведено експериментальні дослідження концентрації напружень на керовому матеріалі гірської породи відібраної в інтервалі $2895 \div 2901$ м (верхній еоцен) у свердловині 403 Суботинська ПАТ «Чорноморнафтогаз», утвореної з паралельно розташованих прошарків сірого пісковика товщиною до 1 мм. Дослідження проводили на зразках гірської породи методом тривісного стискання згідно з методикою наведеною у другому розділі, п.п 2.6.3 [280].

За відомою методикою виготовлено зразки гірської породи циліндричної форми з різними кутами залягання породи (різними зенітними кутами стовбура свердловини відносно горизонтально розміщеного пласта) у межах від 0° до 90° з інтервалом 5° , і досліджувалось по 3 зразки кожної серії. Експериментальні дослідження зразків проведено на стабілометрі.

Результати експериментальних досліджень наведено в таблиці А.14 (у додатку) та зображено на рисунку 4.31.

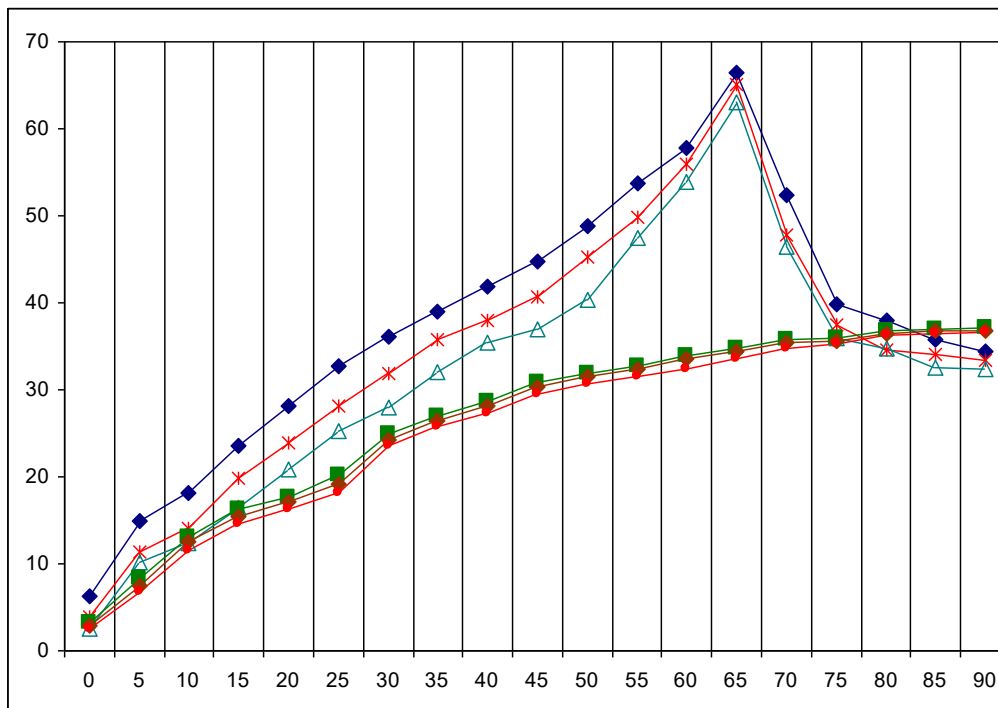


Рисунок 4.31 – Залежність радіальних (нормальних) σ_r і колових (дотичних) σ_θ напружень від значень зенітного кута

Аналізуючи результати експериментальних досліджень встановлено, що максимальні значення колових (дотичних) напружень, за яких найвища ймовірність руйнування стінок свердловини у нестійких породах, виникають за значень кута зустрічі породоруйнівного інструменту з гірською породою в межах 63-67°.

У такий спосіб, результати теоретичних досліджень ітераційним методом добре узгоджуються з результатами експериментальних досліджень, що дає підстави стверджувати, що наявність максимальних значень величин напружень на стінках викривлених стовбурів свердловин вимагає проектувати найбільш інтенсивне викривлення в інтервалах, де відсутні ділянки нестійких порід схильних до обвалювання. Ці ділянки доцільно бурити зі стабільною й якомога меншою інтенсивністю викривлення стовбура за зенітних кутів до 60° або понад 70°.

Отже, максимальні напруження є загрозовими щодо втрати стійкості стінок свердловини у випадках, коли вісь стовбура максимально

відхиляється від вертикалі на короткій ділянці, тобто за найбільшої інтенсивності викривлення стовбура свердловини. При цьому слід мати на увазі, що механічні характеристики гірських порід, по яких проходить викривлений стовбур свердловини, можуть відрізнятися, тому не всі різновиди гірських порід однаково схильні до осипання й обвалювання під дією максимальних за величиною напружень [277].

У такий спосіб, наявність максимальних значень напружень на стінках інтенсивно викривлених стовбурів свердловин у сукупності з фізичною і фізико-хімічною дією інших чинників створює реальну загрозу втрати стійкості стінок свердловини в інтервалах залягання нестійких гірських порід і виникають передумови для ускладнень процесу буріння, в тому числі прихоплення бурильного інструменту.

Найбільш радикальним заходом щодо запобігання можливій втраті стійкості стінок викривленого стовбура свердловини в інтервалах залягання нестійких гірських порід і уникнення подальших ускладнень та аварій є якомога швидше кріплення таких інтервалів обсадною колоною [279].

4.3.3 Дослідження напружень гірської породи в критичних точках

Будівництво похило-скерованої свердловини може завершуватися горизонтальним стовбуром у продуктивному горизонті. Для анізотропних порід важливим чинником є орієнтація свердловини відносно осі анізотропії породи [326].

У стовбурі похило-скерованої свердловини напружений стан гірської породи визначається коловим σ_θ , радіальним σ_r і тангенціальним τ напруженнями. Дослідимо значення цих напружень у критичних точках за кутів 0° , 45° , 90° похило-скерованого стовбура свердловини діаметром $2R$ на віддалі r від осі свердловини.

На рисунку (рис. 4.33) схематично зображено напружений стан гірського масиву навколо похило-скерованого стовбура необсадженої свердловини

радіусу R .

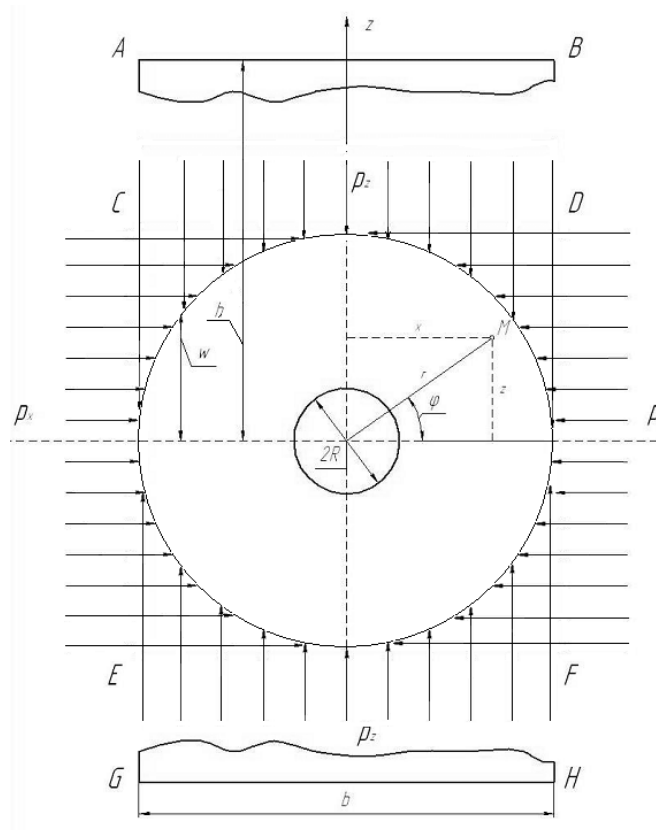


Рисунок 4.33 – Розрахункова схема напружень у похило-скерованому стовбурі свердловини

Величина колового напруження в загальному вигляді [45] визначається таким рівнянням

$$\sigma_{\theta} = P_z \cdot (1 + 2 \cos 2\varphi). \quad (4.137)$$

Якщо $\varphi = 0^\circ$, то

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_z}{2} \left(2 + \frac{R^2}{r^2} + \frac{R^4}{r^4} \right). \quad (4.138)$$

де: P_z - напруження, що виникають у гірській породі вздовж осі стовбура свердловини, МПа.

Якщо $\varphi = 45^\circ$:

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_z}{2} \left(2 + \frac{R^2}{r^2} \right). \quad (4.139)$$

Якщо $\varphi = 90^\circ$:

$$\sigma_\theta = \frac{P_z}{2} \left(1 - 3 \frac{R^2}{r^2} \right) \frac{R^2}{r^2}. \quad (4.140)$$

Радіальні напруження при $\varphi = 0^\circ$ визначаються [45] такою залежністю:

$$\sigma_r = 3 \frac{P_z}{2} \left(1 - \frac{R^2}{r^2} \right) \frac{R^2}{r^2}; \quad (4.141)$$

якщо $\varphi = 45^\circ$, то

$$\sigma_r = \frac{P_z}{2} \left(1 - \frac{R^2}{r^2} \right); \quad (4.142)$$

якщо $\varphi = 90^\circ$, то

$$\sigma_r = \frac{P_z}{2} \left(2 - 5 \frac{R^2}{r^2} + 3 \frac{R^4}{r^4} \right). \quad (4.143)$$

Тангенціальні напруження за $\varphi = 0^\circ$ та $\varphi = 90^\circ$ дорівнюють нулю, а за $\varphi = 45^\circ$ визначаються [45] розв'язками такого рівняння

$$\tau = \frac{P_z}{2} \left(2 + \frac{R^2}{r^2} - 3 \frac{R^4}{r^4} \right). \quad (4.144)$$

Максимальні значення тангенціальних напружень τ виникають на відстані $r = R\sqrt{3}$ від осі стовбура похило-скерованої свердловини і становлять

$$\tau_{\max} = \frac{2}{3} P_z. \quad (4.145)$$

Головні напруження $\sigma_{1,2}$, що виникають у гірській породі на стінках стовбура свердловини, визначаються залежністю, яка одержана на основі рівнянь (4.137÷4.144):

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} (\sigma_z + \sigma_\theta) \pm \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + 4\tau^2}. \quad (4.146)$$

Аналitичні залежності, отримані на основі дослідження напружено-

деформованого стану гірських порід за різних орієнтацій стовбура свердловини, дозволяють більш науково обґрунтовано підходити до проектування профілів горизонтальних свердловин під час розроблення родовищ з горизонтами нестійких гірських порід та удосконалення технології буріння.

Порушення стійкості стінок свердловини є можливим у випадку накопичення пружної енергії вище певних критичних значень та створення умов для її вивільнення. Енергія пружних деформацій W може бути обчислена у вигляді потенціальної енергії за рівнянням Клапейрона, що складається з енергії об'ємної деформації W_0 , та енергії зміни форми W_ϕ , що записуються [176] через головні напруження:

$$W_0 = \frac{1-2\mu}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_3 \cdot \sigma_1)], \quad (4.147)$$

$$W_\phi = \frac{1+\mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2], \quad (4.148)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності, МПа;

σ – головні напруження, МПа.

Розрахунки, проведені на основі цих співвідношень доводять: якщо $\mu \rightarrow 0,5$, то енергія об'ємної деформації прямує до нуля.

4.4 Висновки до розділу 4

1. Вперше розроблено конструкцію камери гідроколивань, головним призначенням якої є утворення прецесійної дипольної системи, що є умовою генерації коливання необхідної частоти для глибоких свердловин, запропоновано методика визначення амплітудно-частотних та фазово-частотних характеристик стаціонарного потоку промивної рідини в затрубному просторі, що виникають за наявності генератора гідроколивань.

2. Розроблено методику розрахунку параметрів центрального прикамерного вхідного отвору камери генератора гідроколивань з врахуванням теорії затопленої струмینی для підсилення ефекту коливань потоку промивальної рідини на виході з генератора гідроколивань.

3. Запропоновано методику розрахунку продуктивності генератора гідроколивань залежно від його параметрів з огляду на існування критичного об'єму камери для умов буріння глибоких свердловин. Розроблено серію генераторів гідроколивань ГГІ-2, ГГІ-3, ГГДІ-Р, ГГК-Т з камерами різної форми для закручування потоку промивальної рідини, захищених патентами України [60, 61, 62, 212].

4. Дослідження впливу енергетичних параметрів генератора гідроколивань на осьове навантаження породоруйнівного інструменту засвідчило, що приріст осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, залежить від геологічних та техніко-технологічних умов буріння глибоких ПС ділянок стовбура свердловин, що відповідно потребує проведення розрахунків параметрів генератора окремо для кожного випадку.

5. Вперше розроблено конструкцію породоруйнівного інструмента з генератором гідроколивань для забезпечення підвищення ефективності доведення осьового навантаження породоруйнівним інструментом у вибій глибоких свердловини, що забезпечує пониження енергоємності до 30% та підвищення швидкості руйнування гірської породи до 30-35%. Конструкція захищена патентом України [92].

6. Вперше розроблено конструкцію КНБК із застосуванням генераторів гідроколивань для запобігання явищам прихоплення бурильної колони в глибоких ПС ділянках стовбура свердловини, ефективного доведення динамічного осьового навантаження на породоруйнівний інструмент та підвищення механічної швидкості буріння, де запропоновано формулу розрахунку віддалей для додаткового розміщення пристроїв генерації гідроколивань. Конструкція захищена патентом України [129].

7. Удосконалено конструкцію ОБТЗЖ за рахунок нової моделі ОБТЗМ, що забезпечує плавний перехід у зміні моменту інерції, а відповідно й напружень у перехідній зоні від БТ до ОБТ. Конструкція захищена патентом України [194].

9. Розроблено, на основі методу математичного моделювання, конструкцію концентратора гідроколивань генератора енергії спрямованої дії для зміцнення різьбової поверхні ЗРЗ нафтового сортаменту за рахунок пластичної деформації поверхні без зміни глибини западини різьби, що підвищує границю витривалості ЗРЗ до 50%.

10. Встановлено, що зі збільшенням інтенсивності викривлення осі стовбура свердловини в анізотропних породах зростають дотичні напруження на викривлених ділянках, що може призводити до порушення стійкості стінок свердловин у процесі буріння горизонтів з нестійкими гірськими породами в глибоких похило-скерованих свердловинах.

11. На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень пружно-деформованого стану гірських порід стовбура свердловини, запропоновано застосування математичної моделі для одержання аналітичних залежностей зміни радіальних і колових напружень у породі на стінках викривленого стовбура глибоких свердловини залежно від кута зустрічі породоруйнівного інструменту з породою, що дозволяє науково удосконалити технологію буріння та обґрунтовано підходити до проектування профілів глибоких свердловин під час розроблення родовищ з горизонтами нестійких гірських порід.

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ РЗ ОБСАДНИХ ТА НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ДЛЯ ГЛИБОКИХ СВЕРДЛОВИН

Буріння та експлуатація свердловин у складних геологічних умовах супроводжується різними ускладненнями та аваріями, найбільш затратними серед яких є пошкодження обсадних колон. Одним із найбільш поширених видів пошкоджень обсадних колон є втрата герметичності їхніх різьбових з'єднань, особливо під час кріплення похило-скерованих і горизонтальних свердловин [81].

Зі збільшенням глибин буріння значно підвищуються пластові тиски й температура, що вимагає удосконалення техніки й технології кріплення свердловин. З аналізу статистичних даних слідує, що аварії з обсадними колонами під час будівництва нафтових і газових свердловин становлять приблизно 10% від загального числа аварій, а на їх ліквідацію затрачається багато часу й коштів [272]. В таблиці А.2 (у додатку) наведено результати статистичного аналізу аварій із ЗРЗ ОБТ, звідки стає очевидним, що основна частина аварій відбувається в ніпельній частині з'єднання.

5.1 Розроблення конструкції муфтового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб з елементом герметизації для глибоких свердловин

Під час експлуатації обсадних труб в умовах підвищених значень температури й тиску в глибоких свердловинах на елементи муфтового з'єднання діють значні статичні й динамічні навантаження, виникають термоциклічні напруження, що призводять до пружних та пластичних деформацій ділянок муфти, труби та ущільнюючих елементів, які впливають на герметичність та довговічність НКТ, обсадних, у тому числі і теплонагнітальних колон [270].

5.1.1 Дослідження напружено-деформованого стану муфтового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб з елементом герметизації для глибоких свердловин із високими термобаричними показниками

Обсадні труби нафтового сортименту відповідно до ГОСТ-632-80 (ОТТМ, ОТТГ), аналогічно й насосно-компресорні труби, відповідно до ГОСТ-633-80 виготовляються з різьбою трикутного та трапецеїдального профілю [70, 71]. Конструктивно різьбове з'єднання з різьбою трикутного профілю не є герметичним, хоча конструкції з такими з'єднаннями до тепер випускають трубопрокатні заводи. Експериментальні дослідження натурних зразків таких з'єднань показали, що конструкція різьби безупорного типу не забезпечує високої герметичності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб, а відповідно й нормальній експлуатації свердловин [98].

Для забезпечення їх герметичності нами у свій час були розроблені конструкції з'єднань, що відрізнялися наявністю паска ущільнення біля торця труби, а також тим, що ці з'єднання були упорного типу [272].

Теоретичні та експериментальні дослідження довели, що герметичність з'єднань з різьбою ОТТГ забезпечується наявністю додатного осьового натягу між поверхнею паска ущільнення й відповідною поверхнею муфти та опорою торців труби в опорні уступи муфти під час дії крутного моменту згвинчування. Промислові дослідження з'єднань ОТТГ виявили, що в процесі згвинчування й розгвинчування часто утворюються задери вздовж конічних поверхонь ущільнення, що призвело до необхідності зменшення величини діаметрального натягу, а відповідно й ступеню герметичності різьбових з'єднань [131].

За умов згвинчування різьбових з'єднань з додатнім діаметральним натягом Δ_3 радіус муфти збільшується на величину w_m , а радіус труби зменшується [270] на величину w_T , відповідно

$$w_m + w_T = \Delta_3. \quad (5.1)$$

Для обсадних та насосно-компресорних труб і муфт встановлено [271], що їхні деформації під дією тиску описуються моментною теорією

товстостінних колових оболонок. Переміщення w серединної поверхні муфти чи труби під дією тиску P без крайового ефекту тиску визначається:

$$w = \frac{P}{4\beta^4 D}, \quad (5.2)$$

де β – коефіцієнт згасання деформацій, $1 (m^{-1})$;

D – коефіцієнт жорсткості стінки на згин, (H/m) ;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \mu^2)}{R^2 \cdot h^2}}; \quad D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \quad (5.3)$$

тут E – модуль пружності матеріалу, $(МПа)$;

h – товщина стінки, (m) ;

μ – коефіцієнт Пуассона;

R – радіус серединної поверхні, (m) .

Відповідно коефіцієнт жорсткості оболонки елемента ущільнення на тиск

$$j = \frac{E \cdot h}{R^2}. \quad (5.4)$$

Радіальні переміщення внутрішньої поверхні стінки $w = w(x)$ у будь-якому перерізі x пружної товстостінної оболонки пов'язані між собою диференціальним рівнянням четвертого порядку [271]

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + jw = P(x), \quad (5.5)$$

де $P(x)$ – еквівалентний тиск, що дорівнює різниці внутрішнього і зовнішнього тисків на поверхнях оболонки і діє перпендикулярно до серединної поверхні;

D – коефіцієнт жорсткості стінки оболонки на згин;

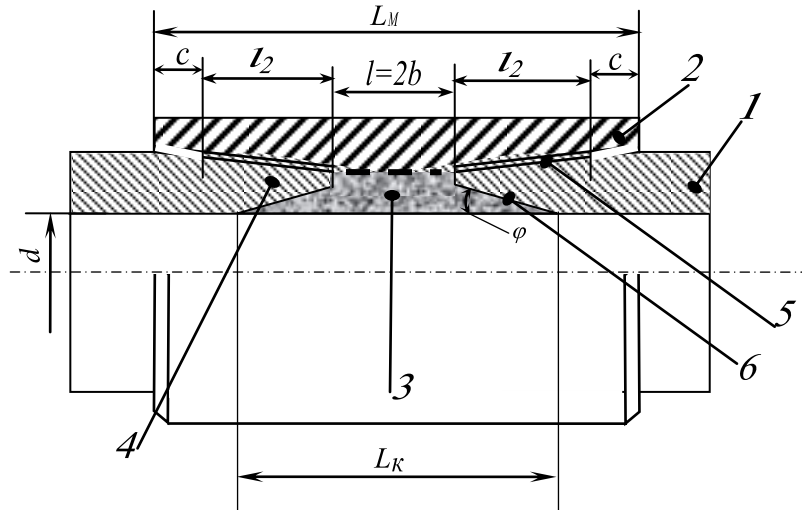
j – коефіцієнт жорсткості стінки оболонки на тиск.

Оскільки елемент герметизації (рис.5.1) має конічну форму, то товщина стінки h й радіус серединної поверхні R є лінійнозмінними вздовж осі x , що співпадає з віссю з'єднання:

$$h = x \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (5.6)$$

де $k = \operatorname{tg} \varphi$ – тангенс кута нахилу твірної конуса до осі;

x – координата даного перерізу, відрахована від торця ніпельної частини з'єднання (m).



1– труба; 2– муфта; 3– елемент герметизації; 4– упорний уступ труби;

5– з'єднання труба-муфта; 6– межа елемент герметизації-труба;

L_M – довжина муфти; L_K – довжина елемента герметизації;

φ – кут конуса конічної поверхні елемента герметизації; H – ширина циліндричної частини елемента герметизації; d – внутрішній діаметр труби.

Рисунок 5.1 – Розрахункова схема муфтового з'єднання з елементом герметизації

Підставивши (5.3), (5.4) і (5.6) у рівняння (5.5) отримаємо, для визначення радіальних зміщень w в будь-якому перерізі конічного елемента ущільнення різьбового з'єднання, диференціальне рівняння четвертого порядку зі змінними коефіцієнтами:

$$\frac{E \cdot k^3}{12(1 - \mu^2)} \frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{Ek}{R^2} x \cdot w = P(x). \quad (5.7)$$

Оскільки конічні поверхні елемента герметизації на ніпелі й відповідні конічні поверхні муфти згвинчені з натягом, то зовнішній тиск на елемент ущільнення не діє [131].

Еквівалентний тиск у даному випадку дорівнює різниці контактного тиску вздовж конічних поверхонь за рахунок додаткового натягу та внутрішнього тиску.

Аналітичні дослідження довели, що контактний тиск $P_{к.т}$, що виникає в ущільненні за рахунок натягу, не достатній для створення пружних деформацій зі зміною геометричних розмірів елементів вузла герметизації [271] і відповідно еквівалентний тиск $P(x)$ дорівнює внутрішньому тиску $P_{вн}$.

Для спрощення виразу позначимо

$$\rho^4 = \frac{12(1-\mu^2)}{R^2 \cdot k^2}. \quad (5.8)$$

Після підстановки (5.8) у (5.7) та відповідних перетворень отримаємо:

$$\frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left(x^2 \frac{d}{dx} \left[\frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left(x^2 \frac{dw}{dx} \right) \right] \right) + \rho^4 w = \rho^4 \cdot \frac{P_{вн} R^2}{E \cdot k \cdot x}. \quad (5.9)$$

Враховуючи, що внутрішній тиск, що діє у свердловині на різьбові з'єднання обсадної колони є сталим, то згідно з [272] рівняння (5.9) задовольняє такий частковий розв'язок:

$$w = \frac{P_{вн} \cdot R^2}{E \cdot h}. \quad (5.10)$$

Із загального розв'язку рівняння (5.9) слідує, що пружно-деформований стан конічної частини елемента герметизації повністю визначається радіальним натягом на конічних ущільнювальних поверхнях [281], тобто

$$w = \Delta. \quad (5.11)$$

Унаслідок підвищення температури у свердловині, муфта, ніпель і герметизаційний елемент ущільнення нагріваються й отримують температурне радіальне розширення [283]. Оскільки коефіцієнт об'ємного розширення матеріалу елемента герметизації є більшим, ніж матеріалу різьбового з'єднання, то на конічних поверхнях і торцях ніпеля й муфти

виникають значні контактні тиски, які пружно деформують елемент герметизації [283], і зменшують його на величину

$$w_k = (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot T \cdot R, \quad (5.12)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти об'ємного температурного розширення матеріалу герметизуючого елемента та з'єднання.

Зміна геометричних параметрів елемента герметизації відбувається внаслідок виникнення на конічній поверхні додаткового контактного тиску

$$P_k = \frac{E \cdot h}{R} (\alpha_1 - \alpha_2) T. \quad (5.13)$$

Відповідно сумарний тиск, який діє на елемент герметизації і спричинює його пружну деформацію [283], обчислюється з рівності:

$$P = \frac{P_{\text{вн}} \cdot R^2}{E \cdot h} + \frac{E \cdot h}{R} \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot T, \quad (5.14)$$

оскільки значення контактного тиску залежить від геометричних характеристик з'єднання, а також матеріалу, з якого виготовлено герметизуючий елемент.

У такий спосіб, різниця коефіцієнтів об'ємного температурного розширення матеріалів елемента герметизації та муфти й ніпеля різьбового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб забезпечує підвищення контактного тиску в ущільненні при підвищенні температури у свердловині, а відповідно й гарантовану високу герметичність РЗ насосно-компресорних труб, обсадної та тепло-нагнітальної колон [122].

5.1.2 Дослідження розподілу зусиль в елементі герметизації

Зовнішня поверхня елемента герметизації має конічну форму, що відповідає конічній ущільнюючій поверхні муфти. Діаметр зовнішньої конічної поверхні елемента герметизації обирається з наступного співвідношення:

$$d_3 = \frac{d_2}{\left(\frac{E_2 \left[\frac{\pi \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T}{P_\kappa} + \frac{\Delta n}{P_\kappa \cdot d_2} - \frac{1}{E_1} \left(\frac{1+K^2}{1-K^2} - \mu_1 \right) + \mu_2 \right] - 1}{E_2 \left[\frac{\pi \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T}{P_\kappa} + \frac{\Delta n}{P_\kappa \cdot d_2} - \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+K^2}{1-K^2} - \mu_1 \right) + \mu_2 \right] - 1} \right)^{1/2}} \quad (5.15)$$

де d_1 – внутрішній діаметр ніпеля, (м);

d_2 – внутрішній діаметр елемента герметизації, (м);

$K = \frac{d_1}{d_2}$; P_κ – контактний тиск на взаємодіючих конічних поверхнях

ущільнення елемента герметизації і муфти, (МПа); α_1, α_2 – коефіцієнти лінійного розширення елемента герметизації і матеріалу муфти та ніпеля, відповідно ($^{\circ}\text{C}^{-1}$); ΔT – перепад температури, ($^{\circ}\text{C}$); E_1, E_2 – модулі пружності матеріалу елемента герметизації й матеріалу муфти та ніпеля, відповідно (МПа); μ_1, μ_2 – коефіцієнти поперечної деформації матеріалу елемента герметизації і матеріалу муфти та ніпеля, відповідно; Δn – початковий діаметральний натяг конічних поверхонь ущільнення елемента герметизації й муфти, (м).

Розрахункова схема муфтового різьбового з'єднання для обсадних труб з елементом герметизації [295] наведено на рис. 5.1. На схемі зображено кінці труб, з'єднаних муфтою, з розміщеним між ними елементом герметизації. Відстань між торцями елемента герметизації відповідає найбільш допустимій відстані між торцями труб у з'єднанні. Кут φ між твірними визначається за умови відсутності самозаклинювання та максимальної площі контакту:

$$\varphi_\kappa = \arctg \gamma, \quad (5.16)$$

де γ - коефіцієнт тертя між матеріалом елемента герметизації та матеріалом труби.

Гранично допустимий діаметр конусу герметичності d_κ і його лінійні розміри по осі труби l_κ визначаються такими залежностями:

$$d_{\kappa} = D_{\max \kappa} - 2h_T, \quad (5.17)$$

$$l_{\kappa} = \frac{d_{\kappa} - d}{2} \operatorname{tg} \varphi_{\kappa}, \quad (5.18)$$

де $D_{\max \kappa}$ - максимальний допустимий зовнішній діаметр елемента герметизації в муфті (m);

h_T - висота упорного уступу елемента герметизації (m);

d - внутрішній діаметр труби (m).

Проведені розрахунки із застосуванням вищенаведених рівностей та математичного апарату «MatCad» дають підстави вважати, що герметичність різьбового з'єднання забезпечується посадженням з натягом відповідних конічних поверхонь елемента герметизації та труби [271].

Якщо з'єднання виконано з відстанню між торцями, що є меншою за максимально допустиму, то елемент герметизації пружно стискається в осьовому напрямку за рахунок кільцевих заглиблень, не руйнуючись і цим забезпечує герметичність контакту поверхонь ущільнення. Під час впливу навантажень згину, які діють на різьбове з'єднання в процесі його експлуатації, елемент герметизації відчуває на собі пружну деформацію згину, яка забезпечується знов же кільцевими заглибленнями, й у такий спосіб, герметичність контакту поверхонь ущільнення не порушується [270]. Герметичність запропонованого різьбового з'єднання залежить від площі контактної поверхні між стиком торця елемента герметизації й торця труби, кута конуса конічних поверхонь елемента герметизації. Оскільки параметри елемента герметизації визначаються конструктивними особливостями обсадних труб, необхідно визначити оптимальні значення кута конуса конічної поверхні ущільнення елемента герметизації [271].

Для визначення кута між твірними конічних поверхонь ущільнення запропонованого елемента герметизації розглянемо схему [295] розподілу дії сил (рис. 5.2).

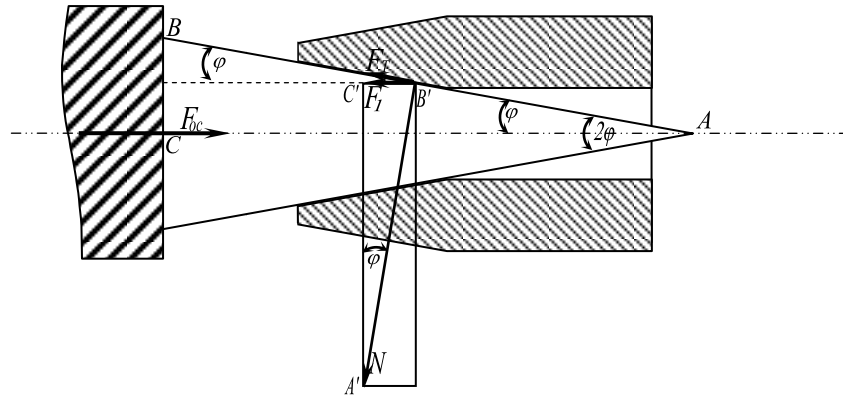


Рисунок 5.2 – Схема розподілу сил на дотичній до труби частині конічної поверхні елемента герметизації

З рис. 5.2 є зрозуміло, що зменшення кута при вершині конуса поверхонь герметизації ($2\varphi_k$) призводить до збільшення контактної площі між конічною поверхнею елемента герметизації та відповідною конічною внутрішньою поверхнею труби, а від так до підвищення герметичності різьбового з'єднання.

Під час згвинчування з'єднання на елемент герметизації діє осьова сила F_{oc} , а збоку труби на цей самий елемент діє сила, що рівна за модулем, але протилежна за напрямком F_1 , тобто

$$F_{oc} = -F_1. \quad (5.19)$$

Сила F_1 має дві складові, одна з яких збігається за напрямком до сили тертя F_T , що виникає між поверхнями контакту внутрішньої частини труби й елементом герметизації, а друга має напрям нормалі до конічної поверхні й є реакцією опори.

За законом Кулона для сил тертя:

$$F_T = \mu \cdot N, \quad (5.20)$$

де μ – безрозмірний динамічний коефіцієнт тертя між поверхнями, що дотикаються;

N – сила нормального тиску, (Н).

Водночас з рисунку 5.2 видно, що трикутники ABC і $A'B'C'$ є подібними, з урахуванням цього кути при вершинах є однаковими, тому справедливими будуть такі рівності:

$$F_1 = N \cdot \sin \varphi, \quad (5.21)$$

та

$$F_1 = F_T \cos \varphi. \quad (5.22)$$

Прирівнявши ці рівняння та врахувавши рівність (5.20) одержимо:

$$N \sin \varphi = \mu N \cos \varphi \Rightarrow \mu = \operatorname{tg} \varphi. \quad (5.23)$$

Отже, кут при вершині конуса поверхонь герметизації визначається безрозмірним коефіцієнтом тертя поверхонь, що дотикаються.

Під час виготовлення елемента герметизації значення кута φ дорівнює $10^\circ 12' 1,5''$, за якого унеможливується самозаклинювання по поверхнях ущільнення та досягається найбільша площа контакту по поверхні конуса [270].

Під час згвинчування різьбового з'єднання торець ніпеля опирається в упорний уступ муфти. З підвищенням температури, внаслідок лінійного розширення елемента герметизації, вздовж упорних торців виникає додатковий контактний тиск та підвищується герметичність різьбового з'єднання. За теоретичними розрахунками запропонована конструкція з'єднання повинна б забезпечити герметичність до тисків, за яких настає залишкова пластична деформація металу та розрив по різьбі.

Для підтвердження результатів аналітичних досліджень проведено експериментальні дослідження на герметичність натурних зразків муфтових з'єднань обсадних труб діаметру 168 мм з різьбою ОТТГ та ОТТПГ зі сталі групи міцності Д і Е.

Тиск створювався пристроєм УНГР-3000, а за робочу рідину було використано трансформаторне масло. Елемент герметизації на ніпельній частині з'єднання виготовлений з бронзи ОСЦ-555 з діаметральним натягом 0,5 мм, та з ПКМ на основі Ф4 з додаванням у матрицю пилу бронзи. Різьбові з'єднання згвинчувались з рекомендованим крутним моментом 9000 (Н·м) та

12000 (*H·m*) відповідно. Дослідження проводили в інтервалі температур $373 \div 643^0 K$ на дослідницькому стенді [283].

Аналіз результатів досліджень виявив, що муфтові з'єднання обсадних труб з різьбою ОТТГ за температури $393^0 K$ та $593^0 K$ залишаються герметичними до тисків $38 \div 39$ (*МПа*), а з різьбою ОТТПГ за температури $393^0 K$ порушення герметичності відбувалося за тиску $57-58$ (*МПа*), а за температури $643^0 K$ і вище різьбові з'єднання ОТТПГ залишилися герметичним аж до критичних тисків, тобто тисків за яких настає залишкова пластична деформація матеріалу труб [283].

За згвинчування та розгвинчування муфтових з'єднань з різьбою ОТТПГ задирок та подряпин на конічній поверхні елемента герметизації виявлено не було.

Це пояснюється тим, що коефіцієнт тертя бронзи по сталі на 50 % є меншим ніж сталі по сталі.

Що стосується елемента герметизації з ПКМ на основі Ф4 з пилом бронзи, згвинчування і розгвинчування було ідеальним, що пояснюється матрично-ланцюговою структурою і механічними властивостями обраного ПКМ.

Окрім того, під час виготовлення циліндричної поверхні для елемента герметизації зменшується коефіцієнт жорсткості, а відповідно підвищується податливість по всій довжині конструкції з елементом герметизації [223].

5.1.3 Розрахування конструктивних параметрів високогерметичних різьбових з'єднань із полімерним елементом герметизації

Схема елемента герметизації різьбового з'єднання наведена на рис.5.1. Муфта 2 і кінці двох труб 1 перебувають у згвинченому стані. Елемент герметизації міститься в середині муфти 2 між торцями труб 1, за цих умов конічні поверхні (упорні уступи) 4 знаходяться в середині цих труб.

Муфта 2 і труба 1 контактують через різьбу. На ділянці L_k труба взаємодіє з елементом герметизації 3 та упорними уступами 4. На ділянці l між муфтою та елементом герметизації утворюється проміжок, у який проникає тиск зовнішнього затрубного середовища через негерметичні гвинтові отвори в різьбі. Від кінців ділянки (на віддалі 10-13 мм залежно від типорозміру) L_m – збіг різьби ніпеля, а на муфті – циліндрична виточка біля торця.

За умов силового згвинчування різьбове з'єднання працює як «гвинт-гайка», за рахунок чого труба переміщається в осьовому напрямі всередину муфти на регламентовану величину осьового натягу A до моменту зіставлення торця муфти з кінцем збігу різьби на трубі. Водночас торець труби переміщується до моменту співпадіння з торцем середньої частини герметизуючого елемента [269].

За рахунок конусності радіус різьби труби є більшим від внутрішнього радіусу різьби муфти на величину радіального натягу Δ

$$\Delta = A \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (1 - c), \quad (5.24)$$

де $\operatorname{tg} \varphi$ – тангенс кута нахилу конічної різьби до осі ($2 \operatorname{tg} \varphi$ - конусність згідно ГОСТів);

c – коефіцієнт припрацювання різьби, що враховує змінання мікронерівностей її поверхонь за умов силового згвинчування: $c = 0,45 \dots 0,55$ для обсадних труб і $c = 0,65 \dots 0,75$ для НКТ.

Під час виготовлення елемента герметизації й під час розточування кінців труб повинна дотримуватися вимога, щоб у з'єднанні радіус конічних поверхонь у елемента герметизації «3» був більшим за радіус конічних поверхонь «4» у труби на величину радіального натягу Δ .

Радіальний натяг (різниця радіусів) за умов згвинчування з'єднання спричинює пружну силову взаємодію між зовнішнім (охоплюючим) та внутрішнім (охоплюваним) циліндрами, що забезпечує щільність їх контакту, через це на їх конічних поверхнях труби й елемента герметизації

виникає контактний тиск, а це викликає збільшення радіусу зовнішнього циліндра (муфти) та зменшення внутрішнього (ніпеля).

Контактний тиск (P_K) у різьбі (P_1 - в межах ділянки L_K та P_2 - в межах ділянки L_M) викликає розширення муфти та стиск труби, а в ущільненні «б» викликає розширення труби і стиск елемента герметизації.

У свердловині на ділянки з'єднання діють тиски:

- P_6 – внутрішній експлуатаційний;
- P_3 – зовнішній (затрубний).

У межах ділянки L_M тиск P_6 збільшує радіус труби, а тиск P_3 зменшує радіус муфти, що викликає підвищення контактного тиску P_2 . У межах ділянки L_K тиск P_6 збільшує радіус елемента герметизації, що викликає підвищення тиску P_K в ущільненні «б», а тиск P_3 зменшує радіус муфти, що викликає підвищення тиску P_1 у різьбі. Під впливом тисків P_K та P_1 перебуває труба в межах ділянки L_K , передаючи підвищення тиску P_K в ущільненні на муфту (збільшує P_1), а підвищення P_1 у різьбі викликає підвищення тиску на елемент герметизації (збільшує P_K).

Вплив тисків викликає зміну радіусу стінки кожної ділянки з'єднання на величину \underline{x} (її власна радіальна деформація, що не перевищує регламентованої 0,8 мм), яку описують моментною теорією тонкостінних циліндрів (без врахування впливу сусідніх ділянок)

$$\underline{x} = (P_A - P_B)G = P_A G - P_B G, \quad (5.25)$$

де P_A - тиск зсередини (збільшує радіус ділянки), МПа;

P_B - тиск ззовні (зменшує її радіус), МПа;

G - радіальна податливість стінки, мм/МПа.

Радіальна податливість G обчислюється зі співвідношення:

$$G = \frac{(1 + \mu^3)}{4\delta^4 D},$$

де δ - коефіцієнт згасання деформацій, 1/мм;

D - жорсткість стінки циліндра, МПа·мм³;

обчислюються зі співвідношень:

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)^3}{R^2 S^2}}; \text{ та } D = \frac{ES^3}{12(1-\mu^2)^2}; \quad (5.26)$$

тут R - радіус серединної поверхні, мм;

S - товщина стінки, мм;

E - модуль Юнга, МПа матеріалу за умов пружно-пластичної деформації;

μ - коефіцієнт Пуассона матеріалу.

Стінки елементів з'єднання та елемента герметизації характеризуються різними параметрами жорсткості (5.26), що повною мірою визначається їх радіусом R та товщиною S , на них виникають різні тиски, що по-різному впливають одне на одного, отже деформація x кожної ділянки є різною. Суміжні ділянки контактують у крайових перетинах (рис.5.1) і ці краї відчувають кільцеві вигини, через що радіус стінок усіх елементів дотику біля краю ділянок зазнає змін, що викликає зміни (перерозподіл) контактних тисків та деформації стінок на ділянках [198].

Причиною вигину стінки кожної ділянки за умови її опирання на суміжну є різниця між їхніми власними деформаціями, розрахованими згідно з (5.25). Вигин спрямований до ділянки-опори, а його максимальне значення w в поперечному перерізі опирання ділянок залежить лише від жорсткості стінки J ділянки-опори:

$$w = (x_2 - x_1) \cdot Z_{1,2}; \quad (5.27)$$

де $Z_{1,2}$ - коефіцієнт пропорційності вигинів між опертою ділянкою та опірною і розраховується з рівності:

$$Z_{1,2} = \frac{J_2}{J_1 + J_2}, \quad (5.28)$$

тут J_1 - жорсткість опертої ділянки Н·мм;

J_2 - жорсткість ділянки-опори Н·мм;

і для кожної з них жорсткість визначається з такого рівняння:

$$J = 4\delta^3 D. \quad (5.29)$$

Вигин w у напрямку від площини опираання спадає (згасає) вздовж ділянки пропорційно до функції згасання $\theta[\delta, s]$, а загальне радіальне зміщення стінки $W(s)$ на віддалі s від крайового перерізу складається з суми її власних деформацій \underline{x} (5.25) та залишкового вигину (5.27) від опираання на ділянку-опору:

$$\theta[\delta, s] = e^{-\delta s} \cos \delta s; \quad (5.30)$$

$$W_1(s) = \underline{x}_1 + w_{1,2} \cdot \theta[\delta, s]. \quad (5.31)$$

Якщо одна ділянка (з індексом l) з другого краю оперта на іншу ділянку (з індексом k) й відчуває від неї крайові вигини стінки, то її слід додати до загальних, аналогічно до рівнянь (5.27÷5.31)

$$W_1(s) = \underline{x}_1 + w_{1,2} \cdot \theta[\delta, s] + w_{1,k} \cdot \theta[\delta_1(l_1 - s)], \quad (5.32)$$

де l_1 – довжина ділянки 1;

$(l_1 - s)$ – віддаль від поперечного перерізу з координатою s до перерізу опираання на ділянку k ;

$w_{1,k}$ – максимальний прогин у перерізі опираання 1-ї ділянки на ділянку k , який розраховують з рівняння (5.27).

Значення функції згасання $\theta[\delta, s]$ вигинів (5.3.6) швидко спадає за експоненційним законом зі збільшенням віддалі $\delta \cdot s$. Якщо довжина ділянки l велика на стільки, що виконується умова $\theta[\delta; l_i] \approx 0$, то вигин її стінки, спричинений на одному її краї, не змінює вигину на другому краї. Та у з'єднанні муфти, труби й елемента герметизації (рис.5.1) довжини ділянок конструктивно короткі, тому значеннями функції $\theta[\delta; l_i]$ нехтувати не можемо.

Отже, на радіальні деформації (вигини) даної ділянки мають вплив також і ті, що не є суміжними, що розміщені через одну – суміжну.

Для 2-ї ділянки суміжною є 1-ша, а несуміжною є k -та, тобто з протилежного краю 1-ї. Максимальний вигин $w_{2,1}$ ділянки 2 від опираання

на ділянку 1 визначаємо з рівняння (5.27). Але вигин $w_{1,k}$ - з протилежного краю 1-ї ділянки, опертої на k -ту, не згасає, досягає перерізу опираючої 2-ї ділянки на 1-шу і тим збільшує максимальний вигин у рівнянні (5.31) на додаткову величину:

$$w'_{2,k} = w_{1,k} \cdot \theta[\delta_1 l_1] \quad (5.33)$$

Тому зміщення стінки 2-ї ділянки на відстані s' від перерізу опираючої на 1-шу з врахуванням впливу несуміжної k -ї ділянки розраховуємо відповідно до (5.31)

$$W_2(s') = (w_{2,1} + w'_{2,k}) \cdot \theta[\delta_2 s'] = (w_{2,1} + w_{1,k} \cdot \theta[\delta_1 l_1]) \cdot \theta[\delta_2 s'] \quad (5.34)$$

Якщо суміжна k -та ділянка в свою чергу оперта на сусідню, несуміжну до 1-ї, то k -та ділянка теж зазнає вигину. Якщо на її довжині l_k функція згасання $\theta[\delta_k l_k]$ не зазнає згасань, то в поперечному перерізі опираючої 1-ї ділянки на k -ту до вигину $w_{1,k}$ у рівнянні (5.34) додаємо відповідний вигин, обчислений за рівністю (5.33). Тоді формула вигину для 2-ї ділянки має такий вид:

$$W_2(s') = (w_{2,1} + (w_{1,k} + w_{k,l} \cdot \theta[\delta_k l_k]) \cdot \theta[\delta_1 l_1]) \cdot \theta[\delta_2 s'] \quad (5.35)$$

Застосовуючи рекурентні формули (5.33÷5.35), враховуємо вплив двох-трьох ділянок на прогин даної через вигини країв суміжних і несуміжних ділянок. Розрахунки ділянок з'єднання обсадних труб діаметрів 146 і 168 мм та насосно-компресорних труб діаметрів 48 і 60 мм свідчать, що для них вже добуток двох згасаючих функцій $\theta[\delta, l]$ становить величину меншу за 0,05.

На основі рекурентних співвідношень (5.33÷5.35) виведено [269] формули:

- вигину $w_1(x)$ ділянок $\frac{L_K - l}{2}$ муфти від її опираючої на ненавантажену середню ділянку H і симетричну ділянку $\frac{L_K - l}{2}$ (рис.5.1)

$$w_1(x) = -\underline{x}_1 \cdot \frac{J_0 - J_1 \cdot \theta[\delta_0 \cdot l]}{J_0 + J_1} \cdot \theta \left[\delta_1 \left(x - \frac{l}{2} \right) \right]; \quad (5.36)$$

- вигину $w_2(x)$ ділянки l_2 від її опирання на ділянку c з вільним торцем

$$w_2(x) = -\underline{x}_2 \cdot \frac{J_3 - J_2 \cdot \theta[\delta_3 \cdot c]}{J_3 + J_2} \cdot \theta \left[\delta_2 \left(\frac{l}{2} + \frac{L_k - l}{2} + l_2 \right) - x \right]; \quad (5.37)$$

Отже, якщо ненавантажена суміжна ділянка з протилежного краю має симетричний вплив тиску або вільний (не опертий) торець, то це викликає, відповідно, підвищення вигину цієї ділянки й еквівалентно зменшує жорсткість суміжної ділянки.

Вплив вільного торця на вигин навантаженої ділянки $\frac{L_K - l}{2}$ труби чи герметизуючого елемента (рис.5.1) описується рівнянням вигину $w_1(x)$ від не опертого торця

$$w_1(x) = \left(\underline{x}_1 + (\underline{x}_2 - \underline{x}_1) \cdot \frac{J_2 \cdot \theta \left[\delta_1 \frac{L_K - l}{2} \right]}{J_1 + J_2} \right) \cdot \theta \left[\delta_1 \left(x - \frac{l}{2} \right) \right]. \quad (5.38)$$

Отже, вільний торець суттєво збільшує вигин (послаблює жорсткість) стінки не лише самої ділянки (перший доданок), але й поперечного перерізу опирання на суміжну (другий доданок) ділянку, якщо немає загасання на довжині $\frac{L_K - l}{2}$.

За критеріями, викладеними вище, для кожної ділянки муфти, труби та елемента герметизації (рис.5.1) виведено рівняння розрахунку власних прогинів від опирання на суміжні та несуміжні ділянки. Ці рівняння склали основу аналітичної моделі пружно-деформованого стану пропонованого високогерметичного з'єднання, яка дає можливість отримати необхідні високоточні результати у програмі MatCAD за методикою кінцевих елементів.

Контактний тиск спричинює радіальні зміщення стінок відповідно до (5.25), які є пропорційними їхній жорсткості. Вони компенсують заданий радіальний натяг Δ (різницю радіусів) між з'єднаними внутрішніми й зовнішніми циліндрами. За цих умов встановлюємо баланс зміщень і натягу – розширення зовнішнього циліндра та звуження внутрішнього в сумі точно складають величину натягу в кожному поперечному перерізі контактної ділянки за рівнянням балансу

$$W_{A,i} - W_{B,i} = \Delta_i; \quad (5.39)$$

де W - загальні радіальні деформації стінки в i -тому перерізі, що містять суму власних прогинів типу (5.25) та вигинів типу (5.34÷5.35);

A та B індекси, що позначають зовнішній і внутрішній циліндри, відповідно, з'єднані з радіальним натягом Δ .

Пропоноване високогерметичне з'єднання [223] має дві контактні ділянки різьби і одну ущільнення, кожна з яких володіє двома крайовими поперечними перерізами (рис.5.1), де значення контактного тиску є невідоме. Для кожного поперечного перерізу цих ділянок складаємо рівняння балансу (5.39) за формулами (5.25; 5.27÷5.32; 5.34÷5.35), де групуємо доданки з відповідними тисками. Візуалізація розв'язків у обраній програмі дає, залежно від товщини стінок, набір розв'язків значень контактних тисків та радіальних деформацій по всіх ділянках з'єднання для обраних типорозмірів обсадних чи насосно-компресорних труб. На основі математичної моделі з врахуванням вищенаведених співвідношень розраховуємо значення контактних тисків та сумарних радіальних деформацій на усіх ділянках з'єднання для різних типорозмірів обсадних і насосно-компресорних труб [273].

Математична модель враховує осьове навантаження Q , що діє на з'єднання в умовах експлуатації, передається на витки різьби й викликає вздовж них дотичне осьове напруження q_0 , розподілене за законом гіперболічного косинуса. Для розрахунку цього напруження застосовуємо

відому методику, вдосконалену для з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб [131].

Трикутний профіль різьби з кутом при вершині α і розподіленим осьовим напруженням q_0 викликає на опорній поверхні її витків додатковий радіальний тиск на стінки муфти й труби, що обчислюється з такого рівняння:

$$P_0 = \frac{q_0}{\pi d_c} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - f_T \right), \quad (5.40)$$

де f_T – коефіцієнт тертя на поверхні витків різьби;

d_c – серединний діаметр різьби.

Тиск P_0 залежить лише від конструктивних параметрів з'єднання та осьового зусилля Q й збільшує контактні тиски в різьбі. Його додатково враховуємо у рівняннях радіальних деформацій x (5.25) стінок різьбових з'єднань.

Розподілене в різьбі дотичне напруження q_0 має ексцентриситет відносно товщини стінки ділянки, здовж якої діє осьове зусилля Q . Це викликає додатковий вигин w_e стінок муфти і труби, змінюючи натяг Δ у різьбі й натяг Δ_T у герметизуючому елементі. Рівняння розрахунку w_e входять до математичної розрахункової моделі, що описує додаткові складові вигинів різьбових ділянок з'єднання.

Для умов високотемпературних глибоких свердловин матеріал елемента герметизації повинен володіти більшим коефіцієнтом температурного об'ємного розширення, тому до натягу елемента герметизації Δ_T додають величину його теплового об'ємного розширення, що обчислюється з рівняння

$$\Delta_T = \beta_T \cdot \Delta T \cdot \left(\frac{d_K}{2} + \left(\frac{l}{2} + \frac{L_K - L}{2} \right) \operatorname{tg} \varphi_k \right), \quad (5.41)$$

де $\beta_T = \beta_l - \beta$ – різниця коефіцієнтів об'ємного температурного розширення матеріалів елемента герметизації й труби;

d_k і φ_k – відповідно, діаметр елемента герметизації і його кут нахилу до осі.

Матеріал елемента герметизації визначається його фізико-механічними властивостями, функціональним призначенням, умовами та принципом роботи з'єднання [271].

В ущільненні елемент герметизації з визначеним натягом ϵ у контакті з трубою, тому завищення радіальної жорсткості труби вимагає більшого зусилля для згвинчування з'єднання. Априорі елемент герметизації є опорою торця труби, перешкоджаючи його виходу зі зчеплення різьби за значних осьових навантажень, збільшуючи його жорсткість. Тому задля зменшення крутного моменту під час згвинчування, матеріал елемента герметизації мусить володіти меншою жорсткістю, що у свою чергу забезпечить більшу щільність у контакті з трубою за умов дії внутрішнього експлуатаційного тиску.

За умов підвищеного внутрішньо-свердловинного температурного впливу високий коефіцієнт об'ємного теплового розширення елемента герметизації забезпечить ущільненню необхідну герметичність.

Для максимально ефективного функціонування РЗ з елементом герметизації у глибокій свердловині з високими термобаричними показниками, його матеріал повинен відповідати таким вимогам:

- модуль пружності (Юнга) повинен бути меншим, ніж у матеріалу труб;
- коефіцієнт температурного об'ємного розширення повинен, навпаки, бути більшим, ніж у матеріалу труб;
- не утворювати гальванопару.

Фізико-механічні властивості матеріалів, що можуть претендувати на функціональність елемента герметизації, наведено в табл. А.16 (у додатку).

Матеріал елемента герметизації повинен бути стійким до дії агресивного середовища (стійкість: А-відмінна; В-хороша; С-добра; D-посередня; Е-слабка), існуючого в свердловині та технологічно-легким за

для умов механічної обробки. Остаточний вибір матеріалу для елемента герметизації визначається умовами експлуатації з'єднання.

Конструктивні параметри елемента герметизації наведено на рис. 5.3. Робоча конічна поверхня елемента герметизації входить із натягом в ущільнення. Її основний параметр кут φ_k нахилу твірної до осі з'єднання. За умови малого значення цього кута виникає явище заклинювання – осьова сила згвинчування (для металів) не може подолати тертя на конічних поверхнях, не відбувається осьового переміщення та радіального стискання елемента герметизації, що не призводить до забезпечення необхідного натягу ущільнення.

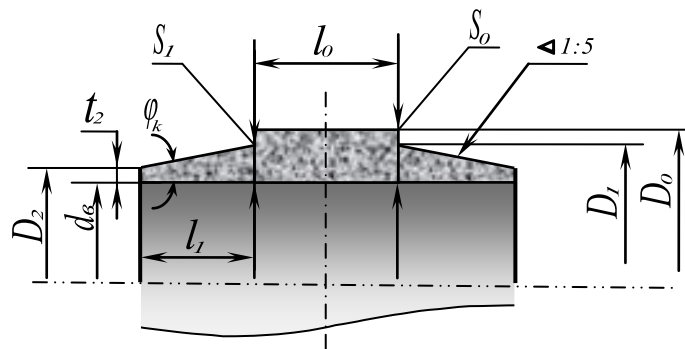


Рис. 5.3 – Схема основних параметрів елемента герметизації

Умову не заклинювання елемента герметизації визначає конусність поверхонь ущільнення за коефіцієнтом тертя f між матеріалами елемента герметизації й труби в з'єднанні

$$\operatorname{tg} \varphi_k \geq f. \quad (5.42)$$

Герметичність забезпечується максимальним гідравлічним опором стиску двох елементів ущільнення (елемента герметизації й труби), що у випадку конічних поверхонь потребує їх найбільшої площі контакту. Для цього кут нахилу φ_k має бути мінімально малим, тому не рекомендується обирати його значення більшим від розрахованого за умовою (5.42).

До прикладу: коефіцієнт тертя для алюмінію становить (табл. А.16) $f = 0,1$. За умови (5.42) мінімальне значення кута

$\varphi_k = \arctg 0,1 = 5^{\circ}43'38'',15$. Таке числове значення кута відповідає стандартній конусності 1:5, яку прийнято для робочих поверхонь ущільнення (за умови не заклинювання та максимальної площі контакту).

Елемент герметизації розміщується всередині муфти, а його ущільнюючі поверхні – у конічних отворах труб, розточених зсередини під різьбою (рис. 5.1). Конструктивно-геометричні параметри муфти й труби встановлені стандартами відповідно до їх функціонального призначення, а елемент герметизації не спричинює змін. Ці параметри регламентують розміри елемента герметизації (рис.5.3).

Зовнішній діаметр D_0 елемента герметизації визначаємо меншим за внутрішній діаметр d_3 різьби всередині муфти (де стандартом передбачено розточування ділянки перенарізування витків) за умовою

$$D_0 \leq d_3 - tg\varphi \cdot (L_M - 2b), \quad (5.43)$$

де L_M – довжина муфти, мм;

$tg\varphi$ – тангенс кута нахилу різьби, $tg\varphi = 1/32$.

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) та НКМ-114 (насосно-компресорна) внутрішній діаметр муфти $d_3 = 111,230$ мм, та $d_3^* = 112,475$ мм, відповідно, відстань до торця труби $b = 12,5$ мм, і $b = 22$ мм, відповідно, довжини муфт $L_M = 158$ мм, та $L_M = 205$ мм, тоді діаметри елементів герметизації відповідно будуть:

для ОТ-114 (обсадна):

$$D_0 = 111,230 - (158 - 25)/32 = 107,07375 \text{ мм},$$

для НКМ-114 (насосно-компресорна):

$$D_0 = 112,475 - (205 - 44)/32 = 107,44375 \text{ мм},$$

Для вільного розміщення елемента герметизації всередині муфти обираємо менший діаметр, а з метою уніфікації розмірів – одне значення:

$D_0 = 107$ мм – для обсадних та $D_0 = 107$ мм - для насосно-компресорних.

Діаметр D_1 ущільнення визначаємо меншим від внутрішнього діаметра d_2 різьби на торці труби за умовою

$$D_1 = d_2 - 2 \cdot t_1 \leq d_2 - 2,4; \quad (5.44)$$

де t_1 – прийнята товщина торця труби під впадинами різьби, мм.

Діаметр D_1 повинен бути більшим для досягнення більшої контактної площі ущільнення, що забезпечує герметичність. Але менша товщина t_1 торця труби зменшує його жорсткість. Елемент герметизації служить опорою торця трубі, збільшуючи його жорсткість, тому допустимо обирати значення $t_1 > 1,2$ мм.

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) та НКМ-114 (насосно-компресорна) діаметри різьб на торцях труб відповідно $d_2 = 108,485$ мм і $d_2 = 111,1$ мм. Якщо прийняти товщини торців відповідно $t_1 = 2,2423$ мм, та $t_1 = 2,2053$ мм, то відповідні діаметри D_1 будуть:

для ОТ-114 (обсадна):

$$D_1 = 108,485 - 2 \cdot 2,2423 = 104,00 \text{ мм};$$

для НКМ-114 (насосно-компресорна):

$$D_1 = 111,1 - 2 \cdot 2,2305 = 106,633 \text{ мм}.$$

Внутрішній діаметр d_g елемента герметизації обираємо більшим від внутрішнього (прохідного) діаметру d_{\min} обсадної (насосно-компресорної) труби з умови

$$d_g \geq d_{\min}. \quad (5.45)$$

В умовах свердловини внутрішній діаметр d труб зменшується за умови збільшення товщини їхніх стінок, що визначає необхідну міцність обсадної (насосно-компресорної) труби. Робочий прохідний діаметр обсадної (насосно-компресорної) труби допускають не меншим від мінімального внутрішнього діаметру d_{\min} труби з ряду товщин,

передбачених стандартами. Тому значення d_e приймаємо рівним прохідному діаметру d_{\min} .

Довжина l_1 ущільнення визначається внутрішнім діаметром d_e елемента герметизації й прийнятою товщиною t_2 торця елемента за такою умовою

$$l_1 = \frac{D_1 - (d_e + 2 \cdot t_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k} \leq l_{1\max} = \frac{D_1 - d_{\min} - 2 \cdot t_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k} = 5 \cdot (D_1 - d_{\min}) - 10t_2 \quad (5.46)$$

Торець елемента герметизації конструктивно містить фаску й не може бути дуже тонким задля жорсткості ущільнення. Але його опорою є достатньо жорстке з'єднання муфти й труби, тому технологічно допустимою є його товщина $t_2 = 2,0$ мм.

Довжина l_1 ущільнення, товщина t_2 торця й внутрішній діаметр d_e елемента герметизації геометрично пов'язані (рис. 5.3) й визначаються внутрішнім діаметром d_{\min} труби з умови (5.46). Технологічно та економічно вигідною є уніфікація цих розмірів. Для певних товщин стінок обсадної (насосно-компресорної) труби за її прохідним діаметром d_{\min} обирають одне значення діаметра d_e , довжини l_1 і товщини t_2 елемента герметизації.

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) існує декілька товщин стінок і відповідні їм внутрішні діаметри: $s = 8,6; 10,2$ мм; $d = 97,1; 93,9$ мм. За умовою (5.45) обираємо уніфіковане значення внутрішнього діаметра елемента герметизації $d_e = 94$ мм. Для прийнятих значень φ_k , D_1 , t_2 , d_e за умовою (5.46) розраховуємо уніфіковане значення довжини l_1 ущільнення

$$l_1 = \frac{104 - (94 + 2 \cdot 2,0)}{2 \cdot 0,1} = 30 \text{ мм};$$

для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна) товщина стінок одна $s = 7$ мм, внутрішній діаметр - $d_g = 100,3$ мм, тоді за умови (5.45) отримаємо

$$l_1 = \frac{106,633 - (100 + 2 \cdot 2,0)}{2 \cdot 0,1} = 13,2 \text{ мм.}$$

Менший діаметр ущільнення D_2 розраховуємо за такими співвідношеннями

$$D_2 = D_1 - 2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k \cdot l_1 = D_1 - 6; \quad \text{або} \quad D_2 = d_g + 2 \cdot t_2 = d_g + 4; \quad (5.47)$$

Якщо діаметр D_2 виявиться меншим від внутрішнього діаметра d труби, то довжина її розточеного конуса буде меншою від довжини l_1 елемента герметизації, що зменшить площу контакту в ущільненні. Тому значення D_2 зіставляємо з внутрішніми діаметрами d прийнятого ряду труб за умови

$$D_2 \geq d. \quad (5.48)$$

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) уніфіковані розміри елемента герметизації l_1 , D_1 , t_2 , d_g дають діаметр $D_2 = 94 + 2 \cdot 2 = 98$ мм; а для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна) розміри елемента герметизації l_1 , D_1 , t_2 , d_g дають діаметр $D_2 = 103,3 + 2 \cdot 2 = 107,3$ мм. Отже, для кожного ряду діаметрів за різних значень товщини стінок треба розраховувати розміри елемента герметизації.

Товщину стінок елемента герметизації S_1 і S_0 розраховуємо зі співвідношень:

$$S_0 = (D_0 - d_g) / 2; \quad S_1 = (D_1 - d_g) / 2. \quad (5.49)$$

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) товщина стінок елемента герметизації:

$$S_0 = (107 - 94) / 2 = 6,5 \text{ мм;}$$

$$\text{і } S_1 = (104 - 94) / 2 = 5 \text{ мм;}$$

для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна) товщина стінок елемента герметизації: $S_0 = (107,4 - 103,3) / 2 = 2,05 \text{ мм}$;

$$\text{і } S_1 = (106,6 - 103,3) / 2 = 1,52 \text{ мм.}$$

Довжина середньої частини елемента герметизації рівна віддалі між торцями труб у з'єднанні $l_0 = 2b = 25 \text{ мм}$ для ОТТГ-114 (обсадна) й $l_0 = 2b = 44 \text{ мм}$ для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна).

За методами математичного моделювання та з використанням програми MathCAD проведено розрахунок пружно-деформованого стану елементів герметизації труби й муфти на ділянках з'єднання (рис. 5.1) та встановлено вплив умов експлуатації (натяг, внутрішній і зовнішній тиски, осьова сила, температура) на величину деформацій елемента герметизації, контактної тиску в ущільненні й радіального натягу, що забезпечує герметичність [260].

На рисунку 5.4 наведено розподіл контактних тисків і деформацій стінки елемента герметичності.

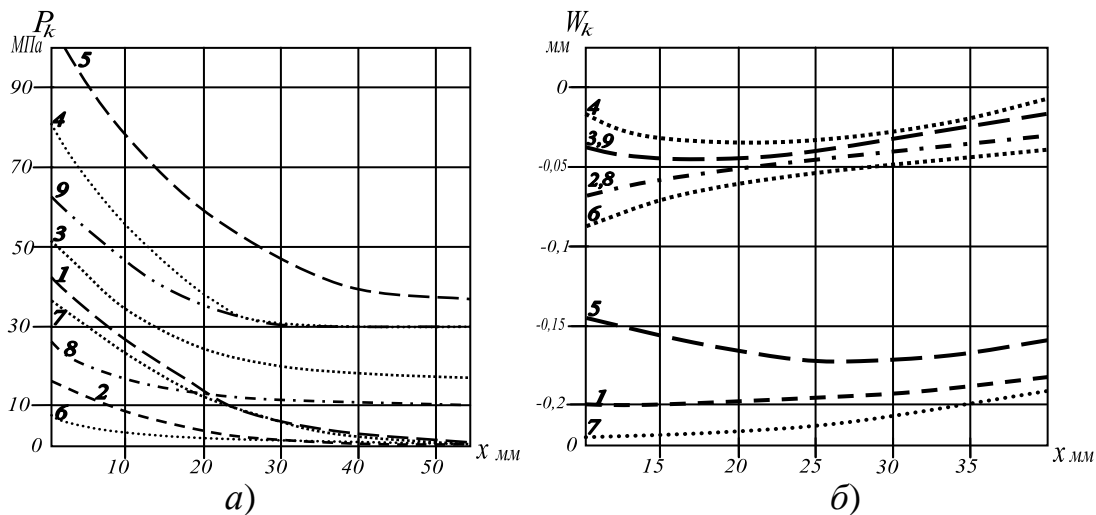


Рисунок 5.4 – Приклади розподілу (а) - контактних тисків P_k (МПа); (б) - деформацій стінки елемента герметичності W_k (мм) в ущільненні за координатою x (мм) залежно від натягу в ущільненні Δ_1 (мм) та від тисків P_V (МПа) – внутрішнього та P_Z (МПа) – зовнішнього (натяг різьби $\Delta = 0,15 \text{ мм}$)

На рис. 5.4 представлено криві, що характеризують тиски і натяги з параметрами:

- | | |
|---|--|
| <u>1</u> - $\Delta_1 = 0,1$ (мм); $P_V = P_z = 0$; | <u>4</u> - |
| $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 30$; $P_z = 0$; | |
| <u>2</u> - $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = P_z = 0$; | <u>5</u> - $\Delta_1 = 0,1$ (мм); $P_V = 30$; $P_z = 0$; |
| <u>3</u> - $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 20$; $P_z = 0$; | <u>6</u> - |
| $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 0$; $P_z = 10$; | |
| <u>7</u> - $\Delta_1 = 0,1$ (мм); $P_V = 0$; $P_z = 10$; | <u>8</u> - $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = P_z = 10$; |
| <u>9</u> - $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 30$; $P_z = 10$. | |

Розподіл контактного тиску $P_k(x)$ є нерівномірним (рис. 5.4.a) уздовж ущільнення (по координаті x) й визначається зміною жорсткості (товщини стінки) елемента герметизації.

Тиск P_k характеризується максимальним значенням (10-45 МПа) в перерізі $x = 12$, де жорсткість елемента герметизації пояснюється більшою товщиною стінки й спиранням на її середню ділянку. Тиск P_k характеризується значним зменшенням (до 0,5-3,5 МПа) у напрямку зменшення жорсткості (товщини) елемента герметизації до вільного торця (переріз $x = 42$).

Контактний тиск P_k в ущільненні зростає пропорційно за умов підвищення натягу Δ_1 (криві 1,2 рис.5.4.a) та за умов згвинчування різьби (підвищення натягу Δ).

За цих умов радіус елемента герметизації зменшується (криві 1,2 рис.5.4.б) – він зазнає стиску на величину різниці між натягами та величинами розширення труби й муфти.

Якщо натяг Δ_1 чи Δ створити меншим за регламентовані, то за цих умов тиск в ущільненні стане меншим від нуля, тобто контактні поверхні в ущільненні не будуть створювати щільність. Найменший натяг у різьбі, що становить $\Delta = 0,10$ мм викликає в ущільненні проміжок близько 0,05 мм (тобто створює від'ємний натяг $\Delta_1 = -0,05$ мм).

Запропонована методика дає можливість визначити закономірності особливостей змін та розподілу деформацій, контактних тисків задля

удосконалення герметичності з'єднання. Деформації складових вузла герметизації є тим більшими, що менша їх жорсткість та більший діючий тиск. Контактний тиск є пропорційним до жорсткості ділянок елементів та їх деформацій.

Дослідження довели, що в ущільненні обсадних труб діаметру 168 мм контактні тиски є меншими (у 1,4 рази), оскільки їх радіальна жорсткість є меншою у порівнянні з трубами 146 мм. Більша товщина стінок труб збільшує їх жорсткість на ділянці l_2 , що у свою чергу викликає збільшення контактного тиску в різьбі, результатом є розширення муфти в цілому, незалежно від збільшення жорсткості труби. На ділянці l_1 в ущільненні герметизації контактний тиск практично не зростає. Аналогічно це стосується й насосно-компресорних труб та їх типорозмірів під час порівняння діаметрів 42 мм та 60 мм.

Через вплив внутрішнього тиску P_V відбувається пропорційне зростання радіальних деформацій елемента герметизації, цілого з'єднання та контактного тиску (криві 2-3 та 1-5 на рис. 5.4). Через те, що матеріал елемента герметизації має менші значення жорсткості, товщини стінок, модуля пружності, він розширюється більше за матеріал труби чи муфти, що й спричинює підвищення натягу й тиск в ущільненні.

Жорсткість труби є зменшена конічними виточеннями під ущільнення (зокрема в перерізі вільного торця), а ділянка l_2 володіє найбільшою жорсткістю в з'єднанні. Через вплив внутрішнього тиску P_V з'єднання зазнає більшого розширення у перерізі $x = 13$, ніж $x = 42$, (криві 2-3-4 на рис.5.4.б). Тому стінка елемента герметизації зазнає «явища важеля», за якого радіус та натяг біля перерізу $x = 42$, стають меншими та нейтралізують у цьому місці зростання контактного тиску, що виникає під впливом внутрішнього тиску.

До прикладу: за тиску $P_V = 25 \text{ МПа}$ контактний тиск P_k на третині ущільнення майже дорівнює діючому P_V (крива 3 на рис.5.4.a), на решті є значно більшим.

Якщо значення внутрішнього тиску P_V перевищить регламентоване, то біля торця елемента герметизації (переріз $x = 42,$) значення контактного тиску P_k буде меншим від діючого P_V (крива 4 на рис.5.4.a) Це спричинює його проникнення в ущільнення, відповідно стається розкриття стику та втрачається герметичність. Щоб саме забезпечити спричинення герметичності за умов дії даного й вищих діючих тисків, слід створювати більші натяги, зокрема в ущільненні.

До прикладу: для $P_V = 30 \text{ МПа}$ натяг збільшують до $\Delta_1 = 0,1 \text{ мм}$ (крива 5 на рис.5.4.a)

Властивість з'єднання: кожне зі значень натягу ущільнення Δ_1 у поєднанні з натягом різьби Δ гарантують його герметичність за умов певного максимально-допустимого значення діючого тиску, зростання якого провокує втрату герметичності. Зовнішній тиск P_z має вплив на з'єднання загалом і на елемент герметизації на ділянці l_2 (рис.5.3), що чинить підвищення контактного тиску в різьбі. Це спричинює розширення муфти так, що, незважаючи на підвищення жорсткості труби, на ділянці l_1 в ущільненні контактний тиск практично не зростає.

Зовнішній тиск P_z чинить тиск на з'єднання загалом та на елемент герметизації зокрема, стискаючи його середню ділянку (рис.5.3) в наслідок негерметичних западин різьби. Таким чином, з підвищенням P_z радіус елемента герметизації швидше зменшується в перерізі $x = 13$, аніж в $x = 42$, де звуження визначають муфта та труба більшої жорсткості (криві 2-6 та 1-7 на рис.5.4). Наслідком цього є підвищення в ущільненні контактного тиску P_k в перерізі $x = 42$, та різкий спад у перерізі $x = 13$, на величину $0,8 P_z$ (криві 2-6 та 1-7 на рис. 5.4.a). У такому випадку

зовнішній тиск P_z може перевищити контактний P_k , що буде спадати вздовж ущільнення. Допустимим значенням зовнішнього тиску P_z є значення такого контактного тиску P_k , яке характеризує його величину на половині довжини ущільнення. Величини розрахованих регламентованих значень зовнішнього тиску є значно меншими від значень внутрішнього тиску P_v . Задля забезпечення герметичності слід збільшити натяг в ущільненні Δ_1 (криві 6-7 на рис.5.4.a).

Вплив одночасно однакових за величиною зовнішнього P_z і внутрішнього P_v тисків спричинює однакові за величиною, але протилежні за напрямком деформації з'єднання, а переміщення стінки елемента герметизації W_k співпадають з такими, що виникають за відсутності тисків (криві 2-8 на рис. 5.4.б). Однакові тиски компенсують вплив один одного, через що розподіл контактного тиску P_k в ущільненні не зазнає змін. Але водночас, величина контактного тиску P_k за величиною стає рівною зовнішньому (внутрішньому) тиску. Якщо величина зовнішнього чи внутрішнього тиску не перевищує свого регламентованого значення, то їхнє взаємне підвищення не порушує герметичності вузла навіть за величин, вищих від регламентованих для кожного зокрема (порівняння кривих 3-9 та 4-6 на рис.5.4.a).

Властивість з'єднання: перевищення діючого тиску над контактним в ущільненні спричинює втрату герметичності, що визначається перепадом тисків P_z та P_v а не їх величинами. Встановлені значення регламентованих тисків є їхньою допустимою різницею, за яких герметичність вузла зберігається. Оскільки вплив зовнішнього P_z та внутрішнього P_v тисків є взаємно протилежним, їх однакові величини компенсують одна одну, не впливаючи на герметичність з'єднання, збільшуючи контактний тиск P_k .

За умов підвищення температури радіус елемента герметизації зростає більше (через вищий коефіцієнт температурного розширення), ніж радіус

труби й муфти, збільшуючи за цих умов величину натягу в ущільненні Δ_1 . Є регламентованим збільшення величини крутного моменту згвинчування на 10% від рекомендованого.

Вплив осьового навантаження Q обсадних чи насосно-компресорних труб на муфту відбувається через різьбу, де радіальна складова стискає трубу та елемент герметизації в ущільненні. Деформації їхніх стінок зростають пропорційно до зростання осьового навантаження Q , викликаючи додаткове збільшення контактного тиску, що не залежить від величин натягів згвинчування різьби Δ та ущільнення Δ_1 . Через зміну жорсткості по довжині ущільнення (рис.5.3) додаткові тиски й деформації розподілені нерівномірно. Їхні значення є максимальними в перерізі $x = 13$ там, де знаходиться тонший не опертий торець труби, що легко стискається. Їхні значення є невеликими в перерізі $x = 42$, там є труба оперта, товстіша, й тому володіє більшою жорсткістю.

Властивість з єднання: вкладний елемент герметизації є опорою для вільного торця труби, перешкоджаючи його звууженню та виходу витків різьби зі зчеплення.

Важливим у проектуванні є розрахування радіального натягу елемента герметизації Δ_1 (ущільнення). Радіальний натяг характеризує зміни радіусу робочих конічних поверхонь труби та елемента герметизації. Різниця між радіусами робочих поверхонь у роз'єднаному стані складає величину Δ_1 , тобто радіус елемента герметизації має бути більшим, а труби – меншим.

Проектування встановлює регламентовані відхилення натягу робочих поверхонь. Для цього розраховується граничний натяг Δ_1 в ущільненні та граничний натяг у різьбі Δ . Максимальне та мінімальне значення становлять допустимі межі значень натягів ущільнення. За рекомендоване (оптимальне) значення обираємо середину між межами, а величини

відхилень повинні знаходитись зліва і справа від рекомендованого (оптимального) значення у визначених межах.

Відхилення натягів як допустимі відхилення осьового натягу за стандартами та відхилення радіального натягу у різьбі, обчислюємо за рівнянням (5.3).

За стандартами за умов згвинчування з'єднань становлять:

для обсадних труб ОТТГ $A = 9,5 \pm 3,2$ мм, за стандартом [70];

для насосно-компресорних труб НКТ $A = 5 \pm 2,5$ мм, для типорозмірів 27; 33; 42; 48; 60; 73; 89 мм; та $A = 6,5 \pm 3,2$ мм, для типорозмірів; 102; 114 мм, за стандартом [71].

Радіальний натяг (за рівністю 5.1) $\Delta = Atg \varphi(1 - c)$.

Через зміни натягу Δ різьби змінюються деформації стиску труби й відповідно змінюється натяг Δ_1 в ущільненні.

Експлуатаційні умови з'єднання у свердловині є вихідними даними для визначення радіального натягу: внутрішній тиск P_v (МПа), зовнішній тиск P_z (МПа), параметр температури T (°C), осьове навантаження Q (кН).

До прикладу: Для проектування удосконалених з'єднань для герметизації обсадної чи насосно-компресорної колони труб у довільному інтервалі глибин необхідно звести інформацію в таблицю, що має конструкцію типу 5.1.

Таблиця 5.1 – Інформаційна таблиця

Характеристики глибини $H, м$	Тип, діаметр труби $D, мм$	Товщина стінок $S, мм$	Група міцн. сталі	Межа про-порц. $\sigma_{п}, МПа$	Внутр. тиск $P_v, МПа$	Зовн. тиск $P_z, МПа$	Осьове навант. $Q, кН$	Температурний параметр $T, (°C)$
2900	ОТТГ-146	10,7	Д	380	11,8	28,6	10	80
2900	НКТ-114	7	Е	689	20	40	8	80

Перший етап – визначення натягу для заданих умов в ущільненні Δ_1 , що забезпечить герметичність з'єднання під час гідравлічних випробувань.

Для цього є необхідними: 1) діаметр труби D , 2) товщина стінки S , 3) випробувальний тиск P_V (МПа) за стандартами [70] чи [71], 4) $P_z = 0$, 5) розрахунок осьової сили за такою формулою:

$$Q = \frac{\pi(0,5D - S)^2}{1000} P_V, \quad (5.50)$$

б) граничні натяги різьби $\Delta = 0,10$ та $\Delta = 0,20$ мм, 7) натяги ущільнення Δ_1 мм.

Задавши спектр значень в обраній програмі, отримується залежність розподілу контактного тиску $P_k(x)$ в ущільненні та в перерізі торця елемента герметизації за координатою $x = b + l_1$ мм (рис.5.3). За графічними залежностями вибираємо такі величини натягу Δ_1 , які забезпечать умову герметичності ущільнення за умов дії внутрішнього тиску:

$$P_k(x) > P_V. \quad (5.51)$$

До прикладу: Для випробувального тиску $P_V = 25$ МПа та оптимального натягу різьби $\Delta = 0,15$ отримано графік контактного тиску (крива 3 на рис. 5.4) де він характеризується більшим значенням, ніж 25 МПа по довжині ущільнення, а в перерізі $x = 42$ мм є рівним йому. Умова герметичності (5.51) виконується, а оптимальний натяг ущільнення становить $\Delta_1 = 0,05$ мм. Для обсадних труб типорозміру ОТТГ-114 з товщиною стінок 8,6 мм ($j = 1$) та 6,4 мм ($j = 3$) випробувальні тиски за стандартами становлять відповідно 45,1 та 33,3 МПа. Обрана математична модель дає спектр значень осьового навантаження Q та граничні величини натягів ущільнення Δ_1 (табл. А.16).

Другий етап – визначення необхідного натягу Δ_1 в ущільненні, що забезпечив би герметичність з'єднання в експлуатаційних умовах свердловини. Для цього відносно визначеної глибини H свердловини слід задати: 1) діаметр труби D , 2) товщину стінки S , 3) внутрішній тиск P_V

(МПа), 4) зовнішній тиск P_z (МПа), 5) осьову силу Q (кН), 6) граничні натяги різьби $\Delta = 0,10$ мм та $\Delta = 0,20$ мм, 7) натяги ущільнення Δ_1 мм.

Обрана програма дає можливість отримати графічні залежності розподілу контактного тиску $P_k(x)$ в ущільненні, та проаналізувати їхнє значення в контрольних перерізах, за якими вибирається таке значення натягу в ущільненні Δ_1 яке максимально забезпечить умову герметичності ущільнення.

У разі перевищення внутрішнього тиску над зовнішнім: ($P_v > P_z$) через ефект важеля контрольним є переріз вільного торця елемента герметизації $x = b + l_1 = 42$ мм (рис.5.3), а умовою герметичності є умова (5.51) в цьому перерізі.

У випадку перевищення зовнішнього тиску над внутрішнім: ($P_v < P_z$) відбувається стискання середньої ділянки елемента герметизації, тоді контрольними є переріз торця труби $x_1 = b = 13$ мм та переріз у половині ущільнення $x = b + 0,5l_1 = 27$ мм (рис.5.3), тоді умовою герметичності є таке співвідношення

$$P_k(x_1) > P_k(x_2) \geq P_v. \quad (5.52)$$

До прикладу: Якщо в свердловині діють тиски $P_v = 30$ МПа та $P_z = 10$ МПа, то для оптимального натягу різьби $\Delta = 0,15$ мм і заданого $\Delta_1 = 0,05$ мм отримано графічну залежність контактного тиску (крива 9 на рис.5.4). Оскільки $P_v > P_z$ слід перевірити виконання умови (5.51). Із залежності слідує, що контактний P_k тиск перевищує більший з діючих P_v вздовж ущільнення й дорівнює йому в контрольному перерізі $x = 42$ мм. Унаслідок виконання умови (5.51) натяг $\Delta_1 = 0,05$ мм є оптимальним, отже герметичність з'єднання у свердловин є.

Для обсадних чи насосно-компресорних труб певного типорозміру та відповідної товщини стінки в обрану програму з додатком Excel заносяться експлуатаційні параметри для відповідних глибин відповідно до табл. 5.1,

граничні натяги, та отримується графічна залежність розподілу контактного тиску в ущільненні та по контрольних перерізах, звідки отримуємо спектр значень натягів ущільнення Δ_1 , які забезпечать герметичність удосконаленого з'єднання в експлуатаційних умовах свердловини за умов задоволення рівності (5.52).

Третій етап – полягає у визначенні найбільш можливих натягів ущільнення, за яких радіальні напруження у стінці елемента герметизації досягають меж пропорційності, але ще відсутні пластичні деформації.

Оскільки в глибоких свердловинах середня температура становить $380\div 480^{\circ} K$, то обсадні труби з різьбою ОТТПТ та полімерним елементом герметизації здатні забезпечити герметичність обсадних колон, а відповідно підвищити їх надійність та довговічність у процесі експлуатації.

На основі аналітичних та експериментальних досліджень визначено оптимальні параметри елементів вузла герметизації, за яких забезпечується висока герметичність обсадних труб за умов експлуатації в глибоких ПС свердловинах, розроблено керівний документ, що встановлює основні положення з використання розрахунків вузла герметизації обсадних колон та насосно-компресорних труб для підвищення їх герметичності за умов буріння глибоких свердловин з високими термобаричними показниками. У ньому наведено конструкцію та принцип дії вузла герметизації, основні розрахункові дані для підбору конструктивно-герметичних параметрів, методика проектування з'єднань герметизації, залежно від експлуатаційних умов.

Враховуючи те, що для полімерно-композиційних матеріалів, з яких пропонується виготовлення елемента герметизації, притаманна ентропія з від'ємним знаком, діаграма напружень для цих матеріалів втрачає сенс.

Запропонована конструкція й технологія виготовлення герметичності муфтових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб із використанням наведених розрахунків та програмного моделювання є

технологічно вигідним та ефективним для застосування у виробничих умовах нафтогазових підприємств України.

Герметичність різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб забезпечується шляхом застосування елемента герметизації з ПКМ, який під час з'єднання входить у відповідно розточені конічні поверхні в кінцях труб із додатнім осьовим натягом. Елемент герметизації призначений для ущільнення та герметизації різьбових з'єднань в умовах буріння та експлуатації глибоких свердловин з високими термобаричними показниками. Герметичність різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб забезпечується за рахунок конструктивних властивостей елемента герметизації та його фізико-механічних властивостей.

Ефективність застосування елемента герметизації для умов буріння та експлуатації глибоких свердловин досягається за рахунок:

- технології та конструктивних особливостей елемента;
- підвищення ущільнення, що відбувається шляхом розширення пропонованого елемента під дією високого внутрішньо-експлуатаційного тиску;
- підвищення ущільнення, що відбувається під дією високих температур через більший коефіцієнт теплового розширення полімерного матеріалу, з якого виготовлено елемент герметизації, ніж коефіцієнт теплового розширення матеріалу самих різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб;
- впирання кінців труб в елемент герметизації, що перешкоджає їх стиску та виходу зі зчеплення різьби за значних осьових навантажень.

Застосування елемента герметизації з ПКМ не перешкоджає:

- функціональному призначенню з'єднань обсадних колон та насосно-компресорних труб;
- роботі породоруйнівного інструменту та свердловинного обладнання;

- функціональному призначенню промивальної рідини.

Виготовлення й застосування елемента герметизації з ПКМ для різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб повністю відповідає стандартам [70, 71] без змін стосовно норм та вимог.

Дана методологія захищена патентом України [223].

5.2 Підвищення герметичності термоізованих секцій труб

Багато малодобрих родовищ нафти стають не перспективними для експлуатації, відповідно виникає необхідність інтенсифікації притоку нафти з колектора. Також добуток в'язких парафінистих нафт, якими відомий Карпатський прогин, пов'язаний зі значними труднощами. Для розв'язання цієї проблеми останнім часом все ширшого застосування набувають теплові методи впливу на пласт (внутріпластове горіння, закачування теплоносіїв у пласт).

У зв'язку з впровадженням в нафтову промисловість термічної дії на продуктивний пласт виникає проблема подачі теплоносія на глибину понад 4000 м. Необхідною умовою є подача теплоносіїв на проектну глибину з мінімальними втратами температури й тиску. Це пов'язано з тим, що на нафтовий пласт необхідно діяти достатньо високою температурою теплоносія.

Дуже часто за нагнітальні свердловини використовують експлуатаційні свердловини, а для закачування теплоносія в пласт використовують звичайні насосно-компресорні труби (НКТ).

При транспортуванні теплоносія в експлуатаційній колоні на труби та різьбові з'єднання діє температура до $620\div 670^{\circ}\text{K}$ за тисків $30\div 45$ МПа, а точніше не сама температура, а циклічні зміни температури [163]. Крім того, на колону діють статичні та динамічні навантаження, а також фретінг-корозія, що суттєво впливає на міцнісні характеристики колони та герметичність різьбових з'єднань. Відповідно виникає завдання з

розроблення внутрішньо-свердловинного обладнання, із високими міцнісними характеристиками та герметичністю.

Оскільки нафта родовищ Карпатського регіону характеризується високим вмістом парафінів, що суттєво ускладнює її вилучення, виникає необхідність закачування теплоносія в пласт за високих тисків ($\sim 10^7$ Па) і температур ($\sim 500\div 600$ К), під дією якого змінюються реологічні властивості нафтопродукту, тобто в'язкість нафти знижується за експоненціальним законом:

$$\eta = Ae^{-\frac{E}{kT}}, \quad (5.53)$$

де A – константа для даного рідкого вуглеводню; E – енергія активації ($\sim 10^{20}$ Дж); k – константа Больцмана; T – термодинамічна температура.

З метою вирішення завдання було необхідним створення техніко-технологічних умов, які б задовольняли вирішення проблеми. Щоб підвищити надійність роботи й герметичність термоізолюваних труб проведено дослідження з використання різьбових з'єднань із розробленим елементом герметизації для теплоагнітальних труб.

Зовнішні труби мають висаджені назовні кінці, які з одного боку є муфтовими частинами, з іншого – ніпельними частинами різьбових з'єднань трапецеїдальної форми з ущільнювальними конічними поверхнями. Конічні ущільнювальні поверхні виконані східцеподібною формою, а на меншій східці розміщено кільце циліндричної форми з матеріалу, коефіцієнт об'ємного розширення якого є більшим, ніж матеріалу труб. Довжина конічних ділянок ущільнення на муфтах є більшою, ніж на ніпелях на величину не меншу ніж один крок різьби, що забезпечує герметичність. Муфти, з'єднувальні і герметизаційні міжсекційні внутрішні труби виготовлені нами з матеріалу з більшим коефіцієнтом лінійного теплового розширення, ніж у матеріалу труб. Компенсація температурних видовжень внутрішніх труб здійснюється хвильовими компенсаторами з внутрішніми захисними гільзами.

Із врахуванням вищенаведених обчислень та експериментальних досліджень була прийнята до уваги конструкція, схема якої зображена на рис. 5.5.

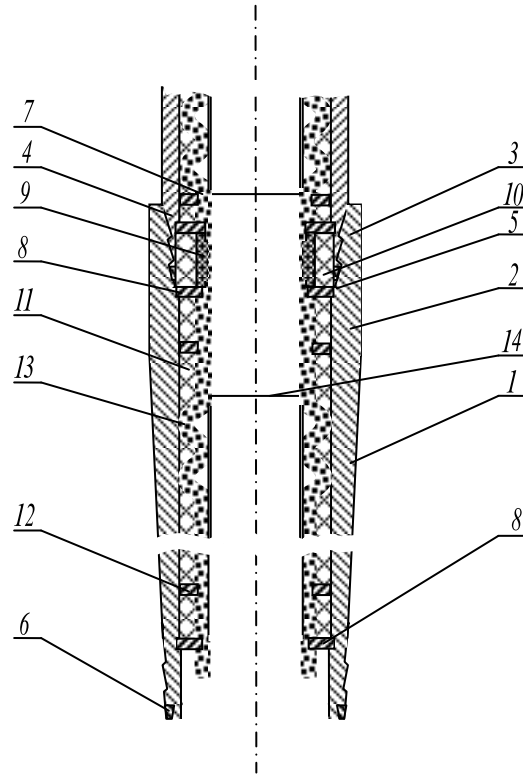


Рисунок 5.5 – Схема колони термоізованих секцій труб

У такий спосіб колона (рис.5.5) включає секції концентрично розміщених зовнішніх труб - 1 з висадженими назовні кінцями - 2, муфтовими - 3 і ніпельними - 4 частинами з'єднань трапецеїдальної форми з конічними поверхнями ущільнення - 5.

Конічні поверхні ущільнення на ніпелях виконані східцеподібною формою, на меншій східці циліндричної форми яких розміщено кільця - 6, із матеріалу з коефіцієнтом температурного лінійного розширення більшим ніж у тіла труби, зокрема з ПКМ. Довжина конічних поверхонь ущільнення на муфтах є більшою, ніж на ніпелях на величину не меншу від одного кроку різьби, що забезпечує герметичність внутрішніх секцій труб.

Зовнішні - 1 і внутрішні - 2 труби фіксуються й герметизуються між собою діафрагмами - 8. Між секціями внутрішніх труб - 7 встановлено муфти - 9, які

виготовлено з коефіцієнтом об'ємного теплового розширення більшим ніж у тіла труб – 7, зокрема з ПКМ.

Лінійні розміри муфт визначаються співвідношенням:

$$L_B = \frac{L_1}{2} + S; \quad (5.54)$$

де L_B – довжина муфт (m);

L_1 – відстань від торця ніпеля до кінця збігу різьби (m);

S – крок різьби (m).

Простір між герметизаційною муфтою - 9 й різьбовим з'єднанням заповнюється тепло-герметиком - 10. За діафрагмою - 8 розташований шар тепло-ізолятора - 11, що зменшує втрати енергії теплоносія й центратор - 12, який запобігає зрушенню теплоізоляційного шару - 11 під час збирання та експлуатації колони.

Компенсація температурних видовжень внутрішньої труби - 7, здійснюється хвильовими компенсаторами - 13, у середині яких встановлена захисна гільза - 14.

Зовнішні секції труб з'єднані муфтовою - 3 й ніпельною - 4 частинами різьбового з'єднання, причому з метою забезпечення податливості різьби ніпеля приварена діафрагма - 8 розміщена на віддалі, рівній половині довжини різьби. Під час згвинчування зовнішніх секцій термоізольованих труб із певним крутним моментом за рахунок того, що довжина паска ущільнення на муфті більша, ніж на ніпелі (різьба безупорна), забезпечується герметичність зовнішніх труб за рахунок виникнення високих контактних тисків між торцями герметизаційної муфти й приварених діафрагм.

Під час подачі теплоносія в колону за підвищених температур і тисків відбувається нагрівання в першу чергу внутрішніх труб - 7 і муфти - 9. Оскільки муфта виготовлена з матеріалу, що володіє більшим коефіцієнтом об'ємного розширення, ніж у труб (ПКМ на основі Ф4 в якому як наповнювач обрано пил міді), то в місцях її дотику з трубами - 7 і

привареними діафрагмами - 8 створюються підвищені контактні тиски, що герметизують міжтрубний простір із тепло-ізолятором - 11 та з'єднанням внутрішніх труб.

Компенсація температурних видовжень внутрішніх труб - 7 здійснюється хвильовими компенсаторами - 13.

З метою експлуатаційної надійності хвильових компенсаторів і попередження вібрації під час подачі пари за високих тисків у середині встановлена захисна гільза - 14, що закріплена у своїй верхній частині.

Під час нагрівання зовнішніх труб відбувається нагрівання ущільнюючого кільця - 6, яке міститься на ніпельній частині різьбового з'єднання. Оскільки ущільнююче кільце, виготовлене з матеріалу з коефіцієнтом об'ємного теплового розширення більшим, ніж у тіла труби, за рахунок розширення кільця виникають додаткові контактні тиски по ущільнюючих конічних поверхнях, у результаті забезпечується висока герметичність зовнішніх труб.

Техніко-економічна ефективність досягається за рахунок підвищення працездатності та надійності конструкції.

Дана конструкція герметичних термоізольованих секцій труб захищена патентом України [122].

5.3 Висновки до розділу 5

1. У результаті виконаної роботи з дослідження напруженого стану ЗРЗ обсадних та насосно-компресорних труб для умов експлуатації у високотемпературних глибоких свердловинах розроблено нову конструкцію високогерметичного муфтового з'єднання, обґрунтовано вибір матеріалу для герметизуючого вузла з ПКМ на основі Ф4, яке захищено патентом України [223].

2. Розроблено керівний документ із забезпечення герметичності обсадних та насосно-компресорних труб за рахунок розробленого герметизуючого вузла різьбового з'єднання з ПКМ на основі Ф4.

3. Одержані в роботі результати стали основою для створення конструкції термоізованих секцій труб для закачування теплоносія в пласт за високих параметрів тиску й температури, яка захищена патентом України [122].

РОЗДІЛ 6

ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ ТА УДОСКОНАЛЕНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ БУРІННЯ ГЛИБОКИХ ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИН

З метою адаптації розроблених технічних засобів і технологій до особливостей буріння на нафтогазових родовищах, промислове випробування проводилось у піщано-аргілітових та піщано-глинистих породах України, зокрема на Чорноморському шельфі та Дніпрово-Донецькій западині.

Промислові випробування розроблених технічних засобів і технологій, оброблення результатів їхнього відпрацювання, з метою вдосконалення проводились науково-інженерним супроводом досвідчених фахівців ПрАТ «НДКБ БІ» за рекомендаціями дисертанта.

Виготовлення конструкцій гідроакустичних генераторів здійснювались зусиллями технічних лабораторій ПрАТ «НДКБ БІ», а полімерне напилення на елементи бурильної колони проводилось Інститутом проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України та НУОУ ім. Івана Черняхівського.

Впровадження результатів дисертаційної роботи проводилося дисертантом сумісно з науковим консультантом доктором технічних наук Кунцяком Я.В.

6.1 Результати промислових випробувань буріння із застосуванням генераторів гідроколивачів

Промислові випробування пристроїв енергії гідроколивачів, розроблених на основі результатів аналітичних та експериментальних досліджень проводились під час буріння на свердловині 10 Ковильненська (АР Крим) 2013 р, №103 Ігнатівського родовища (Полтавська обл.) 2018 р, №5 Ярмаківського родовища (Полтавська обл.) 2019 р.

Перше використання розробленого нами та виготовленого за нашими рисунками та рекомендаціями генератора гідроколивачів проводили у листопаді 2013 р. (протокол в додатку В) у свердловині №10 Ковильненська (АР Крим) долотом Ø 215,9HE44D3MRS Varel в інтервалі 3877-3905 м. Навантаження по ГІВ-6 становило 12 т. За умов буріння на станції контролю спостерігалися навантаження на долото 9-16 т, незважаючи на те, що ГІВ-6 показував стабільне навантаження – 12 т. Коливання тиску було в межах 80 - 95 атм. Протоколом зафіксовано, що через 3 години коливання навантаження й тиску зникли й станція фіксувала уже стабільні показники навантаження в 12 т й тиску 80 атм. На жаль, у цей проміжок часу (3 год) зміни механічної швидкості буріння не було проконтрольовано.

Промивальну рідину подавав агрегат НБ-600. Діаметр бурильної труби, на з'єднанні якої було встановлено розроблений генератор гідроколивачів ГГК-Т-11, становив 127 мм. Секундний об'ємний розхід рідини складав 20-21 л/сек, густина промивальної рідини становила 1,32 г/см³, швидкість витікання рідини крізь сопла (Ø 12,7; 14,3; 15,9 мм). Тиск на агрегаті становив 60-70 атм, тиск на вибої 514 атм.

Після підняття на поверхню відпрацьованого генератора ГГК-Т-11, було проведено фотографування рис. А.17 (у додатку) та візуальний контроль. Встановлено, що краї камери закручування потоку мали значні сліди гідроабразивного зносу, оскільки промивальна рідина БЮКАР, що застосовувалася в умовах буріння, у своєму складі містила дрібні абразивні частинки.

Із наведеного вище зроблено висновки про те, що генератор гідроколивачів марки ГГК-Т-11 здатний утворювати гідроколивання, про що засвідчують коливання навантаження та тиску. Сліди гідроабразивного зносу в камері доводять необхідність армування її поверхні.

Враховавши цей досвід, під час виготовлення нової партії генераторів, провели зміцнення їхніх поверхонь, зокрема ГГІ-2-10 – 2 шт провели індукційну неплавку шихтою по ТУ У25.9-30023472-001:2012, ГГІ-ЦШ-10 – 2 шт –

газополум'яне напилення з оплавленням поверхні, ГГК-Т-11 – 2 шт – дугову наплавку твердим сплавом ВК-15. Зміцнення проводили спеціалісти ДП «Алкон-Діамант» НТАК АЛКОН НАН України (технічна довідка в додатку) в період 20.03.2017 – 20.04.2017 р.

Наступне промислове випробування зміцнених генераторів гідроколивачів провели в період з 14 – 27.11.2018 р. на свердловині №103 Ігнатівського родовища. Протокол про результати застосування спеціальної КНБК для ефективнішого доведення осевого навантаження на долото та з метою запобігання явищу прихоплення БК наведено в додатку.

Компоновка низу бурильної колони містила зміцнені генератори ГГІ-2-10, які розташовувалися за розрахунковою схемою, наведеною в п.п 4.2.2.

Для порівняння вибрано вертикальну свердловину №130 Ігнатівського родовища в інтервалі 2601-2812 м та свердловину №103 Ігнатівського родовища, яка відновлювалася похило-скерованим стовбуром свердловини в інтервалі 2600-2808 м, відхід від гирла свердловини склав 587 м, zenітний кут становив 38÷39 град.

У КНБК встановили генератори ГГІ-2-10 діаметром 139 мм, де загальна компоновка була така: дол. Ø 152,4 MDSi613LWBPX + КЛС Ø 151 + ВГД Ø124 (1,22°) + ТС Ø 120 + СКЛС (генератор ГГІ-2-10) Ø 139 + ОБТС Ø 120,8 (36 м) + СКЛС (генератор ГГІ-2-10) Ø 139 + ОБТС Ø 120,8 (18 м) + СКЛС (генератор ГГІ-2-10) Ø 139 + НВБТ Ø 89 (18 м) + ЯС Ø 120 + НВБТ Ø 89 (36 м) + СБТ Ø 102,6 (432 м) + СКЛС (генератор ГГІ-2-10) Ø 139 + СБТ.

Інтервал буріння був 2600-2808 м, де літологія порід складала вапняки та пісковики. Показники поглиблення були такі: проходка на долото – 208 м, час механічного буріння даного інтервалу – 85 годин, механічна швидкість буріння – 2,44 м/год. Контроль режимів буріння засвідчив: навантаження – 50-60 кН, частота – 100 об/хв., об'ємний розхід промивальної рідини – 0,016 м³/с, тиск – 13,5 МПа. Спостереження за параметрами промивальної рідини показали, що за умов густини 1,24-1,27 г/см³, тиксотропність була 64 сек, а фільтрація – 3,8 см³/30 хв.

Порівняння вертикальної (азимут 5°) свердловини №130 цього самого Ігнатівського родовища проводили в аналогічному інтервалі 2601-2812 м, без застосування генераторів гідроколивачів, де літологія представлена тими самими породами. У цій свердловині показники заглиблення були такими: проходка на долото – 211 м, час буріння цього інтервалу – 103 год, швидкість буріння – 2,04 м/год. Контроль режимів буріння був: навантаження – 60-80 кН, частота – 90 об/хв., об'ємний розхід промивальної рідини – 0,014 м³/с, тиск – 10,4 МПа. Спостереження за параметрами промивальної рідини показали, що за умов густини 1,12 г/см³, тиксотропність була 34 сек, а фільтрація – 4 см³/30 хв.

КНБК на свердловині №130 містила: дол. Ø 152,4 мм XR-20TY + наддолотний перехідник + ГВД Ø 127 + роликовий розширювач Ø 152,4 мм + ОБТ Ø 120,7 (99 м) + ЯС Ø 120 + ОБТ 120,7 (27 м) + НВБТ Ø 89 (56 м) + СБТ.

Наведені результати свідчать, що за умов буріння свердловини №103 з використанням у КНБК генераторів гідроколивачів середня механічна швидкість буріння була на 19,6% вища, ніж за умов буріння вертикального стовбура свердловини №130 на тому самому Ігнатівському родовищі. За умов буріння похило-скерованого стовбура свердловини №103 були відсутні затяжки та посадки під час опускальсько-підіймальних операцій.

Таблиця за результатами буріння свердловини №130 Ігнатівського родовища та за умов відновлення свердловини №103 Ігнатівського родовища з подальшим бурінням похило скерованого стовбура, наведено в додатку.

Наступне промислове випробування запропонованої КНБК із застосуванням у ній зміцнених генераторів гідроколивачів серії ГГК-Т-11, проводили на свердловині №5 Ярмаківського родовища в період 07-09.01.2019 р. Протокол результатів застосування спеціальної КНБК у додатку.

Роботи проводили на свердловині №5 Ярмаківського родовища за умов буріння пілотного похило-скерованого стовбура звичною КНБК та горизонтального стовбура експериментальною КНБК. Відхід від гирла свердловини – 388 м. Експериментальна конструкція містила генератори

Ø 139 мм, що встановлювалися за запропонованою схемою розрахунку пп.4.2.2. Інтервал буріння складав 2589-2620 м за зенітного кута 88-90 град.

За результатами промислових досліджень, наведених у табл.1 «Результати буріння пілотного похило-скерованого та горизонтального стовбурів на свердловині №5 Ярмаківського родовища» (наведено в додатку), зроблено висновок, що за умов використання експериментального компоновання середня механічна швидкість буріння була на 33% вища, ніж за умов буріння пілотного стовбура, також були відсутні затяжки під час відриву від вибою та підйому бурильного інструменту.

Проведені дослідження довели, що розміщення розроблених конструкцій у КНБК та на певних ділянках бурильної колони суттєво підвищують механічну швидкість буріння (~ до 35%) Такий результат пояснюється ефективним доведенням осевого навантаження у вибої свердловини, зменшенням сил тертя бурильної колони зі стінки свердловини, а, як наслідок, зниженням ймовірності небезпеки прихоплення бурильної колони в похило-скерованій та горизонтальній ділянках свердловини.

Зазначимо, що вплив коливань, які поширюються в промивальній рідині, зокрема в затрубному просторі (незалежно які – поздовжні чи поперечні), змінюють її реологічні властивості [83, 175], що у свою чергу покращує винесення вибуреної породи на денну поверхню, забезпечуючи тим самим краще очищення вибою свердловини.

6.2 Промислові випробування буріння з полімерним напиленням елементів бурильної колони

З метою перевірки результатів досліджень із застосування полімерного напилення на елементи бурильної колони, проведено промислові дослідження. Обрано три типи покриття, зокрема: №1-й – компаунд ГЕН-150, №2-й – пентапласт із наповнювачем оксиду хрому (~2% Cr_2O_3) на спецоснові й №3-й – покриття з ПКМ на основі Ф4 зі стабілізатором і також на спецоснові.

Було виготовлено три перехідники діаметра 203 мм з довжиною робочої поверхні 420 мм кожен. На зовнішній поверхні перехідників по колу зробили 4 паски ширини 5 мм і товщини 0,5 мм на віддалі 140 мм.

Для забезпечення необхідної адгезії покриття до поверхні металу, під час дослідження обрали рецептуру спеціальної основи на базі поліізоціонату. Основу готували як розчин поліізоціонату в ацетоні у співвідношення 1:10. Нанесення основи проводили розпиленням для отримання суцільного шару ($\sim 30 \cdot 10^{-6}$ м) за кімнатної температури. На основу, методом електростатичного напилення, наносили один з обраних порошків, технічна схема якого згадана у розділі 4. Нанесення порошку з подальшим його оплавленням здійснювали тричі на одному зразку для досягнення необхідної товщини покриття в 0,5 мм. По закінченні нанесення кожного шару, елемент з покриттям остивав за кімнатної температури, що призводило до затверднення покриття. Температура оплавлення становила $230 \pm 5^\circ\text{C}$, а час – 25 ± 5 хв.

За технологією покриття на рис. 6.1 зліва зразок із покриттям зі стабілізатором на основі Ф4; центральний зразок із покриттям із пентапласту з наповнювачем оксиду хрому ($\sim 2\% \text{Cr}_2\text{O}_3$); справа зразок із покриттям із компаунду ГЕН-150.

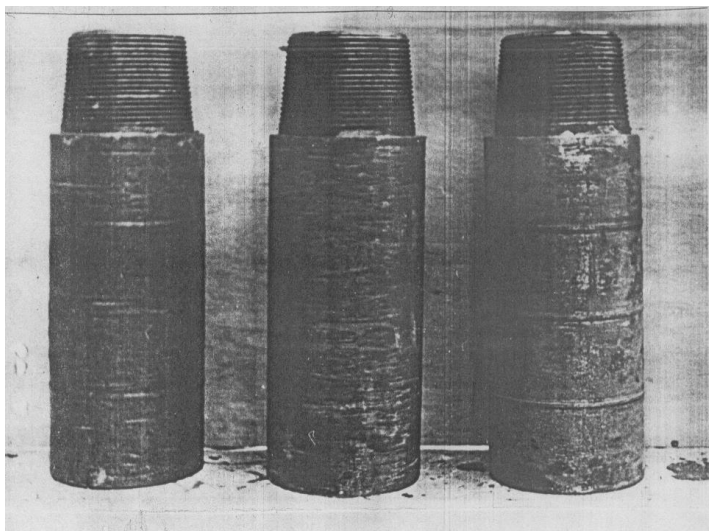


Рисунок 6.1 – Зразки з полімерним покриттям перевідників після відпрацювань у свердловині

Усі три перевідники випробовували одночасно в одній конструкції бурильної колони.

Після підйому колони результати були такими: покриття з ГЕН-150 було спрацьоване повністю, пентапласт із наповнювачем оксиду хрому спрацьоване частково. (фото на рис.6.1). Полімерне покриття на основі фторопласту Ф4 зі стабілізатором практично не зношене, виявлено тільки декілька вертикальних і горизонтальних подряпин.

Гірничо-геологічні умови випробувань наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Умови роботи перехідників із полімерним покриттям

№ зразка	Інтервал роботи (м)	Проходка на долото (м)	Час бур. (год)	Механічна швидкість (м/год)	Спосіб буріння	Зенітний кут (град)	Азимут (град)	Частота обертання колони (об/хв)
1	1412-1620	78	23	3,18	турбінний	1,5-13,25	74-118	60-90
2								
3								

Отже, найбільш зносостійким є покриття на основі полімеру Ф4. Враховуючи, що це покриття формується методом електростатичного напилення з подальшим оплавленням, а також те, що цей спосіб є достатньо перспективним, його технологія не залежить від конфігурації поверхні, що покривається, є доцільним створення на промислі цеху з отримання полімерного покриття поверхні елементів бурильної колони, що буде вигідним як з практичної так і з економічної точки зору.

На даний спосіб покриття поверхні елементів бурильної колони на основі полімеру Ф4 отримано патент України [217].

6.3 Висновки до розділу 6

1 Вперше проведено промислові випробування генераторів енергії гідроколивачів у компонованні низу бурильної колони, що засвідчило підвищення механічної швидкості буріння більше, ніж на 30%, що пояснюється ефективним доведенням осьового навантаження на долото у вибої свердловини.

2. За результатами проведених досліджень та випробувань розроблено та передано до впровадження керівний документ «Із забезпечення підвищення динамічного навантаження на долото, покращення очищення вибою свердловини під час буріння глибоких ПС та ГС ділянок стовбура свердловин».

3. За результатами проведених досліджень застосування ПКМ для покриття елементів бурильної колони на основі фторопласту Ф4 встановлено:

– він є найбільш ефективним для запобігання явищ прихоплення та значного зменшення сил тертя між стінками свердловини та елементами бурильної колони;

– спосіб покриття зовнішньої поверхні елементів бурильної колони методом електростатичного напилення є найбільш доступним та економічно вигідним для промислових умов.

4. Розроблено керівний документ «З отримання полімерного покриття елементів бурильної колони для запобігання явищ прихоплення в похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура свердловини».

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі, яка є завершеним науковим дослідженням, розв'язано науково-технічну проблему створення та розвитку наукових основ підвищення ефективності буріння глибоких похило-скерованих ділянок стовбура свердловин із застосуванням методів математичного моделювання, експериментальних та промислових досліджень, результати якої спрямовані на вирішення важливої наукової та народногосподарської проблеми, що полягає у створенні та вдосконаленні нових вітчизняних технологій, компоновок низу бурильної колони та технічних пристроїв і засобів, застосування яких забезпечує: запобігання явищ прихоплень бурильної колони; покращення очищення вибою свердловини; підвищення ефективності доведення динамічного осьового навантаження породоруйнівним інструментом до вибою свердловини; підвищення швидкості буріння у гірничо-геологічних умовах нафтогазових родовищ України. На основі теоретичних та експериментальних досліджень отримано наукове обґрунтування і подальший розвиток технології вдосконалення герметичності різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб для експлуатації у високотемпературних глибоких свердловинах.

Впровадження розроблених технічних засобів і технологій для буріння глибоких похило-скерованих ділянок нафтогазових свердловин забезпечує успішне будівництво свердловин в гірничо-геологічних умовах родовищ України, а також відновлення ліквідованих та малодобітних свердловин.

Зокрема, висновки, що узагальнюють результати наукових досліджень є такі:

1. На основі методу математичного моделювання, що базувався на математичних розрахунках, в основі яких є співвідношення пружності та рівняння руху криволінійного елемента, розроблено нову методологію конструювання та відповідну конструкцію серпоподібної форми концентратора для генератора енергії спрямованої дії з метою зміцнення поверхні різьб ЗРЗ.

2. Встановлено, що зміцнюється поверхня без порушення величини западини різьби, що призводить до підвищення границі витривалості конічних різьб ЗРЗ на

45–50%, а відповідно, і до підвищення надійності та довговічності бурильної колони в процесі буріння глибоких нафтових і газових свердловин.

3. Вперш на основі досліджень впливу гідродинамічних коливань на динаміку промивних рідин в затрубному просторі та на динаміку БК розроблено методологію конструювання та серію генераторів гідроколивачів для умов роботи в глибоких свердловинах, механізм дії яких базується на явищі прецесії дипольного гідроосцилятора.

4. Вперше розроблено математичну модель з розрахування впливу параметрів генератора гідроколивачів на його продуктивність.

5. Вперше запропоновано методологію для визначення місць додаткового розміщення генераторів гідроколивачів в КНБК з метою запобігання явищ прихоплення та зменшення сил тертя в місцях контакту колони бурильних труб зі стінкою свердловини в глибоких похило-скерованих ділянках стовбура свердловин, що підтверджено промисловими випробуваннями на родовищах України.

6. Встановлено, що застосування генераторів такої дії в конструкції породоруйнівного інструменту та в КНБК для умов буріння в глибоких похило-скерованих свердловинах підвищує ефективність доведення осьового навантаження у вибій свердловини, підвищуючи швидкість буріння на 20÷35%.

7. Здійснено структурну оптимізацію ПКМ на основі Ф4 з урахуванням консолідації, адгезії та зношуваності для покриття поверхні елементів бурильної колони задля запобігання явищ прихоплення. Розроблено методику, технологію та устаткування для нанесення покриття.

8. Експериментально доведено, що застосування ПКМ на основі Ф4 для покриття поверхні елементів бурильної колони в найбільш прихопленебезпечних місцях запобігає явищам прихоплення БК та КНБК в глибоких похило-скерованих свердловинах.

9. Удосконалено метод пошуку підвищення герметичності ЗРЗ обсадних та насосно-компресорних труб для глибоких свердловин з врахуванням високих термобаричних показників та запобігання утворенню гальванопари.

10. Встановлено, що найбільш оптимальною модифікацією елементу герметизації є конструкція з ПКМ на основі Ф4 з додаванням у матрицю пилу міді, оскільки різниця коефіцієнтів об'ємного температурного розширення матеріалу елементу герметизації та муфти і ніпеля різьбового з'єднання обсадних і насосно-компресорних труб підвищує контактний тиск в ущільненні під час підвищення термобаричних показників у глибокій свердловині, а відповідно – і гарантовану високу герметичність ЗРЗ насосно-компресорних труб та обсадних колон.

11. Розроблено, затверджено та передано до застосування на промислах нафтогазових родовищ України керівні документи та рекомендації щодо застосування розроблених в дисертаційній роботі засобів, пристроїв і технологій, впровадження яких підвищить ефективність буріння глибоких похило-скерованих свердловин, знизить їх комерційну вартість, підвищить енергетичну незалежність України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абалакин И.В. Козубская Т.К. Многопараметрическое семейство схем повышенной точности для уравнений переноса турбулентных потоков *Математическое моделирование*. 2007. Т. 19. № 9. С. 56-66.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная жидкостная динамика: навч. посіб. Москва: ОГИЗ, 1979. 567с.
3. Абовский Н.П., Савченко В.И. Колебания подкреплённых оболочек: учебное пособие. Красноярск: КНУ, 1971. Ч.1. 132 с.
4. Алиев А.И. Глубокие впадины основных нефтегазоносных бассейнов земного шара. *Угледородный потенциал больших глубин: энергетические ресурсы будущего - реальность и прогноз: сб науч. труд. по матер. междунар. конф.* Баку, 2012. С.131-133.
5. Алексеев С.И. Механика грунтов: навч. посіб. Москва: BuildCalc. 2011. - Ч.4. 423 с.
6. Амельченко В.В., Неверов И.В., Петров В.В. Решение нелинейных задач теории оболочек путем вариационных итераций. Механика твердого тела: навч. посіб. Київ: Наукова думка, 1989. 254 с.
7. Амиро И.Я. Методы расчета оболочек. Теория ребристых оболочек: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1980. Т.2, 367 с.
8. Амиро И.Я., Заруцкий В.А., Поляков П.С. Ребристые цилиндрические оболочки: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1983. 197 с.
9. Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидродинамика и теплообмін: науч. пособ. Москва: Мир, 1990. Т 2. 728с.
10. Арешев Е.Г.Слой земной коры как новый нефтегазоносный этаж литосферы. *Нефтяное хозяйство*. 1997. № 1. С. 11-13.
11. Артингер И. Инструментальные стали и их термическая обработка: справочник. Москва: Труд. 1982. 697с.

12. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. /В.І. Артим, та ін. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. №2(43). С.197-202.
13. Арцимович Г.Б. Влияние забойных условий и режима бурения на эффективность проходки глубоких скважин: науч. пособ. Київ: Наука, 1994. 128 с.
14. А.с. №1663174, СССР, МКИ E21 В17/02, 15/00. Резьбовое соединение теплонагнетательных труб. / Б.А.Чернов, и др. Опубл. 15.07.91, Бюл. №26.
15. А.с. 1772341 А1 СССР МКИ E 21 В 17/02, 17/042 «Резьбовое соединение труб» / Б.А. Чернов, и др. – Опубл. 30.10.92. Бюл., №40.
16. А.с.№1830409 СССР E21В17/042. Резьбовое соединение тонкостенных бурильных труб / Б.А.Чернов, №4881 16/03,Опубл.30.07.93, бюл.№28.
17. А.с. 1232775 СССР МКИ E21В 17/00. Утяжеленная бурильная труба /Щербюк Н.Д. и др. №3777051/22.03, Опубл. 23.05.1986. Бюл.№19.
- 18 А.с. СССР №1722671 МКИ ВМНЗ/04 Способ упрочнения конических резьб /Б.А. Чернов и др. опубл. 30.03.92. – Бюл. №12. – 4 с.
19. А.с. 1629460 СССР, МКИ 21 В 17/00. Утяжеленная бурильная труба /Б.А. Чернов, Ю.В. Дубленич, Н.Д. Щербюк, А.И. Неструев// опубл. 17.10.1986 г., с.4.
20. А.с. 1761999 СССР МКИ F16В 33/04; F16L 15/00 Резьбовое соединение /Б.А.Чернов и др. №4843706/27. Опубл. 15.-9.92. Бюл. №34. – 3 с.
21. Афенченко В. О. Динамика дислокаций в пространственно периодических структурах *Известия РАН (серия физическая)*, 1996, т.60, №.12, С.146-156.
22. Балицкий П.В. К вопросу информативности низкочастотных продольных колебаний бурильной колонны. *Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности*. 1977. № 1. С.3-6.
23. Безухов Н.И. Основы теории упругости пластичности и ползучести: науч. пособ. Москва: Высшая школа, 1978. 520 с.

24. Белоцерковский О.М. Методы Монте Карло в физических процессах, гидродинамике и прикладной математике: науч. пособ. Москва: ИАП РАН, 2012. 416 с.

25. Бердин Т.Г. Проектирование разработки нефтегазовых месторождений системами горизонтальных скважин: науч. пособ. Москва: Недра, 2001. 157 с.

26. Бернакевич І.Є. Математична модель акустичної взаємодії оболонки з рідиною. Формулювання і розв'язуваність варіаційних задач. *Математичні методи та фізична механіка поля*. 2002. Т. 45. № 2. С. 75-80.

27. Блехман И.И. Вибрация изменяет законы механики: науч. пособ. Москва: Наука, 1971. 894 с.

28. Бирагер И.А. Неравномерно нагретые оболочки с переменными параметрами упругости. Расчеты на прочность: науч. пособ. Москва: Машгиз, 1987. – 270 с.

29. Богнер Ф.О. Расчет цилиндрической оболочки методом дискретных элементов *Сопротивление материалов и теория сооружений*. 1987. №4. С.170-175.

30. Боли В.Г. Теория температурных напряжений: науч. пособ. Москва: Мир, 1974. 422 с.

31. Брильский Е.К. Гидродинамическая структура и когерентность турбулентных потоков. Методы исследования и диагностики: науч. пособ. Новосибирск: ИТ СО РАН, 2000. 450 с.

32. Бухвалов Н.С. Численные методы: науч. пособ. Москва: Наука, 1987. 600 с.

33. Васильченко С.В. Условия образования шламовых дюн в наклонных участках скважины. *Горизонтальные скважины*. Москва: ГАНГ им. М.Губкина, 1997. С. 28-32.

34. Васидзу К.Г. Вариационные методы в теории упругости и пластичности: науч. пособ. Москва: Мир, 1987. 348 с.

35. Верещагин И.П. Технология и оборудование для нанесения полимерных покрытий в электростатическом поле: науч. пособ. Москва: Энергоиздат, 1990. 240 с.
36. Викторов И.А. Физические основы применения волн Релея и Лэмба в технике: науч. пособ. Москва: Наука, 1999. 198 с.
37. Винокуров В.А. Отпуск сварных конструкций для снижения напряжений: науч. пособ. Москва: Нвука, 1973. 202 с.
38. Воздвиженский Б.И. Физико-механические свойства горных пород и их влияние на эффективность бурения: науч. пособ. Москва: Недра, 1973. 270 с.
39. Вольмир А.С. Оболочки в потоке жидкости и газа. Задачи аэроупругости: науч. пособ. Москва: Наука, 1986. 416 с.
40. Вольмир А.С. Статика и динамика сложных структур: Многоуровневые методы исследований: науч. пособ. Москва: Машиностроение, 1989. 248 с.
41. Ворович И.И. Пути развития проблемы устойчивости. Актуальные проблемы науки: сборн. науч. трудов. 1987. №13. С.178-199.
42. Ворошко П.П. К построению разрешающих соотношений для задач теории упругости. Проблемы прочности: сборн. науч. трудов. 1987. Т.10. С.76-78.
43. Вибрационное и ударно-вращательное бурение //Ф.Ф.Воскресенский, и др. науч. пособ. Москва: Гостоптехиздат, 1961. 243 с.
44. Вульфсон И.И. Динамические резонансно-частотные настройки в жидкостных системах. *Изв. ВУЗов*, 1996. №10. С.21-25.
45. Гавеля С.П. Обобщение потенциалов Лауричелла-Шермана. *Известия ВУЗов. Математика*. Казань, 1988. №3. С.180-182.
46. Гавеля С.П. К методике количественной оценки трещиноватости горных пород в условиях объемного напряженного состояния. *Инженерно-геологические прогнозы при разведке глубоких горизонтов месторождений полезных ископаемых*. 1977. С. 98-101.
47. Гавеля С.П. Расчет напряженно-деформированного состояния элементов сложных конструкций: науч. пособ. Днепропетровск ДГУ, 1978. 187 с.

48. Галимов К.З. Уравнения равновесия теории упругости при конечных перемещениях. *Известия НИИКУ*. 1977. Т.10. С.226-249.

49. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: науч. пособ. Москва: Мир, 1984. 428 с.

50. Галлагер Р. Методы получения матриц жесткости элементов: науч. пособ. Москва: Мир, 1986. 344 с.

51. Галлиев К.С. О построении универсальной матрицы жесткости. *Известия ВНИИГ*. 1994. Т.105. С.174-188.

52. Ганиев Р.Ф. Динамика частиц при воздействии вибраций: науч. пособ. Киев: Наукова думка. 1975. 168 с.

53. Ганиев Р.Ф. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии: науч. пособ. Киев: Техника, 1980. 142 с.

54. Ганиев Р.Ф., Пучка Г.Н. О движении частиц в неоднородной стоячей волне: науч. пособ. Пермь: ИПМ, 1975. Т.11. Вып.3. С.3-11.

55. Ганиев Р.Ф., Ковальчук П.С. Динамика систем твердых и упругих тел: науч. пособ. Москва: Машиностроение, 1980. 208с.

56. Гачкевич О.Р., Михайлишин В.Г. Моделювання напруженого стану деформівних тіл за охолодження після витримки при високотемпературному відпалі. *Вісник Львівського університету. сер. Прикладна математика та інформатика*: зб. наук. праць. 2011. Вип.17. С.41-57.

57. Гачкевич О.Р. Математичне моделювання і дослідження напруженого стану тіл у процесі охолодження при високотемпературному відпалі. *Мат. методи та фіз.-мех. поля*: зб. наук. праць. 2004. Т.47. №3. С.186-198.

58. Гедберг Х. Д. Геологические аспекты происхождения нефти: науч. пособ. Москва: Недра, 1996. 124 с.

59. Гейтвуд Б.Е. Температурные напряжения сварных швов: науч. пособ. Москва: Иностранная литература, 1979. 328 с.

60. Генератор гідравлічних імпульсів: пат. 58651 Україна, №u201009206, заявл. 22.07.2010, опубл. 26.04.2011. Бюл. №8.

61. Генератор гідроакустичних імпульсів: пат. 59346 Україна, №u201108315, заявл. 13.05.2011, опубл. 25.08.2011. Бюл. №5.
62. Генератор гідроакустичних імпульсів: пат. 63187 Україна №u201105983, заявл. 13.05.2011; опубл. 26.09.2011, Бюл. №18.
63. Гожик П.Ф., Краюшкин В.А., Клочко В.П., Нефть и природный газ на континентальном склоне Европы. *Геология и полезные ископаемые Мирового океана*. 2010. №1.С.5-39.
64. Гожик П.Ф., Чебаненко І.І., Краюшкін В.О. Нафтогазоперспективні об'єкти України. Наукові і практичні основи пошуків вуглеводнів в Азовському морі: навч. посіб. Київ: ПП «ЕКМО», 2006. 340 с.
65. Голубев Р.Н., Ворожбитов М.И., Иванников В.Н. Снижение сил сопротивления движению буровой колонны в сверхглубокой скважине: труды ВНИИБТ. 1977. вып.30. С.45-49.
66. Гольдштейн Р.В., Ентов В.М. Качественные методы в механике сплошных сред: науч. пособ. Москва: Наука, 1989. 224 с.
67. Гольдштейн Р.В. Трещина на границе соединения материалов со связями между берегами. Механика твердого тела: науч. пособ. Москва: Наука, 2001. № 1. 570с.
68. Гондляр А.В., Осипенко Н.И. Численное моделирование распространения пространственных трещин в трехмерных телах. «Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов»: зб. науч. труд. за материалами XX Международной конференция, 24-26 сентября 2003. СПб.: НИИХ СПбГУ, 2003. -С. 57-59.
69. Горячев А.П., Санков Е.И. Некоторые итоги и перспективы конечно-элементных исследований нелинейных проблем механики. *Прикл. пробл. прочн. и пластичности*. Горький: ПУ,1979. Т.10. С.26-40.
70. ГОСТ 632-80 Трубы обсадные и муфты к ним.
71. ГОСТ 633-80 Трубы насосно-компрессорные и муфты к ним.
72. Гоцуляк Е.А., Киричук А.А. Об устойчивости переходных процессов в оболочках сложной формы. *Прикладная механика*, 1988. Т.24. №6, С.48-55.

73. Гошовський С.В., Красножон М.Д., Лукін О.Ю., Харківський сегмент Дніпровсько-Донецької западини – ареал інтенсивного газонакопичення *Мінеральні ресурси України*. 2006. № 3. С. 37–42.

74. Гранат Н.Л. Движение твердого тела в пульсирующем потоке вязкой жидкости. *Изв. АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение*. 1960. №1. С. 70-78.

75. Графтон О. Расчет осесимметрических оболочек методом прямого определения жесткости: науч. пособ. Москва: Мир, 1979. 358 с.

76. Григолюк Э.И. Бурак Я.И. Постановка и решение некоторых задач термоупругости тонких оболочек применительно к выбору оптимальных режимов местной термообработки. *Прикл. механика и техн. физика*. 1988. №4. С.47-54.

77. Григолюк Э.И. Оптимизация нагрева оболочек и пластин: науч. пособ. Киев: Наука, 1979. 156 с.

78. Григоренко Я.М., Василенко А.Т., Панкратова Н.Д. Теория оболочек переменной жесткости. Методы расчета оболочек: науч. пособ. Киев: Наукова думка, 1981. 544 с.

79. Григоренко Н.И. О задачах исследования колебаний конструкций методом конечных элементов. *Прикладная механика*. 1985. Т.21. №3. С.25-30.

80. Гринченко В.Т. Растяжение упругого пространства, ослабленного кольцевой трещиной. *Прикладная механика*. 1985. Т.2 С.61-129.

81. Гринюк Є.Р. Обсадна колона похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Проблеми та напрямки шляхів їх вирішення. *Нафта і газ*. 2005. №4. С.44-48.

82. Гришаева Н.Ю. Прямые и обратные задачи конструирования наполненных полимерных композиций с учетом влияния адгезии на эффективные деформационно-прочностные характеристики: науч. пособ. Томск: Наука. 2005. 126 с.

83. Губайдуллин А.А., Нигматулин Р.И., Хабеев Н.С. Волны в жидкости с пузырьками. *Итоги науки и техники. ВИНТИ (Сер. Механика жидкости и газа)*. 1982. Т. 17. С. 160–249. –

84. Гудз Р.Н. Комплексний метод граничних елементів при моделюванні фізичних процесів у тілах з композиційних матеріалів. *Вісник Львів. ун-ту. Сер. прикл. матем. інформ.* 2003. Вип. 7. С. 148-155.
85. Гузь А.Н. Методы расчета оболочек: науч. пособ. Киев: Наукова думка, 1980. 635 с.
86. Гуляев В.И., Баженов В.А., Попов С.Л. Прикладные задачи теории нелинейных колебаний механических систем: науч. пособ. Москва: Высшая школа, 1989. 378 с.
87. Гуляев В.И., Гоцуляк Е.А., Дехтярюк Е.С. Устойчивость периодических процессов в нелинейных механических системах: науч. пособ. Львів: Вища школа, 1983. 288с.
88. Гурьянов А.И., Фассахов Р.Х., Файзуллин И.К. Структуросберегающая технология импульсного дренирования нефтяных пластов. *Нефтяное хозяйство.* 2004. №11. С. 12-23.
89. Дворниченко Г.Л., Нижник Ю.В., Славиковский Т.В. Диффузиофоретическое осаждение полимерных дисперсий с целью получения защитных покрытий на металле. *Коллоидный журнал.* 1993. Т.55, №1. С. 45-48.
90. Деклу Ж. Метод конечных элементов: науч. пособ. Москва: Мир, 1995. с.147.
91. Дерягин Б.В., Духин С.С., Кузнецова Т.В. Микроскопический метод исследования диффузиофореза. *Коллоидный журнал.* 1980. Т.17. №3. С. 464 - 468.
92. Долото з генератором гідроколивань: пат. 117435 Україна, №u201700481, заявл. 18.01.2017, опубл. 26.06.2017 Бюл. №12.
93. Дудзинский Ю.М., Назаренко О.А. Колебания затопленной осесимметричной струи-оболочки. *Акустичний вісник.* 2001. №4. С. 27-35.
94. Дунаев В.И. Метод вычисления высвобождающейся внутренней энергии при образовании изолированного дефекта. *Вестник научных центров экономического сотрудничества.* 2008. №1. С.32-40.

95. Журавлев В.И. Контактная задача теории упругости для неоднородной среды и ее приложение к разрушению твердых тел. *Теоретическая и прикладная механика*. 1987. Т.6. С.40-54.

96. Евдошук Н.И., Кабышев Б.П., Пригарина Т.М. Закономерности размещения и прогнозирование значительных скоплений нефти и газа в Днепровско-Донецкой впадине: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1998. 208 с.

97. Евсеев В.Д. Повышение эффективности бурения нефтяных и газовых скважин. *Проблемы геологии и освоения недр*. 2012. С.442-443.

98. Егоров О.Т. Герметичность соединений обсадных колон. *Нефтяное хозяйство*. 2006. №2. С.33-39.

99. Єфіменко М.Г. Металознавство і термічна обробка зварних з'єднань: підручник. Харків, 2003. 217 с.

100. Энциклопедия по машиностроению /Аннин Б.Д. и др. Упругопластическая задача. науч. пособ. Новосибирск: Наука, 1980. 655с.

101. Зезин Ю.П., Мамонов С.В., Мартиросов М.И. Экспериментальное исследование изменения механических свойств стальных образцов при нанесении композитных покрытий. *Нелинейный мир*. 2011. Т.9. №7. С.436-438.

102. Зенкевич О. Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред: науч. пособ. Москва: Недра, 1984. 239 с.

103. А. Зоммерфельд. Колебания и волны: науч. пособ. Москва: 1967. 118 с.

104. Зорин С.В. Экспериментальное исследование течения жидкости вблизи источника осцилляций: науч. пособ. Пермь: ИПУ, 1999. 129 с.

105. Иванова А.А., Козлов В.Г. Взаимодействие вибрирующей и неподвижной сфер в жидкости. *Изв. РАН. МЖГ. Вибрационная механика*. 1998. №2. С.44-56.

106. Иванова А.А., Козлов В.Г. Граница раздела песок-жидкость при вибрационно-колеблющемся воздействии. *Изв. РАН МЖГ*. 2001. №1 С.120-138.

107. Иванова А.А. Динамика твердого тела в жидкости при вращательных колебаниях последней. *Изв. РАН. МЖГ. Вибрационная механика*. 2001. №5 С.35-47.

108. Измухамбетов Б.С., Агзамов Ф.А., Акбулатов Т.О. Повреждение продуктивных пластов в процессе проводки скважины, методы предупреждения и устранения: науч. пособ. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2004. 213 с.
109. Йогансен К.В. Спутник буровика: науч. пособ. Москва: Недра, 1990. 303 с.
110. Каневский О.И. . Исследование структуры цилиндрического концентратора волн. *Акустический журнал*. 1971. Вып.7. Том 9. С 94-106.
111. Каневский И.Н., Розенберг Л.Д. Расчет волнового поля в фокальной области цилиндрической системы. *Акустический журнал* 1967. Вып.5. Том 1. С.148-167.
112. Каневский О.И. Некоторые особенности поведения сходящихся волновых фронтов в диссипативных средах. *Акустический журнал*. 1973. Вып.4. Том 15. С 354-358.
113. Карасев Д.В. Особенности осложнений при проведении буровых работ на больших глубинах. *Нефтегазовое дело*. 2015. №4. С.19-31.
114. Карев В.Г, Коваленк Ю.О., КулиничЮ.Л. Исследование и прогнозирование устойчивости стволов горизонтальных скважин баженовских отложений, бурящихся на депрессии. *Геомеханика и технология*. 2005. Вып.5. С. 12-38
115. Кармишин А.В. Единый метод решения задач устойчивости и колебаний оболочек вращения. Теория пластин и оболочек: науч. пособ. Москва: Наука, 1971. С.141-146.
116. Касаткин Б.С., Прохоренко В.М. , Чертов И.М. Напряжения и деформации при сварке: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1987. 320 с.
117. Кирсанова М.Т., Елисеев Н.О. Динамика границ раздела гетерогенных систем при воздействии гидроакустических и гидродинамических колебаний: науч. пособ. Москва: Техника, 1999. 210 с.
118. Кислоокый В.Н., Сахаров А.С., Соловей Н.А. Моментная схема метода конечных элементов в геометрически нелинейных задачах прочности и устойчивости оболочек. *Проблемы прочности*. 1977. №7, С. 25-32.

119. Коваленко А.Д. Термоупругость: науч. пособ. Київ: Наукова думка. 1975. 340 с.
120. Коларов Д.Б., Бончева В.Г. Механика пластических сред: науч. пособ. Москва: Мир. 1979. 346 с.
121. Колонна термоизолированных труб: пат. 1609940 РФ №93041201/03(041003). Заявл. 16.08.1993; Оpubл. 11.02.1997, Бюл.№2. 1 с.
122. Колона термоізолюваних труб: пат. 74651 Україна, №u201203430, заявл. 22.03.2012, опубл. 12.11.2012. Бюл.№21.
123. Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. Прикладная механика деформируемого твердого тела: науч. пособ. Москва: Госиздат. 1983. 250 с.
124. Коржинский Д.С. Теория метасоматической зональности: науч. пособ. Москва: Наука, 1969. 57 с.
125. Корлес А. Сисахей Дж., Брукс Дж. Гидравлические усилители нагрузки повышают эффективность бурения. *Нефтегазовые технологии*. 2002. № 1. С.50-54.
126. Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей: науч. пособ. Москва: ГИИТТЛ, 1981. 200 с.
127. Коробов А.Д. Пульсирующий стресс как отражение тектоногидротермальной активизации и его роль в формировании продуктивных коллекторов чехла (на примере Западной Сибири). *Геология, геофизика и разработка нефтяных и газовых месторождений*. 2011. № 6. С. 4-12.
128. Компоновка низу бурильної колони: пат. 16717 Україна, №u200602556; заявл. 19.03.06. опубл.15.08.06, - Бюл №8.
129. Компоновка низу бурильної колони: пат. 115886 Україна №u201612598, заявл. 09.12.2016, опубл. 25.04.2017. Бюл. №8.
130. Крагельский И.В. Трение и знос: науч. пособ. Москва: Машиностроение, 1968. - 480 с.
131. Крижанівський Є.І., Палійчук І.І. Фізико-математичні основи розрахунку взаємодії муфт і труб у з'єднаннях нафтового сортаменту. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2008. №2(18).С.56-59.

132. Крылов В.И. Особенности технологии промывки горизонтальных скважин. *Нефтяное хозяйство*. 2011. №6. С.24-30.
133. Кубенко В.Д., Кузьма В.М., Пучка Г.Н. Динамика тел в жидкости при вибрации: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1989. 156 с.
134. Кудрин А.Б. Деформации и напряжения в деталях из ПКМ: науч. пособ. Москва: Машиностроение, 1987. 336 с.
135. Кудрявцев И.В., Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. Усталостная прочность резьбовых соединений больших диаметров. Исследования по упрочнению деталей машин: науч. пособ. Москва: Машиностроение. 1972. С.15-24.
136. Кудрявцев И.В., Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. Повышение несущей способности крупных резьбовых соединений поверхностно-пластической деформацией. *Вестник машиностроения*. 1982. №6. С.44-56.
137. Кудрявцев И.В., Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. Усталостная прочность резьбовых соединений больших диаметров. Исследования по упрочнению деталей машин: науч. пособ. Москва: Машиностроение. 1972. С.15-24.
138. Кузін О.А., Яцюк Р.А. Металознавство та термічна обробка металів: підручник. Львів, 2002. 240 с.
139. Кузнецов О.Л., Симкин Э.М., Челингар Дж. Физические основы вибрационного и акустического воздействия на нефтегазовые пласты: науч. пособ. Москва: Мир, 2001. 260 с.
140. Кулиев А.Е. Экспериментальное исследование силы давления струй на забой скважины. *Нефтяное хозяйство*. 1973. № 1. С.38-41.
141. Кунцяк Я.В., Чернова М.Є., Кунцяк Р.Я. Удосконалення технології буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин у нестійких породах. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010. №3(25). С.15-17.
142. Кунцяк Я.В., Дубленич Ю.А., Гаврилов Я.С. Буріння свердловин: навч. посіб. Київ: Інтерпрес Лтд, 2002. 479 с.
143. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика: науч. пособ. Москва: Наука, 1986. 570 с.

144. Лахтин Ю.М. *Металловедение и термическая обработка металлов: учебник.* Москва: Мир, 1976. 246 с.

145. Лебединский Е.В., Натанзон М.С., Никифоров М.В. Экспериментальный метод определения динамических свойств потоков. *Акустический журнал.* 1982. Т. 28. № 5. С. 660-684.

146. Либерман А.И., Таланов В.Л., Верхованцев В.В. Влияние параметров хемоосаждения на скорость образования полимерных осадков. *Лакокрасочные материалы и их применение.* 1984. №1. С. 35 - 38.

147. Линберг Дж. Треугольный элемент высокой точности для цилиндрической оболочки: науч. пособ. Москва: Мир. 1978. 328 с.

148. Лисицын Б.М. Автоматизация решения пространственных задач теории упругости на основе матричной формы метода определяющих состояний. *Прикладные задачи технической кибернетики.* Київ: Наукова думка, 1982. 380 с.

149. Лукін О.Ю., Пригаріна Т.М. Газовий потенціал надр України та шляхи його освоєння. *Збірник наукових праць УкрДГПІ.* 2018. № 1. С.78-89.

150. Лукин А.Е. Углеродный потенциал больших глубин и перспективы его освоения в Украине. *Геофиз. журнал.* 2014. № 4. Т. 36. С. 3–22.

151. Лукін О.Ю. Забезпечення України власним природним газом: проблемні аспекти. *Вісн. НАН України: за матер. наук. доп. на засіданні Президії НАН України* 2 липня 2014 р. 2014, № 9. С.16-22.

152. Лукін О.Ю. Углеродный потенциал больших глубин и перспективы его освоения в Украине. *Вісн. НАН України.* 2014. № 5 С.31-36.

153. Лукин А.Е. Углеродный потенциал больших глубин и перспективы его освоения в Украине. *Геофизический журнал.* 2014. № 4, Т.36, С.3-23.

154. Лукин А.Е. Генетические типы вторичных преобразований и нефтегазонакопление в авлакогенных бассейнах: навч. посіб. Київ: Наукова думка, 1989. 51 с.

155. Лукин А.Е. Гипогенно-аллогенетическое разуплотнение - ведущий фактор формирования вторичных коллекторов нефти и газа. *Геол. журн.* 2002. №4. С. 15-32.

156. Лукин А.Е. Гипогенный аллогенез и его роль в нефтегазообразовании на больших глубинах. *Изд-во Моск. ун-та*, 1986. С. 166-167.
157. Лукин А.Е. Глубинная гидрогеологическая инверсия как глобальное синергетическое явление: теоретические и прикладные аспекты. *Геол. журн.* 2005. № 2. С. 44-61.
158. Лукин А.Е. Литогеодинимические факторы нефтегазонакопления в авлакогенных бассейнах: науч. пособ. Киев: Наукова думка, 1997. 225 с.
159. Лукин А.Е. О газоупорных свойствах аргиллитов. *Резервы повышения эффективности геологоразведочных работ на больших глубинах.* 1971. С. 68-69.
160. Лукин А.Е. О геодинимически обусловленных различиях в изотопном составе водорода нефтей и конденсатов нефтегазоносных регионов Украины. *Докл. РАН.* 1999. Т. 369. № 3. С. 351-353.
161. Лукин А.Е. О происхождении нефти и газа (геосинергетическая концепция природных углеводородно-генерирующих систем). *Геол.журн.* 1999. № 1. С. 30-42.
162. Лукин А.Е. О фазовогеохимической зональности нафтидонакопления. *Георесурсы.* Т. 5. № 47. 2012. С. 7-15.
163. Лукин А.Е. Самородно-металлические микро- и нановключения в формациях нефтегазоносных бассейнов - трассеры суперглубинных флюидов. *Геофиз. журн.* 2009. Т. 31. С. 61-92.
164. Лукин А.Е., Дзюбенко А.И., Соколенко В.И. Закономерности фазовой дифференциации углеводородов в Днепровско-Донецкой впадине. Условия формирования газоконденсатных месторождений в нефтегазоносных бассейнах СССР: науч. пособ. Москва: Недра, 1981. 209с.
165. Лукин А.Е., Довжок Е.И., Книшман А.Ш. Гелиевая аномалия в нефтегазоносных визейских карбонатных коллекторах Днепровско-Донецкой впадины. *Доп.НАН України.* 2012. № 7. С.97-104.
166. Лукин А.Е., Ларин С.Б. Генетические типы трещиноватости пород глубокозалегающих нефтегазоносных комплексов. *Геол. журн.* 2003. № 3. С.9-25.

167. Лукин А.Е., Пиковский Ю.И. О роли глубинных и сверхглубинных флюидов в нефтегазообразовании. *Геол. журн.* 2004. № 3. С.34-45.

168. Лукин А.Е., Пригарина Т.М., Гончаров Г.Г. Об условиях экранирования углеводородных залежей на больших глубинах (на примере нижнекаменноугольных нефтегазоносных комплексов Днепровско-Донецкой впадины). *Геол. журн.* 2007. № 3. С. 33-44.

169. Лукин А.Е., Шпак П.Ф. Глубинные факторы формирования Припятско-Днепровско-Донецкой системы нефтегазоносных бассейнов. *Геол. журн.* 1991. № 5. С. 27-38.

170. Лукин А. Е., Щукин Н. В., Лукина О. И. Нефтегазоносные коллекторы глубоко-залегающих нижнекаменноугольных комплексов центральной части Днепровско-Донецкой впадины. *Геофиз. журн.* 2011. Т. 33. № 1. С. 3-27.

171. Лукін О.Ю. Вуглеводневий потенціал надр України. *Геол. журн.* 2008. № 1. С. 7-24.

172. Лукін О.Ю., Щукін М.В. Проблема нафтогазоносності великих глибин. *Перспективи нафтогазоносності глибокозанурених горизонтів в осадових басейнах України.* 2005. С. 18-22.

173. Лыков А.В. Теория теплопроводности: науч. пособ. Москва: Мир, 1967. 250 с.

174. Любимов Д.В. Поведение систем жидкость-взвесь в вибрационном поле. *Изв. РАМ МЖГ.* 1999 №8 С. 155-170.

175. Любимов Д.В. Поведение взвешенного в жидкости тела в поле торсионных вибраций. *Вибрационная гидродинамика.* 2001 №3 С.97-109.

176. Майстренко А.Л., Бондаренко М.О., Гаргін В.Г. Шляхи підвищення ефективності бурових робіт, спрямованих на збільшення видобутку нафти і газу в Україні. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2007. №3. С.5-8.

177. Маєвський Б.Й., Окрепкий І.Р. Перспективні зони глибинного нафтогазонагромадження в Передкарпатському прогині. *Нафтова і газова промисловість.* 1997. №1. С. 7-10.

178. Макаров И.В. Упрощенный способ построения паспортов прочности горных пород. *Изв. АН СССР*. 1978. № 4. С. 203-207.

179. Максимук О., Щербина Н. Уточнений розрахунок напруженого стану скінчених оболонок з урахуванням залишкових деформацій. *Вісник Львів. Ун-ту. Сер. Прикл. Матем. Інформ.* 2003. вип. 7. С.193-200.

180. Максutow Р.А. Технология и техника для повышения производительности скважин и нефтеотдачи пластов: науч. пособ. Москва: Мир. 1999. 191 с.

181. Мартынов В.Г.? Керимов В.Ю., Лобусев А.В. Особенности формирования УВ систем на больших глубинах. Угледородный потенциал больших глубин: энергетические ресурсы будущего - реальность и прогноз: по матер. междунар. конф. Баку, 2012. С. 13-16.

182. Махненко В.И. Расчетные методы исследования кинетики сварочных напряжений и деформаций: науч. пособ. Киев: Наукова думка, 1976. 280 с.

183. Мелешко В.В. Динамика вихревых структур под воздействием колебаний в системе: науч. пособ. Киев: Наукова думка, 1983. 283 с.

184. Механика контактных взаимодействий: науч. пособ. Москва: Физматлит. 2001, 672 с.

185. Миркевичан Ж.Н. Структура и динамика ограниченных струйных течений в поле вибрационных сил. *Изв. АН СССР* 1983. Т.5 С.245-290.

186. Михайлишин В. Ітераційні процедури для задач неізотермічної пружно-пластичності ізотропно-кінематичним зміцненням. *ФХММ*. 1999. Т.35. №4. С. 102-112.

187. Морозов Е.М., Никишков Г.П., Черныш Т.А. Неизотермическая модель упругопластического тела с комбинированным законом упрочнения и ее применение для расчета тел с трещинами. *Изв. Уральск. науч. центр, АН СССР*, 1986. С.87-94.

188. Мошев В.В., Свистков А.Л., Гаришин О.К. Структурные механизмы формирования механических свойств зернистых полимерных композитов: науч. пособ. Екатеринбург: УрС РАН, 1997. 508с.

189. Мошев В.В., Гришин О.К. Структурная механика дисперсно-наполненных эластомерных композитов. *Успехи механики. УрС РАН*. 2005. №2. С.30-36.

190. Мхитарян С. М., Гулян К.Г. К решению двух контактных задач для клина с упругими креплениями. *Известия АН Арм. ССР. Механика*. 1978. Т. 31, №4. С.3–20.

191. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел: науч. пособ Москва: Иностранная литература, 1984. 384 с.

192. Новиков И.И. Теория термической обработки металлов: учеб. пособ. Москва: Машгиз. 1986. 470 с.

193. Нотт Д. Основы механики разрушения: науч. пособ. Москва: Металлургия, 1989. 256 с.

194. Обважнена бурильна труба: пат. 76003 Україна, №u201205472, заявл. 03.05.2012, опубл. 25.12.2012. Бюл.№24.

195. Онищук О.В., Толкачев А.В. Полная система полиномиальных решений дифференциальных уравнений теории упругости. *Весник Одеськ. гос. ун-та. Сер.: физ.-мат. Науки*. 1999 Т.4, Вып.4. С. 148-153.

196. Осадчук В.А., Большаков М.М., Палаш В.В. К расчету остаточных сварочных напряжений в сварных оболонках: науч. пособ. Київ: Машинознавство, 1997. №1. С.5-9.

197. Осцилятор-турбулизатор: пат. 131792 РФ №1908539898/14; Заявлено 18.18.2008; Опубл. 25.09.2010; Бюл.№30.

198. Палійчук І.І., Кулинин Т.М. Пружно-деформований стан тонкостінного герметизуючого елемента муфтових різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. №3(4). С.73-78.

199. Панасюк В.В. Андрейкив А.Е., Партон В.З. Основы механики разрушения материалов: науч. пособ. Киев: Наук. думка, 1988. 488 с.

200. Панасюк В.В., Стадник М.М., Силованюк В.П. Концентрация напряжений в трехмерных телах с тонкими включениями: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1986. 216 с.
201. Панин В.Е. Структурные уровни деформации твёрдых тел: науч. пособ. Новосибирск: Наука, 1985, 517с.
202. Паньков А.А. Прогнозирование эффективных упругих свойств сферопластиков обобщенным методом самосогласования. *Прикладная механика и техническая физика*. 1999. № 3. С. 186-190.
203. Паньков А.А. Анализ эффективных упругих свойств однонаправленного волокнистого стеклопластика обобщенным методом самосогласования. *Известия АН. МТТ*. 1999. № 4. С.78-86.
204. Парис. П. Прикладные вопросы вязкости разрушения. Анализ напряженного состояния около трещин: науч. пособ. Москва: «Мир» - 1988. 420 с.
205. Писаренко Г.С., Можаровский Н.С. Уравнения и краевые задачи теории пластичности и ползучести: справ. пособие. Київ: Наукова думка, 1981. 560 с.
206. Підстригач Я.С. Основи теорії оптимальних режимів локальної термообробки зварних швів. *Вісн. АН УРСР*. 1979. №5. С37-43.
207. Пелех Б.Л. Контактные задачи теории упругих анизотропных оболочек: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1980. 216 с.
208. Перцев А.К., Платонов Э.Г. Динамика оболочек и пластин: науч. пособ. Ленинград: Судостроение, 1987. 236 с
209. Планета Земля. Тектоника и геодинамика: энциклопед. справочник. Санкт-Петербург: Планета, 2004. 648 с.
210. Проценко В.С. Побудова загального розв'язку рівнянь Ляме і знаходження тривимірного напружено-деформованого стану циліндра. *Вісник Львівського університету. Сер. «Прикладна математика та інформатика»*. 2005. Вип.10. С.127-137.
211. Пристрій для контролю прямолінійності отворів: пат. 77534 Україна, №u201205465, заявл. 03.05.2012, опубл. 25.02.2013. Бюл.№4.

212. Пристрій для створення гідродинамічних імпульсів: пат. 63181 Україна, №u201105257; Заявл. 26.04.2011; Опубл. 26.09.2011; Бюл. №18.

213. Подстригач Я.С. Математические методы оптимизации некоторых технологических процессов. *Математизация знаний и научно-технический прогресс*. 1980. С.107-128.

214. Подстригач Я.С. О влиянии профиля температурного поля на релаксацию остаточных напряжений при локальном нагреве кольцевых сварных швов. *ФХММ*. 1985. Т.6. №1. С.42-45.

215. Подстригач Я.С. Расчет остаточных сварочных напряжений в цилиндрических оболочках. *Проблемы прочности*. 1975. №7. С.8-13.

216. Подстригач Я.С. Температурные поля и напряжения в телах с тонкими покрытиями. *Тепловые напряжения в элементах конструкций*. 1967. Вып. 7. С.227–233.

217. Полімерне покриття елементів бурильної колони: пат. 124700 Україна, №u2011708773, заявл. 31.08.2017, опубл. 25.04.2018 Бюл. №8.

218. Попович В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство: навч. посіб. Кн. 1. Львів: Плеяда, 2000. 340 с.

219. Пospelов Г. Л. Парадоксы, геолого-геофизическая сущность и механизмы метасоматоза: науч. пособ. Новосибирск: Наука, 1973. 355 с.

220. Прохоренко В.В. Отклонение КНБК для бурения направленных скважин комбинированным способом. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2007. №5. С.5-11.

221. Победря Б.Е. Механика композиционных материалов: науч. пособ. Москва: Изд-во Моск. ун-та, 1984. 336 с.

222. Расчеты на прочность, устойчивость и колебания в условиях высоких температур / И.И. Гольденבלата и др. Москва: Машиностроение, 1975. 560 с.

223. Різьбове з'єднання обсадних та насосно-компресорних труб: пат. 57111 Україна, №u2011009211 Заявл. 22.07.2010; Опубл. 10.02.2011, Бюл. № 3.

224. Родионов И.М. Интенсификация добычи нефти на месторождениях ОАО «ЛУКОЙЛ». *Нефть и капитал*. 2002. №5. С 54-66.

225. Розенберг Л.Д. Колебательные системы: науч. пособ. Москва: Издательство АН СССР, 1971. 375 с.
226. Розенберг Л.Д. К вопросу о производительности волновых фокусирующих излучателей. *Акустика*. 1987. №3. С.98-106.
227. Рвачев В.Л., Синекон Н. С., Кравченко Л. К. Приближенное решение осесимметричной задачи для полого цилиндра. *Докл. АН УССР. Сер.А*. 1986. №9. С. 37–42.
228. Рвачев В.Л., Проценко В.С. Контактные задачи теории упругости для неклассических областей: науч. пособ. Київ: Наук. думка, 1977. 235 с.
229. Ремез Н.С. Взаимодействие ударных волн с цилиндрической оболочкой в грунтовом мас сиве. *Вісник наукових праць НТУ України «Київський політехнічний інститут»*. Серія «Гірництво». 2001. Вип. 4. С. 8–13.
230. Саблин В.И., Окунцов В.И. К вопросу об учете неравномерного нагрева при расчете объединенных оболочек. *Труды НИИБТ*. 1978. Вып.13. С.44-58.
231. Сагалевич А.В., Савельев В.Ф. Стабильность сварных соединений и конструкций: науч. пособ. Москва: Машиностроение, 2006. 213 с.
232. Сагалевич В.М. Методы устранения сварочных деформаций и напряжений: науч. пособ. Москва: Машиностроение, 1986. 320 с.
233. Салганик Р. Л. Механика тел с большим числом трещин. *Изв. АН СССР. Мех. твердого тела*. 1973. № 4. С.149-158.
234. Санников Р.Х., Мавлютов М.Р. Вынужденные продольные колебания бурильного инструмента и динамическая нагрузка на долото. *Нефть и газ*. 1972. № 3. С.25-30.
235. Сахаров А.С., Соловей Н.А. Исследование сходимости метода конечных элементов в задачах пластин и оболочек. *Пространственные конструкции зданий и сооружений*. 1977, Вып.3, С.10-12.
236. Сахаров А.С., Альтенбах И. Метод конечных элементов в механике твердых тел: науч. пособ. Москва: Техиздат, 1982. 325 с.

237. Сахаров А.С. Моментная схема конечных элементов (МСКЭ) с учетом жестких смещений. *Сопротивление материалов и теория сооружений*. 1974. Вып.24. С.147-156.

238. Свердло: пат. 72459 Україна, №u201114267, заявл. 02.12.2011. опубл. 27.08.2012. Бюл.№16.

239. Семин В.И. Оптимизация технологии упрочнения замковой резьбы поверхностно-пластическим деформированием. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2005. №1. С.23-27.

240. Сергеева Н.М. Неустойчивость границы раздела песок-жидкость при вертикальных вибро-колеблющихся воздействиях на систему. *Изв. АН*. 2000. № 3 С. 29-47.

241. Сімків М.Є. Підвищення ефективності буріння свердловин за рахунок вдосконалення елементів компоновки низу бурильної колони: дис. на здобуття наукового ступеня канд. тех. наук: спец. 05.15.10 – «Буріння свердловин» ІФНТУНГ. Івано-Франківськ, 2005. 146 с.

242. Сімків М.Є., Мойсишин В.М., Чернов Б.О. Динаміка труб змінної жорсткості. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання*. 1999. Вип. 36 (том 4). С.210-226.

243. Сибирев А.О. Адсорбционные явления при электроосаждении карбоксилсодержащих олигомеров: науч. пособ. Москва: Изд Моск. Ун-та, 1987. 207с.

244. Скважинный осцилятор: пат. 96160 РФ №2008139867/22; Заявлено 07.10.2008; Опубл. 20.07.2010; Бюл.№20.

245. Скользящий центратор: пат. 127805 РФ Заявл. 13.12.2012. Опубл. 10.05.2013. 6с.

246. Словарь геологии нефти и газа. /В.Д. Наливкин и др. Ленинград: Недра, 1988. 680 с.

247. Слюсарев Н.И., Ибраев Р.А., Феллер В.В. Повышение эффективности технологии бурения горизонтальных скважин. *Новые идеи в науках о Земле: сб. науч.трудов*. 2005. Т 3. С. 78-96.

248. Смирнов Л.Г., Федик И.И. Упругие напряжения в цилиндре с инородным кольцевым включением. *Математические методы и физико-механические поля*. 1990. №19. С.79-83.
249. Соколов И.А., Уральский В.И. Остаточные напряжения и качество металлопродукции науч. пособ. Москва: Мир, 1981. 257 с.
250. Стадник М.М., Дідух І.В. Математична модель росту поверхневої півеліптичної тріщини у пружнопластичному тілі при циклічному навантаженні. *Науковий вісник*. 2007. Вип. 17. С.220-226.
251. Стадухин Я.В. Исследования и разработка технологии применения смазочных реагентов для бурения наклонно направленных скважин с горизонтальным окончанием. *Технология бурения и освоения скважин: науч. пособ.* Тюмень: Наука, 2006. 114 с.
252. Степанова Л.В. Математические методы механики разрушения. науч. пособ. Москва: Физматлит, 2009. 336 с.
253. Тартаковский Б.Д. . О дифракции низкочастотных волн в сходящихся пучках. *Акустический журнал*. 1975. Вып.1. Том 23. С 152-160.
254. Тимошенко С.П., Вейновський-Кригер С. Пластинки и оболочки: науч. пособ. Москва: Наука, 1961 636 с.
255. Тимошенко С. П. Теория упругости: науч. пособ. Москва: Наука, 1975. 576 с.
256. Теплотехнический справочник. /В.Н.Юрьева и др. Москва: Наука, 1978. 415 с.
257. Терещушко О.И. Основы теории упругости и пластичности: науч. пособ. Москва: Наука. 1984. 320 с.
258. Трение, изнашивание и смазка: справочник. Москва: Машиностроение, 1978. 400 с.
259. Ульберг З.Р./ Дворниченко Г.Л., Ивженко И.И. Диффузиофорез при автоосаждении полимерных покрытий. *Лакокрасочные материалы и их применение*. 1985. №3. С.29-31.

260. Утяжеленная бурильная труба: пат. 41001 РФ, №93041199/03. Заявл. 16.08.93. Опубл. 25.01.97. Бюл.№2. - 6 с.

261. Феллер В.В. Предупреждение осложнений в процессе проводки и повышение продуктивности горизонтально-направленных скважин. *Повышение качества строительства скважин*. 2005, Т.4, С.99-119.

262. Францевич В.Н., Воронов Ф.Ф., Бакута С.А. Упругие постоянные и модули упругости металлов и неметаллов: справочник. Київ: Наукова думка, 1985. 278 с.

263. Фролова И.Н., Мотавкин А.В., Жаров А.И., Механические характеристики дисперсно-наполненных композиционных материалов на основе термопластической матрицы в изделиях. *Пластмассы*. 1987. №5. С.15-18.

264. Фудзии Т. Механика разрушения композиционных материалов: науч. пособ. Москва: Мир, 1982. 232 с.

265. Хузина Л.Б., Любимова С.В. Технично-технологическое решение для снижения коэффициента трения бурильной колонны о стенки скважины при бурении скважин с горизонтальным участком. *Нефтегазовое дело*. 2012. №2. С.194-203.

266. Цуан Я., Чижик С.А. Наноидентирование тонких титаносодержащих углеродных покрытий методом атомно-силовой микроскопии. *Трение и износ*. 2005. №4. С.385-390.

267. Челомей В.Н. Парадоксы в механике, вызываемые вибрациями. *Докл. АН СССР*. 1983. Т 270 № 1 С.62-88.

268. Черепанов А.А. Влияние вибраций на гидродинамические системы: резонансы и осредненные системы: науч. пособ. Пермь: ПГУ, 2000, 379 с.

269. Чернов Б.О. Методи підвищення довговічності елементів бурильної колони при спорудженні нафтових і газових свердловин. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 1995. Вип.31. С.114-117.

270. Чернов Б.О. Деформації елементів муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючою втулкою. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. № 4(5). С.56-60.

271. Чернов Б.О., Чернова М.Є., Яворський В.М. Пружно-деформований стан муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим елементом у високотемпературних свердловинах. *Нафтогазова енергетика*. 2009. №2. С.41-44.

272. Чернов Б.О., Чернов В.Б., Чернова М.Є. Підвищення експлуатаційних характеристик обсадних колон шляхом удосконалення конструкцій різьбових з'єднань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. №1(38). С.91-95.

273. Чернова М.Є. Чернов Б.О., Чернов В.Б. Методи підвищення довговічності елементів бурильної колони. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Серія «Буріння нафтових і газових свердловин»*. 2008. №4(29). С.98-103.

274. Чернова М.Є., Чернов Б.О. Підвищення експлуатаційних характеристик бурильної колони за рахунок використання в КНБК ОБТ змінної жорсткості. *Науковий вісник* 2009. №1(19). С.82-86.

275. Чернова М.Є., Чернов Б.О., Яворський В.М. Відновлення дебіту нафтових і газових свердловин на основі використання енергії спрямованої дії: за матер. міжнародної наукової конференції «Наука і освіта» м. Коломбо (Шрі-Ланка). 2010р. С.50-52.

276. Чернова М.Є., Коваль В.І., Чернов Б.О. Методика розрахунку матеріального балансу вуглеводнів методом математичного моделювання фазової рівноваги: за матер. між нар. наук. конф. «Наука і освіта» м.Коломбо (Шрі-Ланка), 2010р. С.46-50.

277. Чернова М.Є., Кунцяк Я.В., Кунцяк Р.Я. Удосконалення технології буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин у нестійких породах. *Науковий вісник*. 2010. №3(25). С.15-17.

278. Чернова М.Є., Чернов Б.О., Западнюк М.М. Дослідження впливу конструктивних і технологічних чинників на динамічні характеристики пристроїв хвильової дії: за матер. IV-ї міжнародної наукової конференції «Сучасні досягнення в науці та освіті» м. Будва (Чорногорія), 2010р. – С.255-257.

279. Чернова М.Є., Кунцяк Я.В., Кунцяк Р.Я. Буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин з використанням сучасних технологій і засобів: за матер. IV-ї між нар. наук. конф. «Сучасні досягнення в науці та освіті» м. Будва (Чорногорія), 2010р. С.250-252.

280. Чернова М.Є., Кунцяк Я.В. Дослідження впливу зенітного кута на стійкість стінок стовбурів, що знаходяться в пружно-деформованому стані в процесі буріння горизонтальних свердловин. *Всеукраїнський щоквартальний НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. №3(40). С.37-41.

281. Чернова М.Є., Чернов Б.О., Мовчан В.М. Підвищення герметичності обсадних колон за рахунок удосконалення конструкцій різьбових з'єднань. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля: зб. наук. праць*. 2011. Вип. 14. С.182-186.

282. Чернова М.Є., Чернов Б.О., Западнюк М.М. Дослідження геологічних і експлуатаційних характеристик Битків-Бабчинського родовища та застосування сучасних методів інтенсифікації. *Всеукраїнський щоквартальний НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. №3(40). С.85-89.

283. Чернова М.Є., Чернов Б.О., Мовчан В.М. Підвищення герметичності обсадних колон. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля: зб. наук. праць*. 2012. Вип. 15. С.215-220.

284. Чернова М.Є. Шляхи очищення стовбура та привибійної зони свердловин. *МНТК «Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовки фахівців нафтогазової галузі»: збі. наук. праць*. 2012. С.52-57.

285. Чернова М.Є. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони з врахуванням законів нелінійної деформації. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. №1(42). С.124-134.

286. Чернова М.Є. Генерація віброколивань у процесі буріння свердловин. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. №3(33). С.112-121.

287. Чернова М.Є. Динаміка гідроакустичних коливань у затопленій струміні затрубного простору бурильної колони. *Науковий вісник*. 2013. №1(34). С.82-88.
288. Чернова М.Є. Полімерно-композиційні матеріали для елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. №1(46). С.153-161.
289. Чернова М.Є., Бігун М.О. Вплив низькочастотних коливань на динаміку бурильної колони. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля: зб. наук. праць*. 2013. Вип. 16. С.197-201.
290. Чернова М.Є. Дослідження гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини під час буріння бурінні похило-скерованих і горизонтальних свердловин. *Науковий вісник*. 2014. №1(36). С.48-52.
291. Чернова М.Е. Исследование напряженного состояния сварных соединений утяжеленных труб с приварными резьбовыми концами. *Технические науки: сб. науч. трудов SWorld*. 2014. Вып. 4(37). Т.9. С. 23-31.
292. Чернова М.Є., Кунцяк Я.В., Бігун М.Б. Дослідження механізму коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С.160-166.
293. Чернова М.Є. Дослідження впливу полімерно-композиційних матеріалів на ефективність буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С.151-159.
294. Чернова М.Є. Підвищення працездатності обважнених бурильних труб на основі розробки вітчизняних технічних засобів. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С.170-173.

295. Чернова М.Є. Методи підвищення герметичності обсадних колон похило-скерованих і горизонтальних свердловин. *Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи*: за матер. матер. міжнар. науково-технічної конференції, присвяченої семидесятиріччю газонафтопромислового факультету ІФНТУНГ. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. С.207-210.

296. Чернова М.Є. Застосування полімерно-композиційних матеріалів для елементів бурильної колони. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля*: зб. наук. праць. 2018. Вип. 21. С.94-102.

297. Чернова М.Є. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура глибоких свердловин. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля*: зб. наук. праць. 2017. Вип. 20. С.63-70.

298. Чернова М.Є., Кунцяк Я.В., Долішній Б.В. Механізм коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії. *Мир науки и инноваций*. 2015. Вып.1. Т.4. С.22-27.

299. Чернова М.Є., Кунцяк Я.В., Кунцяк Р.Я. Управління динамікою роботи компоновки низу бурильної колони *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля*: зб. наук. праць. 2015. Вип. 18. С.58-63.

300. Чернова М.Є., Ратов Б.Т., Нусипбекова Г.Т. Напряженное состояние сварных соединений УБТ с приварными резьбовыми концами. *КазУТУ хабаршысы*. 2015. №6. С. 315-320.

301. Чернова М.Є. Фізична суть коливних процесів у бурінні нафтогазових свердловин. *Научный взгляд в будущее*. 2016. Вип. 2. Том 5. С.53-61.

302. Чернова М.Є. Деякі методи теоретичних та експериментальних досліджень в бурінні. Монографія. *Научные ответы на вызов современности*:

техника и технологии: за матер. міжнар. наук. симпозиуму «проект SWorld Одеса. 2016. Кн.1. С.76-107.

303. Чернова М.Є., Кунцяк Я.В. Забезпечення герметичності обсадних колон за рахунок конструктивних особливостей різьбових з'єднань. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Инст. ім. В.Н. Бакуля*: зб. наук. праць. 2016. Вип. 19. С.86-92.

304. Чернова М.Є. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованій та горизонтальній ділянках стовбура свердловин. *Научные труды SWorld*. 2017. Вип.46, том 2. С.71-78.

305. Чернова М.Є. Екологічні матеріали для покриття елементів бурильної колони. *Екогеофорум-2017. Актуальні проблеми та інновації*: за матер. між нар. науково-практичної конф. до 50-річчя ІФНТУНГ, 22-25 березня 2017. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2017. С.121-123.

306. Чернова М. Наукові тенденції буріння глибоких нафтогазових свердловин. *International Academy Journal Web of Scholar*. 2019. №1(31). Vol.1. P.18-39. DOI: https://dx.doi.org/10.31435/rsglobal_wos/31012019/6308.

307. Чернов Б.О., Бабюк И.С. Влияние коррозионной среды на работоспособность резьбовых соединений. *Нефтяная промышленность. Серия: Машины и нефтяное оборудование*. 1987. С.180-181.

308. Чернов Б.О. Методи підвищення довговічності елементів бурильної колони при спорудженні нафтових і газових свердловин. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 1995. Вип. 31. С. 114-117.

309. Шевченко Ю.Н. Численные методы решения прикладных задач в 6 т. *Пространственные задачи теории упругости и пластичности*: науч. пособ. Київ: Наукова думка, 1986. Т.6. 380 с.

310. Шемелина В.И. Применение полимерных покрытий для гидроизоляции трубопроводов: сб. науч. труд. по матер. всесоюз. науч. конф. молодых ученых и специалистов по проблемам химизации основных отраслей народного хозяйства. Тюмень, 1986. С.39-42.

311. Шимов К.Н. Проблемы трения и прихватов в современном строительстве нефтегазовых скважин. *Нефтяное хозяйство*. 2007. №3. С.37-40.

312. Щербюк Н.Д., Якубовский Н.В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей: науч. пособ. Москва: Недра, 1974. 256 с.

313. Эшелби Дж. Континуальная теория дислокаций: науч. пособ. Москва: Мир, 1967. 410 с.

314. Якупов Н.М., Галимов Н.К., Леонтьев А.А. Экспериментально-теоретический метод исследования прочности полимерных пленок. *Механика композиционных материалов и конструкций*. 2000. Т.6, №2. С.238-243.

315. Ящук Ю. Адаптивний алгоритм чисельного дослідження задачі теорії пружності. *Вісник Льв. Ун-ту. Сер. прикл. матем. інформ.* 2010. Вип. 16. С.96-103.

316. Allen D. Haisler W. A theory for analysis of thermoplastic materials. *Comput/ & Struct*. 1981. Vol.13. №1. P. 129-135.

317. Alspaugh D.W., Bogdanoff J., Goldberg J. Modes and frequencies of pressurized conical shells. *Journal of Aircraft*. 1984. №1. С. 372-374.

318. Arnold R., G.Warburton The flexural vibration of thin cylinders. *Proc. Inst. Mech. Engrs*. 1983. Vol. 167A № 1. P. 62-80.

319. Aron H. Das Gleichgewicht und die Bewegung einer unendlich dunnen, beliebiggekrummten elastischen Shale. *Reine und Angew.* 1994. №78. P. 136–173.

320. Baron M., Bleich H. Tables for frequencies and modes of free vibration of infinitely long thin cylindrical shells. *Mech.* 1994. Vol.21, № 2. P. 178-188.

321. Batchelor G. Compression waves in a suspension of gas bubbles in liquid. *Fluid Dynamics Transactions*. 1999. V 4. № 1. P.65–84.

322. Basset A. On the exention and flexure of cylindrical and scherical thin elastic shells. *Phil Trans. Roy. Soc. London*. 1991. №181. P. 430-480.

323. Berger B. Dynamic response of an infinite cylindrical shell in an acoustic medium. *Trans ASME*. 1989. 36, № 3. P.342–345.

324. Chernova M.Ye. Influence of low frequency vibrations on the drill string dynamics. *AGH University of Science and Technology Press*. Krakow, 2014. Vol.31, №.3 p. 423-430.

325. Chernova M.Je., Kuntsjak Ja.V. Study of the stress strain of rock massif in the crooked wellbore. *Сборник научных трудов SWorld. Технические науки*. 2014. - Вып. 3(36). Т.3. С. 32-37.
326. Chernova M.Je., Kuntsak Ja.V. Study of the stress strain of rock massif in the crooked wellbore AGH University of Science and Technology Press. Krakow, 2014. Vol.31. №4. P. 507-512.
327. Cohen G. Computer Analysis of Asymmetrical Deformation of Orthotropic Shells of Revolution *AIAA Journal*. 1984. Vol.2. №5. P. 932-934.
328. Cohen G. Numerical Integration of Shells Equations Using the Field Method. *Trans. ASME*. 1994. .Vol.41, №1. .P. 261-266.
329. Collins W. Some axially symmetric stress distributions in elastic solids containing penny-shaped cracks. Cracks in an infinite solid and a thick plate. *Proc. Roy. Soc., Series A*. 1998. Vol. 266. P.359-386.
330. Cosserat E. *Theorie des Cofps Deformables: scientific guide*. Paris, 2009. 226 p.
331. James M. Gere *Mechanics of materials*. Van No strand Reinhold company. Civil Engineering Stanford University. Melbourne: 1992. P.670.
332. Gillemot L. *Int. J. of Engineering Fracture Mechanics*. 1987. V.10. №2, P. 77-94.
333. Greenspon J. *Vibration of thickeylindrical shells*. *J. Acoust. Soc. Amer*, 1989. Vol.31, №12. P. 1682-1683.
334. Griffiths A. *The theory of rupture and flow in solids*. *Philosophical Transaction Royal Society of London. Series A*. 234. 1975. P.163-198.
335. Grigorenko Ya. *Solving the Stress Problem for Hollow Cylinders with Corrugated Elliptical Cross Section* *Int. Appl. Mech.*, 2004. Vol.40. №2. P. 169-175.
336. Goldberg J. *Computer Analysis of Shells/ J.E.Goldberg//In: Proceedings of Symposium of the Theory of Shells*. Ed.D. Muster Univ. of Houston, Texas, 1987. P.3-22.

337. Gyekenyesi J. Three-dimensional elastic stress and displacement analysis of finite geometry solids containing cracks. *Inf. journal of fracture*. 1985. Vol. 11. №3. P.409-429.
338. Elleithy W. An adaptive domain decomposition coupled finite element-boundary element method for solving problems in elasto-plasticity. *Int. J. Numer. Meth. Engng.* 2009. Vol. 79 P.1019-1040.
339. Elsbernd G. The vibration of non-circular cylindrical shells with initial stresses. *The Journal of Sound and Vibration*, 1983. Vol.29, №3. P. 309-329.
340. Ericsen J. Exact theory of stress and strain in rods and shells. *Arch. Rat. Mech. Anal.*, 1988. №1. P. 259–323.
341. Nonlinear Dynamic Analysis of Shells of Revolution by Matrix Displacement Method. *AIAA J.*, 1981. Vol.9. №4. P. 629-636.
342. John L.Sewall, William M.Thompson, Christine G.Pnsey An experimental and analytical vibration study of elliptical cylindrical shells. NASA TN D6089, 1981. 81 p.
343. Kalnins A. Analysis of Shells of Revolution Subjected to Symmetrical and Non-symmetrical Loads. *Trans. ASME*, 1964. Vol.3. №3. P. 467-476.
344. Kalnins A. Effect of Bending on Vibration of Spherical Shells. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1984. Vol.3, №1. P. 74-81.
345. Lamb H. On the deformation of an elastic shell. *Proc. London Math. Soc.*, 1890. №21. P. 119-146.
346. Leissa A. *Vibration of Shells*. NASA SP-288: US Government Printing Office, Washington DC, 1983. 438 p.
347. Lindholm U. Abramson H.N. Breathing vibrations of a circular cylindrical shell with an internal liquid. *J. Aeronautical Sciences*, 1992. Vol.29. P. 1052-1059.
348. Love A.E.H. *Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*. Cambridge, 1993. 327 p.
349. Love A.E.H. The small free vibrations and deformation of a thin elastic shell. *Phil.Trans. Roy. Soc. London*, 1988. №179. P. 491-546.
350. Markus S. *The mechanics of vibrations of cylindrical shells*. Elsevier, 1998. 159 p.

351. McDaniel T.J., Logan J.D. Dynamics of cylindrical shells with variable curvature. *The Journal of Sound and Vibration*, 1971. Vol.19, №1. P. 39-48.
352. Natural modes and frequencies of a thin clamped-free steel cylindrical storage tank partially filled with water: FEM and measurement. /T.Mazch [et al.]// *J. Sound Vib.*, 1996. Vol.193, №3 P. 669-690.
353. Nayak G., Zienkiewicz O. Elasto-plastic stress analysis. A generalization for various constitutive relation including strain softening. *Int. J. Number. Meth. Eng.* 1982. Vol.5. №1. P. 55-65.
354. Pellicano F. Linear and Nonlinear vibration of shells. 2nd International Conference on Nonlinear Normal Modes and Localization in Vibration Systems, Samos, June 19-23, 2006. P. 1-12.
355. Qatu M. Recent research advances in the dynamic behavior of shells: 1989-2000, Part 2: Homogeneous shells. *Appl. Mech. Rev.*, 2002. Vol.55. P. 415-434.
356. Quantitative elastic-property measurements at the na-noscale with atomic force acoustic microscopy /D.Hurley [et al.]// *Advanced Engineering Materials*, 2005. Vol.7. P. 713-718.
357. Soedel W. *Vibrations of Shells and Plates*. New York: Marcel Dekker, Inc. 3rd edition, 2005. 586 p.
358. Timoshenko S.P. *Theory of plates and shells*. New York. Mc Graw-Hill, 1960. 440 p.
359. Yu Y.Y. Free vibration of thin cylindrical shells having finite length with freely supported and clamped edges. *J. Appl. Mech.*, 1975. Vol.22, №4. P. 547-555.
360. Vonnegut B. A vortex whistle. *J. Acoust. Soc. America*, 1987, Vol.26, №1, P.18-22.
361. Wunenburger R. Carrier V., Garrabos Y. Periodic order induced by horizontal vibrations in a two-dimensional assembly of heavy beads in water. *Physics of Fluids*. 2002. V. 14. №7.1. P. 2350-2369.
362. Ziegler H. Modification of Prager`s hardening rule /H.Ziegler// *Quart. Appl. Math.* – 1999. – Vol.17. – P.55-65.

Таблиця А.1 Результати ультразвукової обробки поверхні металів

№ п\п	Сталь	Умови обробки						
		Зусилля при- тиску Н	Діа- метр зразка мм	Діа- метр шару мм	Амплі- туда мм	Шв. лін. мм/об	Шв. об. об/хв	Пов- тор
1	10	40	20	10	20	0,07	48	1
2	45	50	20	10	20	0,07	48	1
3	У8	100	20	10	20	0,07	48	1
4	УВ т\о	130	20	10	20	0,07	48	1
5	У10А т\о	150	20	10	20	0,07	48	1
6	ШХ15 т\о	160	20	10	20	0,07	48	1
7	40Х	60	20	10	20	0,07	48	1
8	2Х13	70	20	10	20	0,07	48	1
9	Армко	100	20	5	27	0,08	7	1
10	45	140	20	5	27	0,08	15	1
11	Чавун СЧ 21-40	200	20	5	20	0,08	17	1
12	У10А т\о	240	20	5	25	0,08	6	1
12	ШХ15 т\о	250	20	5	30	0,08	7	1
13	ШХ15 Х12, У10А	50-200	72	10	20	0,07	80	1
14	45 т\о	5	72	10	20	0,1	80	1
15	40Х	30-40	72	10	4050	0,02	0,7- 0,8	1-2
16	45	30	18	10	40-50	0,02	25	1
17	30ХГСНА	20	18	10	15	0,125	25	1

Продовження таблиці А.1

№ п\п	Сталь	Результати обробки				
		Чистота поверхні		Поверхнева твердість підвищилась на %	Глибина ущільнення мм	Залишкові напруження МН/м ²
		до	по			
1	10	5	9	80	0,8	до 1100
2	45	5	9	90	0,8	
3	У8	5	9	120	0,8	
4	УВ т/о	8	10	140	0,3	
5	У10А т/о	8	10	40	0,2	
6	ШХ15 т/о	8	10	30	0,05	
7	40Х	8	9	140	0,8	
8	2Х13	8	9	130	0,8	
9	Армко	5	9	154	0,8	
10	45	6	8-9	129	0,8	
11	Чавун СЧ 21-40	6	8	95	0,8	377
12	У10А т/о	8	10	37	0,8	900
12	ШХ15 т/о	8	10	23	0,8	
13	ШХ15 Х12, У10А	8	9-10	30-40	0,04-0,3	160-180
14	45 т/о	8	10	71	0,04-0,3	
15	40Х	8	9-10	75-122	0,3-0,4	
16	45	5	10	144	0,5	
17	30ХГСНА	5	10	без змін	0,5	

Прим. т/о – метал термооброблений

Таблиця А.2 – Результати статистичного аналізу аварій із ЗРЗ ОБТ

Свердловина (пл.)	Глибина свердловини на час аварії (м)	Типо- розмір ОБТ	Характер руйнування	Осьове наванта- ження (кН)	Тиск (МПа)	Кут нахи- лу сверд- лови- ни
1.8-КП	5046	ОБТ-108	Злом ніпеля	20	13,0	2
2.44-Р	2987	ОБТ-108	Злом ніпеля	50	9,0	7
3.44-Р	3013	ОБТ-108	Злом ніпеля	50	10,0	14
4.8-КП	5226	ОБТ-108	Злом ніпеля	50	9,0	2
5.8-КП	5326	ОБТ-108	Злом ніпеля	50	10,0	2
6.8-КП	5220	ОБТ-108	Злом ніпеля	50	10,0	2
7.160-Ст. Самбір	3459	ОБТ-108	Злом ніпеля	80 - 100	7,0 – 9,0	6
8.87- Ст. Самбір	3554	ОБТ-108	Злом ніпеля	130	10,0	4
9.89- Ст. Самбір	3513	ОБТ-108	Злом ніпеля	100	8,0	29
10.7-Східниця	2272	ОБТ-229	Злом ніпеля	120-140	13,0–15,0	11
11.14- Східниця	3280	ОБТ-245	Злом ніпеля	160-180	10,0–12,0	12
12.8085-Хуст-5	5010	ОБТ-245	Злом ніпеля	140-160	10,0	10
13.1-Лопянка	2262	ОБТ-146	Злом ніпеля	70	6,0	11
14.21-Сл.	4792	ОБТ-146	Злом ніпеля	140-160	14,0	9
15.21-Сл.	4673	ОБТ-146	Злом ніпеля	160	12,0	9
16.77- Ст.Самбір	3303	ОБТ-146	Злом ніпеля	140-160	10,0–12,0	12
17.87- Ст.Самбір	3522	ОБТ-146	Злом ніпеля	100-120	8,0–10,0	6
18.56- Ст.Самбір	4552	ОБТ-146	Злом ніпеля	60-80	14,0–16,0	3
19-10-КП	2428	ОБТ-146	Злом ніпеля	120	10,0	16
20.32-Як.	2250	ОБТ-146	Злом ніпеля	120	8,0	5
21.23-Як.	4760	ОБТ-146	Злом ніпеля	150	10,0	2
22.55-Ан.	4586	ОБТ-146	Злом ніпеля	160	10,0	2
23.82-Ан.	3776	ОБТ-146	Злом ніпеля	140	12,0	2
24.40-Танява	4372	ОБТ-178	Розрив ЗРЗ	140	6,0	7
25.40-Танява	3620	ОБТ-203	Злом муфти	120	6,0	9
26.41-Танява	1965	ОБТ-146	Злом ніпеля	100-120	8,0	8
27.27-Сл.	1792	ОБТ-146	Злом муфти	120	7,0	9
28.86- Ст.Самбір	3215	ОБТ-203	Злом муфти	140-160	6,0	9
29-22-ДС	4672	ОБТ-203	Злом муфти	120-140	6,0-8,0	2
30-10-Бугрів	4200	ОБТ-203	Злом ніпеля	120-140	8,0	7
31.27-Спас	4586	ОБТ-203	Злом муфти	140	8,0	9
32.27-Спас	4611	ОБТ-203	Злом муфти	140	8,0	12
33.1-Міжгір'я	2469	ОБТ-178	Злом муфти	160-180	11,0	13
34.1-Міжгір'я	2505	ОБТ-178	Злом муфти	140-160	10,0	7
35.1-Міжгір'я	2536	ОБТ-178	Злом муфти	140-160	10,0	8
36.1-Міжгір'я	2988	ОБТ-203	Злом ніпеля	160	10,0	10
37.1-Вишків	4429	ОБТ-203	Злом муфти	140-160	10,0	12

Продовження таблиці А.2

Свердло-вина (пл.)	Глибина свердло- вини на час аварії (м)	Типо- розмір ОБТ	Характер руйнування	Осьове наванта- ження (кН)	Тиск (МПа)	Кут нахи- лу сверд- лови- ни
38.1-Вишків	4874	ОБТ-203	Злом муфти	140	10,0	11
39.1-Вишків	4969	ОБТ-203	Злом муфти	140	10,0	13
40.1-Лопянка	2262	ОБТ-178	Злом ніпеля	60	8,0	5
41.903-П	1767	ОБТ-178	Злом ніпеля	120	8,0	6
42.4-Східниця	1330	ОБТ-146	Злом муфти	120-140	13,0-15,0	4
43.4-Східниця	1338	ОБТ-146	Злом муфти	120-140	13,0-15,0	4
44.5-Східниця	1214	ОБТ-146	Злом муфти	90-100	9,0-10,0	3
45.76-Ст.Самбір	2675	ОБТ-203	Злом муфти	120-140	11,0-13,0	9
46.76-Ст.Самбір	2210	ОБТ-203	Розрив ЗРЗ	100-120	10,0-11,0	13
47.27-Сл	1445	ОБТ-203	Злом муфти	120	9,0	10
48.30-Танява	1323	ОБТ-203	Злом муфти	120	11,0	11
49.11-КП	1214	ОБТ-146	Злом ніпеля	140	10,0	7
50.14-Східниця	2922	ОБТ-203	Злом муфти	160-180	10,0-12,0	4
50.15-Східниця	4058	ОБТ-178	Злом ніпеля	220	8,0	9
52.69-Ст.Самбір	2604	ОБТ-203	Злом муфти	100-120	10,-12,0	10
53.16-Східниця	4174	ОБТ-203	Злом муфти	200-220	6,0	6
54.7-Східниця	2341	ОБТ-178	Злом муфти	120-140	13,0-15,0	5
55.1-Кременці	3280	ОБТ-203	Злом муфти	140	4,0	-
56.1-Вишків	4249	ОБТ-203	Злом ніпеля	220-240	15,0	9
57.1-Вишків	3744	ОБТ-203	Злом ніпеля	200	13,0	8
58.1-Лопянка	3510	ОБТ-203	Злом ніпеля	200	12,0	5
59.903-П	3740	ОБТ-203	Злом ніпеля	210	13,0	9
60.4-Східниця	2878	ОБТ-203	Злом ніпеля	120	10,0	6
61.4-Східниця	2316	ОБТ-178	Злом ніпеля	100	12,0	8
62.5-Східниця	3211	ОБТ-203	Злом ніпеля	160	11,0	6
63.76-Ст.Самбір	4210	ОБТ-203	Злом ніпеля	220	14,0	9
64.76-Ст.Самбір	3760	ОБТ203-	Злом муфти	160	13,0	8
65.27-Сл	3200	ОБТ-203	Злом ніпеля	140	12,0	6
66.30-Танява	2458	ОБТ-178	Злом ніпеля	100	10,0	-
67.11-КП	4211	ОБТ-203	Злом ніпеля	200	14,0	11
68.14-Східниця	2347	ОБТ-178	Злом ніпеля	120	10,0	5
69.15-Східниця	3015	ОБТ-203	Злом ніпеля	160	10,0	9
70.69-Ст.Самбір	3209	ОБТ-203	Злом ніпеля	140	9,0	3
71.16-Східниця	2877	ОБТ-178	Злом муфти	100	8,0	9
72.7-Східниця	3554	ОБТ-203	Злом ніпеля	140	10,0	4
73.1-Вишків	2344	ОБТ-203	Розрив ЗРЗ	100	9,0	-
74.1-Вишків	3255	ОБТ-203	Злом ніпеля	120	8,0	-
75.1-Лопянка	2798	ОБТ-178	Злом ніпеля	100	7,0	5
76.903-П	2920	ОБТ-178	Злом ніпеля	120	9,0	11
77.4-Східниця	3111	ОБТ-203	Злом ніпеля	160	11,0	9
78.4-Східниця	3720	ОБТ-203	Злом ніпеля	200	15,0	-
79.4-Східниця	3200	ОБТ-203	Злом ніпеля	180	14,0	7
80.4-Східниця	2980	ОБТ-178	Злом муфти	120	12,0	-

Таблиця А.3

Залежність P_f та P_s від фактора часу τ за різних значень перепаду тиску ΔP

Перепад тиску (ΔP) МПа	Час (τ) с												
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0	3
P_f	0,999	0,991	0,977	0,938	0,886	0,835	0,739	0,654	0,511	0,312	0,190	0,090	0,001
P_s	0,001	0,009	0,023	0,062	0,114	0,165	0,261	0,346	0,489	0,688	0,810	0,910	0,997
P_f	4,998	4,968	4,885	4,693	4,432	4,176	3,697	3,270	2,556	1,561	0,953	0,455	0,003
P_s	0,002	0,042	0,115	0,307	0,568	0,842	1,303	1,730	2,454	3,449	4,057	4,555	4,997
P_f	9,996	9,917	9,769	9,385	8,864	8,352	7,395	6,541	5,113	3,122	1,907	0,909	0,006
P_s	0,003	0,083	0,230	0,615	1,136	1,647	2,605	3,459	4,887	6,878	8,093	9,091	9,994
P_f	15,99	15,87	15,63	15,01	14,16	13,36	11,83	10,47	8,18	4,99	3,05	1,46	0,01
P_s	0,006	0,13	0,37	0,99	1,82	2,64	4,17	5,53	7,82	11,01	12,95	14,54	15,99

Таблиця А.4

Коефіцієнти тертя та питома адгезійна сила полімерних покриттів за консолідації з глинистою кіркою

Тип покриття	Коефіцієнт тертя	Питома адгезійна сила за тиску консолідації (кг·с/м)									
		0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0		
Ф-3М	0,047	0,019	0,021	0,029	0,032	-	0,083	0,09	-		
ПНТ	0,0246	0,017	0,018	0,021	0,032	0,036	0,04	0,043	0,051		
ГЕН-150	0,073	0,019	-	0,027	0,034	-	0,073	0,13	0,15		
БД-20	0,04	0,017	0,019	0,028	0,045	0,05	0,058	0,078	0,082		
ПВЕП	0,065	0,018	0,022	0,030	0,035	0,045	0,047	0,082	0,15		
Ф4	0,001	0,003	0,0037	0,004	0,0043	0,0044	0,0046	0,0047	0,005		
Без покриття	0,061	0,017	0,021	0,035	0,042	0,06	0,071	0,085	0,12		

Таблиця А.5

Вплив відносної довжини камери закручування на характеристики ВГК з відкритим соплом

\bar{L}_k мм	A=4			A=16			A=24		
	W квт	f Гц	η %	W квт	f Гц	η %	W квт	f Гц	η %
4	2	260	3,31	0,5	245	4,35	-	-	-
5,2	2,31	270	3	6,76	330	-	-	-	-
8	5,13	300	2	-	-	4,11	50	367,0	3,35
12	-	-	-	-	-	3,86	68,3	350,0	1,65
16	-	-	-	-	-	2,95	74,1	332,0	0,9

Таблиця А.6 - Характеристики ГГК з відкритим виходом

$\Delta P \times 10^5$ Па	A=4				A=16				A=24			
	G л/с	W квт	f гц	η %	G л/с	W квт	f гц	η %	G л/с	W квт	f гц	η %
0,24	9,15	2	261,0	10,3	4,5	0,5	247,0	4,1	2,8	-	-	-
0,49	9,15	13,84	334,0	11,88	4,5	5,73	326,0	6,7	2,8	-	-	-
0,74	9,15	53,32	392,0	24,02	4,5	-	-	-	2,8	-	-	-
0,98	14,16	64,62	428,0	13,1	7,8	-	-	-	5	-	-	-
1,47	14,16	-	-	-	7,8	-	-	-	5	-	-	-
1,96	18,6	-	-	-	10,4	-	-	-	6,8	-	-	-
2,42	18,6	-	-	-	10,4	-	-	-	6,9	-	-	-
2,94	22,6	-	-	-	12,6	-	-	-	8,2	73,78	486,0	5,1

Таблиця А.7 - Характеристики ГГК із прикритим вихідним каналом

$\Delta P \times 10^5$ (Па)	A=4; L=3,25				A=16; L=3,25				A=24; L=4,7			
	G $\times 10^{-3}$ (м ³ /с)	W (Мет)	f (гц)	η (%)	G $\times 10^{-3}$ (м ³ /с)	W (Мет)	f (гц)	η (%)	G $\times 10^{-3}$ (м ³ /с)	W (Мет)	f (гц)	η (%)
0,2	9,15	41,69	210	7,9	4,5	10,28	300	6,7	2,8	3,993	280	8
1	14,16	100,2	250	32,2	7,8	32,48	250	44,2	5	12,415	340	42,5
2	18,6	172,9	270	5	10,4	54,43	260	27,6	6,8	23,1	450	36,2
3	22,6	255,34	280	2	12,6	74,95	265	26,5	8,4	35,32	700	35,37

Таблиця А.8 – Параметричні зміни продуктивності генератора

№ п\п	Параметри що змінюються	Незмінні параметри	Параметри що зазнають змін	Продуктивність генератора
1.	Збільшення λ	$S, (K_p), (P_0)$	Збільшення Ω , зменшення f	Зростає при $\Omega < 5$, мало зростає при $\Omega > 5$
2.	Збільшення λ та S	Ω	Збільшення K_p, f зменшення P_0	Зростає
3.	Збільшення λ та S	f	Збільшення Ω, K_p зменшення P_0	Зростає при $\Omega < 5$, мало зростає при $\Omega > 5$
4.	Зменшення Ω	$\lambda, S, (P_0), (K_p)$	Збільшення f	Зростає
5.	Зменшення Ω	f, λ	Зменшення S, K_p збільшення P_0	Зростає

Таблиця А.9 - Порівняльна характеристика прогнозованих енергетичних параметрів роботи конструкції долота типу АП-124,3МС-К

Шифр долота	Гірські породи	Прогнозовані енергетичні характеристики роботи		
		A_v (Дж/мм ³)	M (кН·м)	v $\times 10^{-3}$ (м/с)
АП-124,3МС-К без генератора	середньої твердості	15,67	5,59	19,77
	м'які	3,57	6,63	102,98
АП-124,3МС-К з генератором	середньої твердості	8,6	3,91	27,28
	м'які	1,43	3,65	133,87

Таблиця А.10 - Методи зменшення сил тертя між стінками стовбура свердловини та елементами бурильної колони

Хімічні		Механічні																																	
вітчизняні				зарубіжні			вітчизняні				зарубіжні																								
Графіт	Нафта	ПАР	СМАД-1	Т-66, Т-80	Спринт	ІНХП-21, НІНП	СЖК (ОСЖК)	РЖС	Емульгати	ЛТМ, СТ	РАМБС СДББ	К-Лубе	К-Лубе-197	Dreel Free	ЕМБ Sweet	ЕМБ Salt	ЕВЛ	Центратори	Капіратори	Стабілізатори	Віродемпфери	Яси (типу ТМ TV та ін)	Яси типу Оспілятор марки GT-066	Яси типу ZSJ/ZXJ											
Види мастильних додатків від об'єму бурового розчину %																																			
0,02	10	0,01-0,03	1-4	0,3-0,5	2-3	0,5	0,5	0,3-1	0,5	0,5-1	0,5-1	0,5	0,5-1	0,5	0,5	0,5	0,5-1	У складі компоновки низу бурильної колони при бурінні вертикальних ділянок, ПС і ГС					Зменшення площі опору зі стінками свердловини				Зменшення коефіцієнта тертя бурильної колони об стінки свердловини				Ліквідація прихвощень бурильних труб		Зменшення сил тертя і опору переміщення бурильної колони, доведення навантаження до		Долота
25	20-30	15	50-60	30-50	50-60	25-50	50	30-50	25	80	30-50	30-50	30-50	40	30-40	30-40	30-40	30-40	Зменшення сил тертя і опору бурового розчину					Зменшення коефіцієнта тертя бурильної колони об стінки свердловини				Ліквідація прихвощень бурильних труб		Зменшення сил тертя і опору переміщення бурильної колони, доведення навантаження до		Долота			
Зменшення коефіцієнта тертя, %																																			

Таблиця А.11 - Порівняльна характеристика буріння з генератором гідроакустичних імпульсів

Показники:	Літологія	Кут нахилу свердловини (зенітний кут), град.	Інтервал застосування м	Механічна швидкість буріння м\год	
ХАРАКТЕРИСТИКИ	Із застосуванням генератора				
	глини, пісковики	5÷10	1500-2000	32	
	аргіліти, алевроліти, вапняки	10÷90	2000-4000	8	
	доломіти, пісковики, алевроліти	10÷45	4000-5500	2,2	
	В загальному середнє значення				14,1
	Без застосування генератора				
	глини, пісковики	5÷10	1500-2000	23,3	
	аргіліти, алевроліти, вапняки	10÷90	2000-4000	5,5	
	доломіти, пісковики, алевроліти	10÷45	4000-5500	0,86	
	В загальному середнє значення				9,9

Таблиця А.12 - Таблиця характеристик для визначення розташування генераторів гідроколивачів по довжині КНБК на похило-скерованій ділянці стовбура свердловини

E (МПа)	$I(x)$ (m^4)	x (m)	Ω (m)	G (кН)	$m(x)$ (кг/м)	g (m/c^2)	β (град)
$22 \cdot 10^5$	$8,45 \times 10^{-6}$	0,55	0,2	70	115	9,81	60
ρ_p (кг/м ³)	$S(x)$ (m^2)	d_c (m)	d_k (m)	d_z (m)	ρ_m (кг/м ³)	ω (c^{-1})	β (град)
1200	0,0102	0,3	0,14	0,09	7650	12,56	90

Таблиця А.13 - Результати досліджень напружено-деформованого стану стінок свердловини ітераційним методом

КУТ ЗУСТРІЧІ ПОРОДУРІВНІВНОГО ІНСТРУМЕНТУ З ПОРОДОЮ																			
Кут залягання породи	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
	Напруження																		
σ_{θ} МПа	3,2	8,3	13,1	16,3	17,7	20,1	24,9	26,8	28,7	30,8	31,9	32,7	33,9	34,7	35,8	35,9	36,5	36,9	37,1
σ_r МПа	6,7	16,6	20,1	26,2	31,2	36,4	40,2	43,4	46,5	49,7	54,2	59,7	64,2	73,8	58,2	44,3	42,1	39,8	38,2

Таблиця А.14 - Результати експериментальних досліджень кернового матеріалу

Кут зустрічі породувийного інструменту з породю θ град.	НАПРУЖЕННЯ					
	КОЛОВІ σ_{θ} , МПа			РАДІАЛЬНІ σ_r , МПа		
0	6,3	3,87	2,61	3,2	2,8	2,5
5	14,94	11,43	10,17	8,3	7,5	6,7
10	18,09	14,13	12,33	13,1	12,6	11,5
15	23,58	19,89	16,38	16,3	15,5	14,5
20	28,08	23,85	20,88	17,7	17,1	16,2
25	32,76	28,08	25,29	20,1	19,2	18,1
30	36,18	31,86	27,99	24,9	24,2	23,5
35	39,06	35,82	31,95	26,9	26,5	25,8
40	41,85	37,89	35,37	28,7	28,1	27,3
45	44,73	40,76	36,99	30,8	30,3	29,5
50	48,78	45,27	40,41	31,9	31,6	30,7
55	53,73	49,86	47,52	32,7	32,4	31,5
60	57,78	55,89	53,82	33,9	33,5	32,4
65	66,42	65,07	63,09	34,7	34,4	33,5
70	52,38	47,88	46,52	35,8	35,5	34,7
75	39,87	37,53	35,91	35,9	35,6	35,3
80	37,89	34,56	34,82	36,8	36,5	36,2
85	35,82	34,11	32,58	36,9	36,7	36,5
90	34,38	33,39	32,43	37,1	36,8	36,6

Таблиця А.15 - Результати досліджень міцності гірських порід кернавого матеріалу в залежності від кута залягання

Кут зустрічі породоруйнівного інструменту з породою θ	МІЦНІСТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЗІРЦІВ, МПА						Σ сер. МПА
	1	2	3	4	5	6	
0(0°)	15,6	15,8	16,4	16	15,6	16,2	15,93
$\pi/12(15^\circ)$	14,1	13,3	14,3	13,9	13,7	13,5	13,80
$\pi/6(30^\circ)$	13	12	12,4	12	12,2	12,8	12,40
$\pi/4(45^\circ)$	10,9	10,7	10,3	10,7	10,5	10,9	10,67
$\pi/3(60^\circ)$	8,5	8,8	8,6	8,5	8,3	8,6	8,55
$5\pi/12(75^\circ)$	11,6	11,5	11,3	11,6	11,8	11,5	11,55
$\pi/2(90^\circ)$	14,7	15	14,9	15,2	14,9	15	14,95

Таблиця А.16 – Фізично-механічні властивості матеріалів для елементу герметизації

Показники Матеріал	Густина $\rho(\text{кг/м}^3)$	Модуль пружності (Юнга) $E(\text{МПа})$	Коефіцієнт тертя по сталі f	Коефіцієнт температурного розшир. $\beta(1/\text{К})$	Стійкість до агресивних середовищ	Оцінка ризику гальванокорозії з металом труб
Сталь групи Д	7850	200 000	0,18	$13 \cdot 10^{-6}$	D	сумісність
Сталь легована	7850	206 000	0,17	$15,1 \cdot 10^{-6}$	C	сумісність
Сталь вуглеводнева	7500	195 000 - 205 000	0,16	$11,1 \cdot 10^{-6}$	D	сумісність
Мідь	8940	82 000	0,27	$16,16 \cdot 10^{-6}$	B	НЕ сумісність
Бронза	8900	103 000	0,18	$18,1 \cdot 10^{-6}$	B	НЕ сумісність
Латунь	8440	980 000	0,35	$20,5 \cdot 10^{-6}$	B	НЕ сумісність
Алюміній	2700	630 000	0,1	$23,1 \cdot 10^{-6}$	C	сумісність
Титан	4500	116 000	0,3	$7,7 \cdot 10^{-6}$	A	сумісність
Політетрафторетилен	2200	47 000	0,04	$110 \cdot 10^{-6}$	A	сумісність
Поліетилен	1140	37 000	0,25	$230 \cdot 10^{-6}$	B	сумісність
Поліпропілен	920	44 000	0,5	$160 \cdot 10^{-6}$	B	сумісність

Таблиця А.17 – Розрахування рекомендованих параметрів генератора та характеристик його роботи

тип	ГГІ-2-10	ГГІ-3-10	ГГДі-Р-11	ГГІ-ЦШ-10	ГГК-Т-11
Об'єм камери (см ³)	9,525	9,525	12,065	17,145	20,321
Тиск промивної рідини (МПа)	25-35	25-35	25-35	25-35	25-35
Максимальне навантаження кН	8750	1130	1600	3140	4490
Максимальний обертовий момент кН·м	3,5	4	15	25	35
Робоча температура °С	150-200	150-200	150-200	150-200	150-200
Частота коливань Гц	26	26	18-19	16-17	16
Амплітуда коливань см	2~9	2~9	2~9	2~9	2~9
реферальний потік L/s	5,6-8,75	5,6-8,75	9,37-16,8	25-40	31,25-62,5
Робота продуктивності тиску (МПа)	3,1-4,8	3,45-4,8	3,79-4,48	4,13-4,82	4,13-4,82

Таблиця А.18 – Зношуваність полімерного покриття

Розрахунок за заданого питомого зносу 0,15 мг/год						
Сила (Н)	7×10^2	2×10^3	$3,5 \times 10^3$	5×10^3	Глибина (м)	проходка на долото
Знос (м)	0,00054	0,00155	0,00272	0,00388	2500	100
	0,00095	0,00272	0,00476	0,0068	3000	100
	0,00147	0,0042	0,00736	0,0105	3500	100
	0,00285	0,00816	0,0143	0,0204	4500	100
Сила (Н)	$3,2 \times 10^3$	6×10^3	8×10^3	10^4	Глибина (м)	проходка на долото
Знос (м)	0,00248	0,00466	0,00622	0,00777	2500	100
	0,00435	0,00816	0,0109	0,0136	3000	100
	0,00674	0,01263	0,0168	0,021	3500	100
	0,01305	0,0245	0,0326	0,0408	4500	100
Розрахунок вимог до зносу в мг/год						
Глибина 2500 м						
Сила (Н)	7×10^2	2×10^3	$3,5 \times 10^3$	5×10^3	Товщина покриття (м)	
Питомий знос (мг/год)	0,275	0,096	0,055	0,0385	1×10^{-3}	
	0,55	0,123	0,11	0,077	2×10^{-3}	
	0,825	0,288	0,165	0,116	3×10^{-3}	
	1,375	0,48	0,275	0,193	5×10^{-3}	
Глибина 3500 м						
Сила (Н)	7×10^2	2×10^3	$3,5 \times 10^3$	5×10^3	Товщина покриття (м)	
Питомий знос (мг/год)	0,157	0,055	0,031	0,022	1×10^{-3}	
	0,314	0,11	0,062	0,044	2×10^{-3}	
	0,571	0,165	0,094	0,066	3×10^{-3}	
	0,786	0,275	0,157	0,11	5×10^{-3}	
Глибина 4500 м						
Сила (Н)	7×10^2	2×10^3	$3,5 \times 10^3$	5×10^3	Товщина покриття (м)	
Питомий знос (мг/год)	0,102	0,0355	0,02	0,014	1×10^{-3}	
	0,203	0,071	0,0406	0,0284	2×10^{-3}	
	0,305	0,107	0,0609	0,0426	3×10^{-3}	
	0,508	0,178	0,102	0,071	5×10^{-3}	
Глибина 2500 м						
Сила (Н)	$3,2 \times 10^3$	6×10^3	8×10^3	10^4	Товщина покриття (м)	
Питомий знос (мг/год)	0,06	0,032	0,024	0,019	1×10^{-3}	
	0,12	0,064	0,048	0,0385	2×10^{-3}	
	0,18	0,096	0,072	0,058	3×10^{-3}	
	0,3	0,16	0,12	0,096	5×10^{-3}	
Глибина 3500 м						
Сила (Н)	$3,2 \times 10^3$	6×10^3	8×10^3	10^4	Товщина покриття (м)	
Питомий знос (мг/год)	0,0344	0,0183	0,0137	0,011	1×10^{-3}	
	0,069	0,0367	0,0275	0,022	2×10^{-3}	
	0,103	0,055	0,041	0,033	3×10^{-3}	
	0,172	0,0917	0,069	0,055	5×10^{-3}	
Глибина 4500 м						
Сила (Н)	$3,2 \times 10^3$	6×10^3	8×10^3	10^4	Товщина покриття (м)	
Питомий знос (мг/год)	0,022	0,012	0,009	0,007	1×10^{-3}	
	0,044	0,0237	0,018	0,014	2×10^{-3}	
	0,0777	0,0355	0,0276	0,021	3×10^{-3}	
	0,1011	0,059	0,044	0,0355	5×10^{-3}	

ЗАТВЕРДЖЕНО

ТОВ «Навігатор комплект»

Технічний директор

Т.Й. Бражина



ПРОТОКОЛ

Про результати застосування спеціальної КНБК для доведення навантаження на долото при бурінні свердловини

№ 5 Ярмаківського родовища.

Комісія у складі:

- Дубленича Ю.В. – заступника генерального директора ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Білеки О.А. - заступника генерального директора ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Новікова В.Д. - головного технолога ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Дітчука І.В. - начальника відділу технології буріння і відновлення свердловин ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Чернової М.Є. – доцента Івано-Франківського університету нафти і газу (ІФТУНГ).

1.Предмет застосування.

Запропонована ПрАТ «НДІКБ бурового інструменту» спільно з спеціалістом ІФТУНГ Черновою М.Є.удосконалена технологія буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин, зокрема, компоновка низу бурильної колони, до складу якої включені спеціальні опорно-центруючі елементи, що розрахунково встановлюються між різьбовими з'єднаннями колони обважнених бурильних труб і оснащені гідромоніторними насадками.

2.Мета проведення робіт.

Промислове випробування запропонованої удосконаленої технології з метою доведення навантаження на долото та збільшення механічної швидкості при бурінні похило-скерованої свердловини №5 на Ярмаківському родовищі.

3. Умови та місце проведення робіт.

Роботи проводились на свердловині № 5 Ярмаківського родовища при бурінні похило-скерованого стовбура. Відхід від гирла свердловини - 388м.

КНБК при бурінні свердловини:

- долото Ø 152,4мм;
- КЛС Ø 151мм.;
- вибійний гвинтовий двигун Ø124мм з кутом перекосу регульованого перехідника від 1,1° ;
- СКЛС Ø 139мм.;
- телеметрична система Корвет Ø 120мм;
- СКЛС Ø 139мм.;
- НВ ТБТ Ø 89мм.(72м);
- СБТ 73мм(306м);
- ОБТ-88,9мм (18м);
- ГУМ Ø 119мм
- СБТ 102,6мм(432м);
- ОБТ-88,9мм (54м);

Режим буріння:

- осьове навантаження $G = 30 - 40$ кН;
- тиск на стояку $P = 15$ Мпа;
- витрата промивної рідини $Q = 0,010$ м³/с.

Параметри промивної рідини:

- густина $\gamma = 1,1$ г/см³;
- умовна в'язкість $T = 65$ с;
- СНС = 16/19 дПа
- ДНЗ = 33-36 дПа
- Водовіддача $V = 0,5$ см³ /30хв.

4. Результати досліджень.

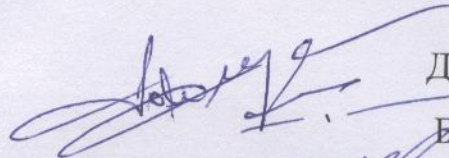
На свердловині № 5 Ярмаківського родовища, під керівництвом фахівців ПрАТ «НДКБ бурового інструменту», в період з 07.01.2019р. по 09.01.2019р. при бурінні похило-скерованого стовбура свердловини в інтервалі 2589-2620м, при зенітному куті 88÷90град., використовувалась запропонована вдосконалена компоновка низу бурильної колони, до складу якої включені спеціальні опорно-центруючі елементи Ø 139мм, що встановлюються між різьбовими з'єднаннями елементів КНБК. При використанні даної компоновки середня механічна швидкість буріння була на 33% вища ніж при бурінні аналогічних свердловин на Ярмаківському родовищі, а також були відсутні затяжки при відриві від вибою та підйомі бурильного інструменту.

5. Висновки та рекомендації.

1. При бурінні похило-скерованого стовбура свердловини № 5 Ярмаківського родовища була застосована удосконалена технологія буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин, зокрема, компоновка низу

бурильної колони, до складу якої включені спеціальні опорно-центруючі елементи, що розрахунково встановлюються між різьбовими з'єднаннями КНБК. При застосуванні спеціальних опорно-центруючих елементів, під керівництвом фахівців ПрАТ «НДКБ бурового інструменту» успішно пробурено похило-скерований стовбур свердловини № 5 Ярмаківського родовища. В інтервалі використання запропонованої КНБК отримали збільшення середньої швидкості на 33%, при відсутності ускладнень в процесі буріння. Довжина похило-скерованого стовбура склала 720м.

Комісія вважає доцільним використання запропонованої КНБК з метою підвищення механічної швидкості буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин, з врахуванням набутого досвіду при бурінні похило-скерованої свердловини № 5 Ярмаківського родовища.



Дубленич Ю.В.



Білека О.А.

Новіков В.Д.

Дітчук І.В.

Чернова М.Є.

Результати буріння пілотногo похило-скерованого та горизонтального стовбурів
на свердловині №5 Ярмаківського родовища

Таблиця 1.

Інтервал буріння, м	Літологічна характеристика порід	Показники поглиблення		Режим буріння			Параметри розчину			Компоновка низу бурильної колони	Зенітний кут/азимут, град			
		Промітка, м	Час мех. бур., год	Мех. шв. бур., м/год	Гд, кН	п, об/хв	Q, м ³ /с	Рм., МПа	Р, г/см ³			Т, сек	СНС, дПа	В, см ³ /30хв.
Буріння пілотногo похило-скерованого стовбура														
По стовбуру: 2290 По вертик.: 2263	Вапняк, пісковик, аргиліт	144	123	1,17	100-110	30	0,030	8,5	1,16	65	34/67	3,8	215,9PDC JD 3771 + КЛС Ø213 + ГВД Ø176 (1,5°) + ТС Ø172+ ОБТС Ø165 (89м) + ЯС Ø165+ ОБТС Ø165 (36м) +СБТ	29°-25°, 175°
Буріння горизонтального стовбура Буріння свердловини експериментальною КНБК														
По стовбуру: 2290 По вертик.: 2263	Вапняк, пісковик, аргиліт	196	129	1,51	100-110	30	0,030	12,5	1,16 ÷ 1,18	66 ÷ 98	67/110	3,9	215,9PDC HSL 13160 + КЛС Ø213 + ГВД Ø176 (1,09°) + ТС Ø172+ СКЛС Ø204 (0,8м) ОБТС Ø165 (18м) + СКЛС Ø205 (0,8м) ОБТС Ø165 (36м) + СКЛС Ø204 (0,8м) ОБТС Ø165 (35м) + ЯС Ø165+ ОБТС Ø165 (36м) +СБТ	29°-66°, 172°



Головний технолог

ПрАТ «ІНДІКБ бурового інструменту»

В.Д. Новіков



ЗАТВЕРДЖЕНО

СП «Полтавська газонафтова компанія»
Заступник технічного директора з буріння

М.М. Оринчак

ПРОТОКОЛ

**Про результати застосування спеціальної КНБК для доведення
навантаження на долото при бурінні свердловини**

№ 103 Ігнатівського родовища.

Комісія у складі:

- Кунцяка Я.В. - генерального директора ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Білеки О.А. - заступника генерального директора ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Соляника О.М. - начальник відділу буріння та ремонту свердловини;
- Новікова В.Д. - головного технолога ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Дітчука І.В. - начальника відділу технології буріння і відновлення свердловин ПрАТ «НДІКБ Бі»;
- Чернової М.Є. – доцента Івано-Франківського університету нафти і газу (ІФТУНГ).

1. Предмет застосування.

Запропонована ПрАТ «НДІКБ бурового інструменту» спільно з спеціалістом ІФТУНГ Черновою М.Є.удосконалена технологія буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин, зокрема, компоновка низу бурильної колони, до складу якої включені спеціальні опорно-центруючі елементи, що розрахунково встановлюються між різьбовими з'єднаннями колони обважнених бурильних труб.

2. Мета проведення робіт.

Промислове випробування запропонованої удосконаленої технології з метою доведення навантаження на долото та збільшення механічної швидкості при бурінні похило-скерованої свердловини №103 на Ігнатівському родовищі.

3. Умови та місце проведення робіт.

Для порівняння було вибрано вертикальну свердловину №130 Ігнатівського родовища в інтервалі 2601-2812м та свердловину №130 Ігнатівського родовища, яка була відновлена похило-скерованим стовбуром свердловини в інтервалі 2600-2808м. (Таблиця №1). Відхід від гирла свердловини склав 587м.







4. Результати досліджень.

На свердловині № 103 Ігнатівського родовища, під керівництвом фахівців ПрАТ «НДКБ бурового інструменту», в період з 14.11.2018р. по 27.11.2018р., при бурінні похило-скерованого стовбура свердловини в інтервалі 2600-2808м (зенітний кут $38\div 39$ град.) використовувалась запропонована вдосконалена компоновка низу бурильної колони (КНБК). До складу даної КНБК були включені спеціальні опорно-центруючі елементи діаметром 139мм, які встановлювались між різьбовими з'єднаннями елементів КНБК. При використанні даної компоновки середня механічна швидкість буріння була на 19,6% вища ніж при бурінні вертикального стовбура свердловини №130 Ігнатівського родовища. При бурінні похило-скерованого стовбура свердловини 103 Ігнатівського родовища були відсутні затяжки та посадки в процесі спуско-підйомних операцій.

5. Висновки та рекомендації.

1. При бурінні похило-скерованого стовбура свердловини № 103 Ігнатівського родовища була застосована удосконалена технологія буріння похило – скерованих і горизонтальних свердловин, зокрема, компоновка низу бурильної колони, до складу якої були включені спеціальні опорно-центруючі елементи, що розрахунково встановлювались між різьбовими з'єднаннями КНБК. При застосуванні спеціальних опорно-центруючих елементів, під керівництвом фахівців ПрАТ «НДКБ бурового інструменту», успішно пробурено похило-скерований стовбур свердловини №103 Ігнатівського родовища. В інтервалі використання запропонованої КНБК було отримане збільшення середньої швидкості на 19,6%, при відсутності ускладнень в процесі буріння. Довжина похило-скерованого стовбура склала 1046м.

2. Робоча група вважає доцільним використання запропонованої КНБК з метою підвищення механічної швидкості буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин, з врахуванням набутого досвіду при бурінні похило-скерованої свердловини №103 Ігнатівському родовищі.


Кунцяк Я.В.

Білека О.А.

Соляник О.М.

Новіков В.Д.

Дітчук І.В.

Чернова М.Є.

Результати буріння свердловини № 130 Ігнатівського родовища та при відновленні свердловини № 103 Ігнатівського родовища з подальшим бурінням похило-скерованого стовбура.

Таблиця 1.

Інтервал буріння, м	Літологічна характеристика порід	Показники поглиблення			Режим буріння			Параметри розчину			Компоновка низу бурильної колони	Зенітний кут/азимут, град	
		Прохід-кам	Час мех. бур., год	Мех. шв. бур., м/год	Гд, кН	п, об/хв	Q, мЗ/с	Рм., МПа	Р, г/см ³	Т, сек			В, смЗ/30хв.
Буріння свердловини № 130 Ігнатівського родовища													
2601	Вапняк, пісковик	211	103	2,04	60-80	90	0,014	10,4	1,12	34	4	Дол. Ø 152,4мм XR-20ГУ + наддолітний перехідник + ГВД Ø 127 + ролюковий розширювач Ø 152,4мм + ОБТ Ø 120,7мм (99м) + ЯС Ø120+ ОБТ Ø 120,7мм (27м) + НВБТ Ø89 (56м)+СБТ	5°
Буріння свердловини № 103 Ігнатівського родовища експериментальною КНБК													
2600	Вапняк, пісковик	208	85	2,44	50-60	100	0,016	13,5	1,24 ÷ 1,27	64	3,8	Дол. Ø 152,4 MDSi613L WBPX +КЛС Ø 151+ ВГД Ø 124 (1,22°) + ТС Ø120+СКЛС Ø139 + ОБТС Ø120,8 СКЛС Ø139 + ОБТС Ø120,8 (18м) +СКЛС Ø139 +НВБТ Ø89 (18м)+ЯС Ø120+ НВБТ Ø89 (36м)+СБТ Ø102,6(432) + СКЛС Ø139 +СБТ	38,7°/289°

Головний технолог

ПрАТ «НДКБ бурового інструменту»



В.Д. Новіков

РОБОТА

Долота Ø215,9HE44D3MRS Varel з " коллайдером "
в свердловині 10 Ковильненська (АР Крим)

Інтервал буріння м	Проходка м	Час мех. буріння год	Мех.швидкість м/год
3877-3905	28	95,2	0,31
3828-3877	49	148	0,33

Навантаження по ГІВ-6 12т. При бурінні по станції контролю спостерігалися коливання навантаження на долото 9-16т, хоча ГІВ-6 показував стабільне навантаження -12т, коливання тиску 80-95атм. Приблизно через 3-3,5год коливання навантаження і тиску зникло (станція показувала 12т, тиск 80атм). Насадки (верхня і нижня частини) піднято із значними слідами гідро абразивного зносу. Значимих змін механічної швидкості буріння в порівнянні з швидкістю буріння в попередньому інтервалі (3828-3877м) не спостерігалось.

Шлам на ситах - 90% глина.

1. Агрегат, який подавав промивальну рідину НБ-600;
2. Діаметр труб—127мм;
3. Секудний об'ємний розхід 20-21л/сек (Øвт150мм 2шт);
4. Тиск на агрегаті ---60-70атм;
5. Тиск на вибої ---514атм;
6. Тиск в пласті -
7. Густина рідини---1,32г/см³;
8. Швидсть витікання рідини через сопла (Ø 12,7;14,3;15,9мм)-41-43м/с;

Заступник начальника відділу



О.Б.Штурко

РОБОТА

Долота Ø215,9HE44D3MRS Varel з " коллайдером "
в свердловині 10 Ковильненська (АР Крим)

Інтервал буріння м	Проходка м	Час мех. буріння год	Мех.швидкість м/год
3877-3905	28	95,2	0,31
3828-3877	49	148	0,33

Навантаження по ГІВ-6 12т. При бурінні по станції контролю спостерігалися коливання навантаження на долото 9-16т, хоча ГІВ-6 показував стабільне навантаження -12т, коливання тиску 80-95атм. Приблизно через 3-3,5год коливання навантаження і тиску зникло (станція показувала 12т, тиск 80атм). Насадки (верхня і нижня частини) піднято із значними слідами гідро абразивного зносу. Значимих змін механічної швидкості буріння в порівнянні з швидкістю буріння в попередньому інтервалі (3828-3877м) не спостерігалось.
Шлам на ситах - 90% глина.

Заступник начальника відділу



О.Б.Штурко



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ДП «Алкон-Діамант»



М.О.Бондаренко
М.О.Бондаренко

травня 2017 р.

ТЕХНІЧНА ДОВІДКА

про те, що в ДП «Алкон-Діамант» НТАК АЛКОН НАН України в період з 20.03.2017 р. по 20.04.2017 р. було проведено поверхнєве покриття елементів внутрішньої камери генераторів гідроакустичних імпульсів для подальших промислових досліджень.

Покриття проводилось для трьох партій генераторів, у кожній з яких оброблялось по два генератори. Методи обробки поверхні були наступними:

№п/п	метод обробки (покриття)	кількість (шт.)
1	Індукційна наплавка шихтою по ТУ У 25.9-30023472-001:2012	2
2	Газополу'яним напиленням з оплавленням поверхні	2
3	Дугова наплавка твердим сплавом ВК-15	2

Головний технолог

ДП «Алкон-Діамант»

Д.Л.Коростишевський

БУ «УКРБУРГАЗ»

ЗАТВЕРДЖЕНО

Головний інженер

БУ «Укрбургаз»

А.І.Василик

« »

2019



**ІНСТРУКЦІЯ
ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ДИНАМІЧНОГО
НАВАНТАЖЕННЯ НА ДОЛОТО, ПОКРАЩЕННЯ
ОЧИЩЕННЯ ВИБОУ СВЕРДЛОВИНИ ПІД ЧАС БУРІННЯ
ГЛИБОКИХ, ПС ТА ГС ДІЛЯНОК СТОВБУРА
СВЕРДЛОВИН**

1

ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ доктор технічних
наук, професор

І.І.Чудик

2019 р.



2019

КЕРІВНИЙ ДОКУМЕНТ

1. РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

Я.В.Кунцяк – доктор технічних наук, генеральний директор ПрАТ «КБ бурового інструменту» - керівник розробки;

М.Є.Чернова – доцент, кандидат технічних наук.

2. ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

3. ВВОДИТЬСЯ ВПЕРШЕ

Право власності на цей документ належить ПрАТ «КБ бурового інструменту».

Відтворення, тиражування і розповсюдження його повністю чи частково на довільних носіях інформації без дозволу заборонено

З М І С Т

1	Загальні положення.....	4
2	Конструкція та принцип дії генераторів гідроколивачь.....	5
3	Основні розрахункові залежності, що описують утворення гідроколивачь у генеруючій камері.....	6
4	Підбір параметрів генератора.....	8
5	Аналіз параметрів генератора гідроакустичних імпульсів.....	9
6	Проектування застосування генераторів гідроакустичних імпульсів для заданих експлуатаційних умов.....	10
7	Проектування розміщення генераторів гідроакустичних коливачь в компоновці низу бурильної колони.....	13
8	Проектування конструкції генератора гідроакустичних коливачь для заданих експлуатаційних умов.....	18
9	Додатки.....	21
10	Бібліографія.....	23

І ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Дана інструкція встановлює умови і правила проектування, виготовлення та застосування генераторів гідроакустичних коливань.

1.2 Метою створення і застосування генераторів гідроколивань є зведення до мінімуму негативного впливу низькочастотних коливань бурильної колони, які виникають під час буріння свердловини, через що енергія, що йде на підтримання вимушеного коливного процесу буде спрямована на руйнування гірської породи.

1.3 Під час руйнування гірської породи породоруйнівним інструментом, у бурильній колоні виникають високочастотні та низькочастотні коливні процеси, що стало причиною появи всеможливих наддолотних амортизаторів, які у кожному конкретному випадку виконували роль фільтрів у вузькому діапазоні частот і не гасили широкий спектр низькочастотних коливань, що збурювалися в бурильній колоні, яка є складною механічною системою.

1.4 Розроблені пристрої генераторів гідроколивань дають можливість керувати динамікою бурильної колони. Це досягається за рахунок утворення стаціонарних гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини в затрубному просторі свердловини.

1.5 Формування стійкого стаціонарного потоку руху промивальної рідини в кільцевому каналі затрубного простору похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловини [1] забезпечується енергією самого потоку, енергетичні характеристики якого залежать від конструкції та технічних характеристик гідроакустичного генератора, що включається у компоновку низу бурильної колони.

1.6 Запропоновані розробки вирішують проблему ефективності доведення осьового навантаження породоруйнівним інструментом у вибій свердловини.

1.7 Застосування цих розробок забезпечує в комплексі з компоновкою низу бурильної колони підвищення швидкості проведення бурових робіт (скорочення часу буріння на 25-40%), більш якісне очищення стовбура свердловини як в похило-скерованих, так і в горизонтальних ділянках свердловинах за рахунок фізичних хвильових процесів, які забезпечують тривале перебування твердої фракції у зваженому стані та її спрямований рух у напрямку винесення на денну поверхню [2]. Водночас унеможливується процес залипання дрібної фракції на стінках обсадних колон. Важливим є також і те, що використання розроблених пристроїв за

певних технологічних параметрів забезпечує утворення кольматційного шару малої товщини.

2 КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП ДІЇ ГЕНЕРАТОРІВ ГІДРОКОЛИВАНЬ

2.1 Схема камери генератора гідроколивань наведена на рис. 1

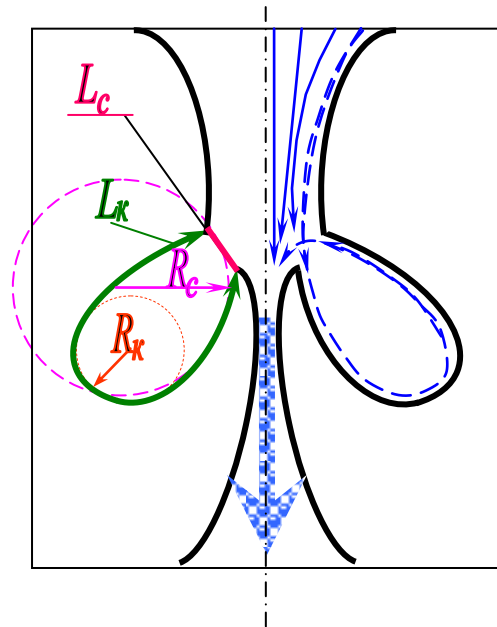


Рис. 1 - Схема торіодальної вихрової камери генератора коливань спрямованої дії

R_k - радіус закручування потоку;

L_k - довжина камери;

L_c - звужена вихідна ділянка;

R_c - вихідний радіус.

2.2 На рис.1 схематично зображена торіодальна камера закручування потоку, фізична суть процесу полягає у тому, що камера закручування характеризується радіусом закручування R_k , довжиною камери L_k , звуженою вихідною ділянкою L_c та вихідним радіусом R_c куди через тангенційні канали потрапляє робоча рідина.

2.3 Рух рідини в камері супроводжується утворенням складної структури, що складається з двох обертово-поступальних потоків [3]. По периферії камери рухається так званий первинний вихор, що має в поперечному перерізі форму кільця із зовнішнім радіусом R_c та внутрішнім – r_m . Центральну область займає вторинний вихор, що

утворюється у наслідок залучення в рух первинним потоком рідини з навколишнього середовища.

2.4 Тангенціальна складова швидкості вторинного вихору \mathcal{G} підпорядковується обертовому рухові твердого тіла:

$$\frac{\mathcal{G}}{r} = const \quad (2.1)$$

де r – поточний радіус вихору;

поступальна ж складова на межі з первинним вихором має однаковий з ним напрям, а поблизу осі – протилежний.

2.5 У тому випадку, коли густина рідини у вторинному вихорі стає значно меншою ніж густина у первинному (наприклад витікання води в повітря), течія, як правило залишається стійкою.

2.6 Затоплена ж струмина за певних умов втрачає свою стійкість: в камері закручування виникають інтенсивні періодичні пульсації швидкості і тиску, які розповсюджуються в навколишнє середовище у вигляді хвиль.

2.7 Механізм цього явища полягає у тому, що коливання тиску δP зароджуються у порожнині вихрової камери генератора у наслідок періодичних пульсацій швидкості $\delta \mathcal{G}$ в первинному потоці. Це спричинюється регулярними змінами форми поперечного перерізу первинного потоку вторинним вихором, який одночасно з обертовим рухом навколо власної вісі виконує прецесійний рух навколо осі камери закручування.

3 ОСНОВНІ РОЗРАХУНКОВІ ЗАЛЕЖНОСТІ, ЩО ОПИСУЮТЬ УТВОРЕННЯ ГІДРОКОЛИВАНЬ У ГЕНЕРУЮЧІЙ КАМЕРІ

3.1 Первинний вихор в якому швидкість і тиск є функціями часу і кута повороту потоку, що виходить з генератора, випромінює у навколишнє середовище коливання так само як це робило б дипольне джерело що обертається.

3.2 Розвиток прецесії вторинного вихору стає можливим лише тоді, коли розподіл в ньому обертової складової швидкості у тій чи іншій мірі відповідає закону обертання твердого тіла, тобто виконується рівняння (2.1). У цьому випадку кількість обертової енергії, що передається від первинного вихору до вторинного, стає настільки значною, що частина її перетворюється в енергію поперечних коливань.

3.3 Якщо з якихось причин (до прикладу мале значення L_k) вторинний вихор не встигає в межах камери набути обертового руху по всьому поперечному перерізу, то прецесійний рух через мале значення збурюючих сил поперечного зміщення не зможе бути зреалізованим.

3.4 Умови, які є необхідними для виникнення і передачі коливань зводяться до наступних:

- a) однакова або близька за фізичною суттю природа робочого тіла (потoku в камері) і навколишнього середовища;
- b) певна мінімальна довжина камери закручування L_k , достатня для формування вторинного вихору, який обертатиметься за законом обертового руху твердого тіла.

3.5 Хвильові характеристики генератора можуть розраховуватися з відкритим виходом, та з прикритим виходом. Ступінь прикриття обчислюється співвідношенням

$$C = \frac{R_c}{R_k}, \quad (3.1)$$

відносна довжина звуженої ділянки камери: $\bar{L}_c = \frac{L_c}{2R_k}$.

3.6 Конструкція генератора змінювалася методом математичного моделювання, описана в роботі [3]. Зміни стосувалися ступеня закручування потоку, який характеризується геометричним параметром A ($A = 2; 4; 8; 16\dots$) та відносної довжини камери закручування \bar{L}_k :

$$\bar{L}_k = \frac{L_k}{2R_c}. \quad (3.2)$$

яка змінювалася в межах $L_k = 2 \div 5$. Величина параметру A визначається співвідношенням:

$$A = \frac{RR_c}{nr_{gx}^2}, \quad (3.3)$$

де n – кількість вхідних тангенціальних каналів;
 r – їх радіус.

3.7 Повинна існувати деяка мінімальна довжина вихрової камери L_{\min} , оскільки за умови $L_k < L_{\min}$, вторинний вихор не зможе набути квазітвердого обертового руху, а, відповідно, коливання не виникнуть.

3.8 Варіації ступеня закручування потоку можуть бути у достатньо широкому діапазоні. Параметр A змінюється в межах $1,75 \div 20$. Величина \bar{L}_k змінюється дуже плавно від 0 до 10, за цих умов $R_k \leq R_c$ до межі 8 мм.

3.9 Існує «мінімальна» довжина L_{\min} , а її величина залежить від геометричного параметра A .

3.10 Зі збільшенням величини L_k інтенсивність коливань зростає, досягаючи максимального значення за деякої довжини $L_k = L_{opt}$, після чого зменшується.

3.11 Відносна величина

$$\bar{L}_{opt} = \frac{L_k}{2R_c} \quad (3.4)$$

визначається головним чином значенням геометричного параметру A і практично не залежить від об'ємного розходу камери.

4 ПІДБІР ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРА

4.1 Максимум випромінювання залежить від особливостей гідродинамічної взаємодії вихорів, інтенсивність випромінювання залежить від довжини камери і ступеню закручування первинного вихору.

4.2 В табл. 1, 2, 3 (в додатку) наведено хвильові характеристики генератора з параболічною формою камери: потужність хвильового випромінювання $W_{xв}$, частота випромінювання f , хвильовий коефіцієнт корисної дії $\eta_{xв}$, який визначався співвідношенням хвильової потужності і потужності адіабатичного стиску потоку в камері.

4.3 Хвильова потужність зростає пропорційно до об'ємного розходу рідини G , що проходить через генератор. Аналіз даних, наведених у табл. 2 (в додатку) свідчить, що швидкість зростання потужності суттєво спадає за умови переходу перепаду тиску на ВГК ΔP через деяке надкритичне значення, що становить 1 МПа. З цієї ж причини хвильовий к.к.д. ($\eta_{xв}$) характеризується чітко вираженим максимумом саме в області критичного перепаду тиску.

4.4 Генератори з суттєво звуженими вихідними каналами дають можливість підвищувати частоту випромінюваних коливань до 150 Гц і більше, але при цьому значно спадає хвильова потужність і к.к.д ВГК (табл.3 (додаток)).

4.5 Підвищення частоти пояснюється тим, що за умови звуження вихідного каналу камери значно зростає тангенціальна складова швидкості в потенціальному первинному вихорі, а це у свою чергу збільшує швидкість прецесії вторинного вихору.

4.6 У той же час підвищений рівень швидкості поряд зі збільшеним розміром пристінкового шару ($\delta = \frac{l}{\sqrt{\text{Re}}}$ – під час переходу в пристінковому шарі ламінарного режиму течії у турбулентний – різко зростає опір рухові) спричинює ріст втрат на тертя об стінки камери, через що спадає $\eta_{x\delta}$.

4.7 Абсолютне ж значення $W_{x\delta}$, за умови звуження вихідного отвору камери, зменшується в основному через зменшення об'ємних витрат рідини, що проходить через генератор.

4.8 У генераторів з прикритим виходом камери ($C = 2$) зміна відносних довжин камери закручування і вихідного отвору в межах $1 \div 3$ калібрів не виявляє суттєвого впливу на величину $W_{x\delta}$, а частота коливань неперервно спадає з ростом L_k і \bar{L}_c .

5 АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРА ГІДРОАКУСТИЧНИХ ІМПУЛЬСІВ

5.1 Максимум випромінювання залежить від особливостей гідродинамічної взаємодії вихорів, інтенсивність випромінювання залежить від довжини камери і ступеню закручування первинного вихору. Це підтверджується однозначним взаємозв'язком ступеня розрідженості в приосьовій області генератора з інтенсивністю випромінювання. Як видно з рис. 2 в межах оптимальної генерації коливань спостерігається мінімум тиску на осі камери, який в першу чергу залежить від інтенсивності взаємодії вихорів.

5.2 З підвищенням ступеня закручування зростають відносні величини тангенціальних складових швидкості і поперечного розміру вторинного вихору. Тому для набуття квазітвердого обертового руху йому є необхідною більша довжина камери закручування. Цим пояснюється неперервний ріст величин \bar{L}_{\min} та \bar{L}_{opt} зі збільшенням геометричного параметру A (рис. 3).

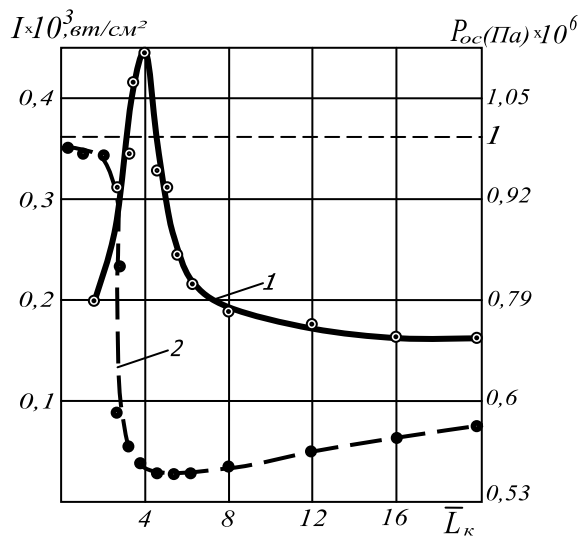


Рисунок 2 - Залежність інтенсивності коливань I (1) та тиску P (2) на осі камери від відносної довжини камери закручування

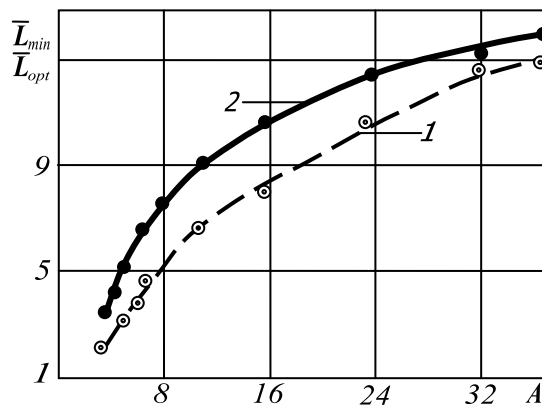


Рисунок 3 - Залежність мінімальної (1) та максимальної (2) довжини камери закручування від параметра A

6 ПРОЕКТУВАННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ГЕНЕРАТОРІВ ГІДРОАКУСТИЧНИХ ІМПУЛЬСІВ ДЛЯ ЗАДАНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ

6.1 Проектуванню підлягає конструкція камери генератора в залежності від необхідності вихідних параметрів генерації частотно-амплітудного діапазону коливних процесів.

6.2 При проектуванні використовується математична модель, що базується на характеристиках потоку із застосуванням гідродинамічних пристроїв, що містяться в компоновці низу бурильної колони найбільш

повно описуються амплітудно-частотними (АЧХ) та фазово-частотними характеристиками (ФЧХ) [9].

6.3 Безрозмірні рівняння руху та неперервності потоку мають вигляд:

$$\frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{t}} = \left(\frac{L}{\bar{r} R^2 a} \right) \partial \left\{ \bar{r} \left[\left(\frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{r}} \right) \nu - \left(\frac{R}{g_0} \right) \langle u' v' \rangle \right] \right\} \partial \bar{r} - \left(\frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial \langle \bar{p} \rangle}{\partial \bar{x}}, \quad (6.1)$$

$$\left(\frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial \langle \bar{p} \rangle}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial \langle \bar{v} \rangle}{\partial \bar{r}} + \left(\frac{\bar{v}}{\bar{r}} \right) + \frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{x}} = 0, \quad (6.2)$$

де $\langle \bar{u} \rangle = \frac{\langle u \rangle}{U_0}$, $\langle \bar{v} \rangle = \frac{\langle v \rangle}{U_0}$ – безрозмірні усереднені складові осьової та

радіальної швидкості відповідно (вони включають як турбулентні, достатньо високочастотні, так і вимушені низькочастотні коливання);

U_0 – середнє значення швидкості потоку в трубі;

u', v' – турбулентні пульсації швидкості вздовж вісі та по радіусу;

ν – кінематична в'язкість рідини;

$\langle \bar{p} \rangle = \frac{\langle p \rangle}{p_0}$ – безрозмірний тиск;

p_0 – середній тиск в трубі;

$\bar{t} = \frac{ta}{L}$ – безрозмірний час;

$\bar{r} = \frac{r}{R}$, $\bar{x} = \frac{x}{L}$ – безрозмірні координати по радіусу і вздовж вісі

труби;

$\alpha = \frac{\rho U_0 a}{p_0}$ – приведений опір рідини в трубі;

ρ – густина рідини.

6.4 Для оцінки відносного вкладу кінематичної в'язкості рідини ν та коефіцієнта турбулентної в'язкості ν_T співставляється товщина в'язкого

пристінкового шару $\xi = \frac{30\nu}{u_*}$ та глибину проникнення збурень у глиб

потоку за коливань в'язкого середовища (в ламінарному пристінковому шарі)

$$\delta = \left(\frac{2\nu}{\omega} \right)^{0,5} \quad (6.3)$$

де $u_* = \left(\frac{|\tau_w|}{\rho} \right)^{0,5}$ – динамічна швидкість;

τ_w – дотичне напруження на стінці.

6.5 Для оцінки величини τ_w використовуємо зв'язок цього параметру з коефіцієнтом опору λ :

$$\tau_w = \frac{\lambda \rho U^2}{8}, \quad (6.4)$$

і рівнянням Блязіуса

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (6.5)$$

де U – середня швидкість в перерізі;

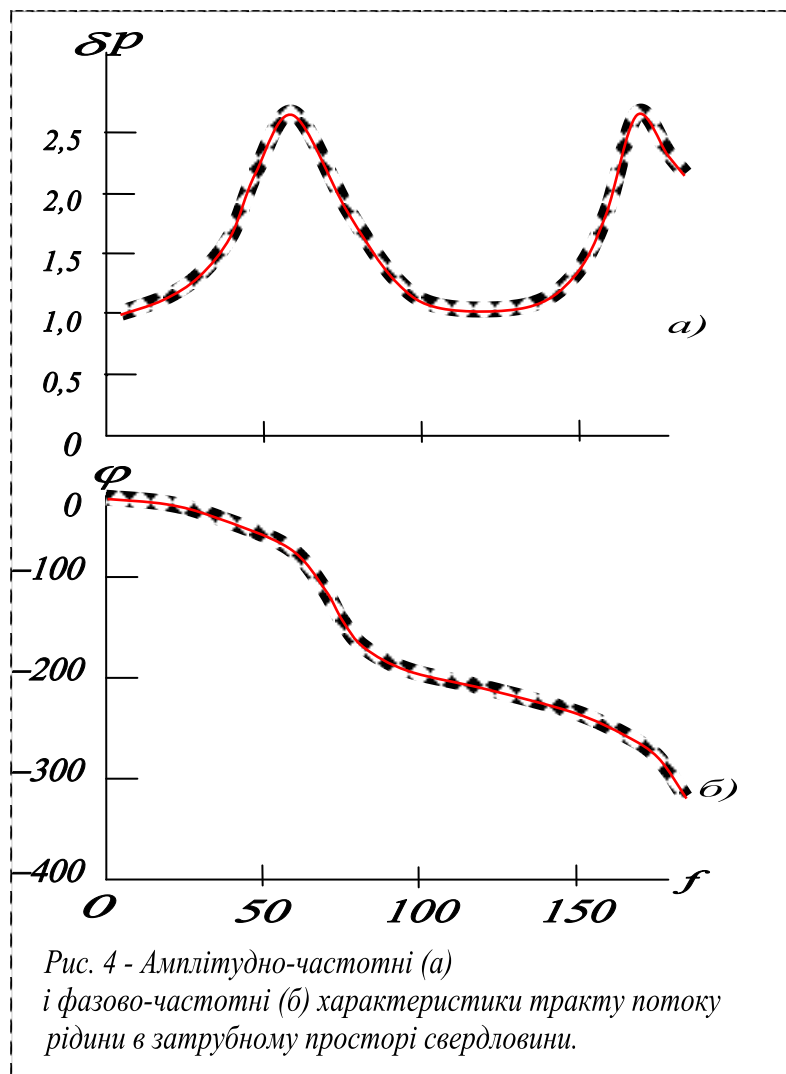
Re – число Рейнольдса.

6.6 До прикладу: Для реальних умов буріння, зокрема $P = 3 \text{ МПа}$; вхідні і вихідні характеристики тракту генератора включають розміри вхідних і вихідних камер генератора, для яких розхід рідини становить $Q = 36 \text{ л/с}$, а співвідношення хвильового опору становило $\frac{2\Delta p_1}{\rho U_0 a} = 2,55$

для полімерної рідини.

На рисунку (4) наведено результат визначення хвильових характеристик тракту (АЧХ) генератора і зсуву фаз між амплітудами коливань (ФЧХ), звідки видно як в залежності від амплітудо-частотних (рис.4. а) та фазово-частотних (рис.4. б) характеристик генератора змінюються енергетичні характеристики потоку в затрубному кільцевому просторі свердловини.

6.7 Властивість генератора: Наявність резонансних піків дає можливість визначити межі таких амплітуд і частот, за яких робочі характеристики генератора будуть давати стійкий турбулентний потік, забезпечуючи ефективну очистку вибою стовбура свердловини під час буріння похило-скерованих і горизонтальних ділянок свердловин.



7 ПРОЕКТУВАННЯ РОЗМІЩЕННЯ ГЕНЕРАТОРІВ ГІДРОАКУСТИЧНИХ КОЛИВАНЬ В КОМПОНОВЦІ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

7.1 Під час буріння похило-скерованих та горизонтальних ділянок свердловини, бурильна колона лягає на нижню стінку стовбура, що унеможливорює доведення ефективного осьового навантаження на долото, ускладнює винесення вибуреної породи на денну поверхню, що підвищує ймовірність прихоплення бурильної колони. Для вирішення даної проблеми запропоновано встановлення гідроакустичних пристроїв в місцях найбільшого «лягання» бурильної колони на стінки свердловини у стовбурі. На рис.5.б зображено схему похило скерованої свердловини з можливими додатковими розміщеннями генераторів гідроакустичних імпульсів.

7.2 У місцях найбільшого викривлення стовбура свердловини додатково встановлюються генератори гідроакустичних імпульсів, що

забезпечує коливні процеси промивальної рідини в затрубному просторі, підтримуючи в рідині наявність стоячих хвиль які призводять до покращення очищення свердловини і винесення вибуреної породи на денну поверхню, а також забезпечує стійкий тонкий кольматаційний шар стінок стовбура свердловини, та запобігає процесам прихоплення бурильної колони у горизонтальних ділянках свердловини.

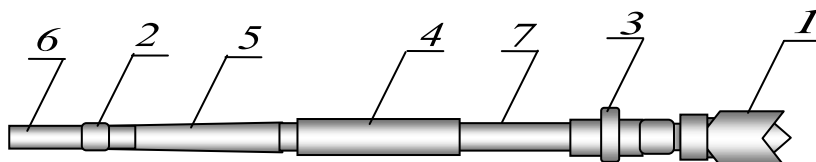


Рис.5.а

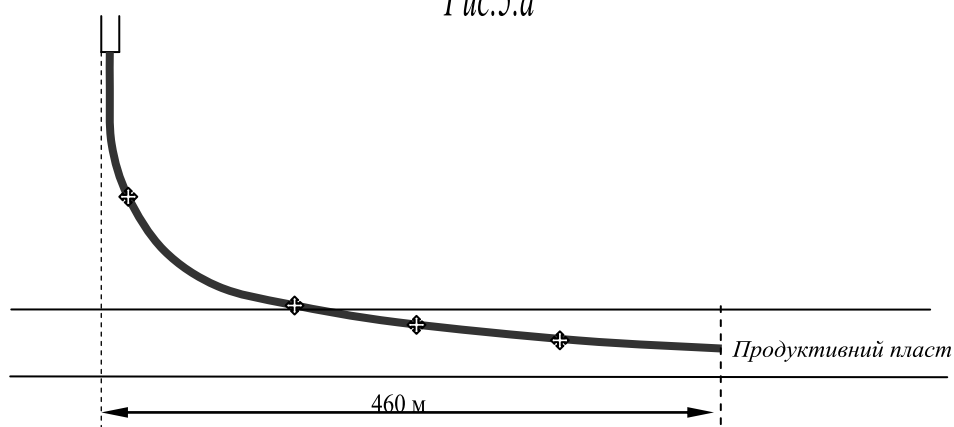


Рис.5.б

7.3 Генератор гідроакустичних імпульсів, що міститься між породоруйнівним інструментом і ГВД, спричинює підвищення енергії пульсуючого потоку промивальної рідини, створюючи потужні гідроакустичні ударні імпульси тиску, які діють безпосередньо на вибій свердловини, забезпечуючи ефективне очищення вибою, а імпульсні поздовжні коливання долота створюють додаткове навантаження на вибій для більш ефективного руйнування породи. Поздовжні коливання нижніх ділянок компоновки зменшують сили тертя бурильних труб і стовбура свердловини.

7.4 На рис.5.а зображено схему загального вигляду компоновки: 1-долото, 2-генератор гідроакустичних імпульсів, 3-ГВД, 4-обважнені бурильні труби, 5-обважнені бурильні труби змінного моменту інерції, 6-бурильні труби, 7-телеметрична система.

7.5 Використання в компоновці низу бурової колони обважнених бурильних труб зі змінним моментом інерції поперечного перерізу [4,5]

створює плавну зміну динамічних складових, що спричинює гасіння поперечних коливань в широкому амплітудо-частотному діапазоні.

7.6 Використання генератора гідроакустичних імпульсів [6] у наддолотній частині компоновки спричинює підвищення енергії пульсуючого потоку промивальної рідини, створюючи потужні гідроакустичні ударні імпульси тиску, які спричинюють поздовжні коливання породоруйнівного інструменту, підвищуючи його енергетичні характеристики в процесі буріння та забезпечують ефективне очищення вибою свердловини.

7.7 Використання гідроакустичних пристроїв між елементами БК забезпечує коливні процеси промивальної рідини в затрубному просторі, підтримуючи в ній наявність стоячих хвиль що призводить до покращення очищення свердловини і винесення породи на денну поверхню [1].

7.8 Віддаль від встановленого генератора між породоруйнівним інструментом та ГВД до розташування наступного генератора гідроакустичних коливань між елементами КНБК в похило скерованій та горизонтальній ділянках бурильної колони обчислюється з розв'язків рівняння:

$$E \cdot I(x) \frac{d^4 \Omega}{dx^4} + \frac{d}{dx} \left[(G - xgm(x) \sin \beta) \frac{d\Omega}{dx} \right] - \\ - \omega^2 (\rho_m - \rho_p) S(x) \Omega = gm(x) \cos \alpha$$

де E – модуль Юнга матеріалу, з якого виготовлені БТ, H/m^2 ;

$I(x)$ – осьовий момент інерції перерізу обважнених бурильних труб зі змінною величиною моменту інерції, m^4 ;

x – координата, що відраховується від нижньої точки на компоновці низу бурильної колони, m ;

Ω – прогин бурової колони в перерізі з координатою x , m ;

G – осьове навантаження на долоті, H ;

$m(x)$ – маса одиниці довжини бурильної колони в промивальній рідині, kg/m ;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

β – азимутальний кут свердловини, $град$;

ω – частота поздовжніх коливань бурильної колони, що визначається як добуток 2π на швидкість обертання породоруйнівного інструменту, за один оберт c^{-1} ;

ρ_m – густина матеріалу, з якого виготовлені БТ, kg/m^3 ;

ρ_p – густина промивальної рідини, $кг/м^3$;

$S(x)$ – площа поперечного перерізу БТ, $м^2$, з граничними умовами:

$$1) \Omega = \begin{cases} 0 \\ \Omega_0, \end{cases} \quad \frac{d^2\Omega}{dx^2} = 0, \text{ для } x = 0$$

де Ω_0 – амплітуда прогину колони на вибої свердловини, $м$;

$$2) \Omega = -\Delta(x), \quad \frac{d\Omega}{dx} = 0, \quad \frac{d^3\Omega}{dx^3} = 0, \text{ в першій точці дотику колони до}$$

стінки свердловини від вибою,

де $\Delta(x) = 0,5(d_c - d_k)$,

d_c – діаметр свердловини, $м$;

d_k – діаметр колони, $м$;

$$3) \Omega|_{x=x_i} = \delta_i, \quad \left. \frac{d^2\Omega}{dx^2} \right|_{x=x_i} = 0 \text{ в місцях } x_i \text{ розміщення генераторів, за}$$

$\delta_i = 0,5(d_c - d_2)$,

де $i = 1, 2, 3 \dots m$,

m – кількість генераторів;

d_2 – діаметр генератора, $м$;

7.9 З метою підвищення очистки вибою свердловини пульсуючим потоком промивальної рідини та створення додаткового осьового навантаження на вибій свердловини пропонується конструкція долота з генератором гідроакустичних коливань [10], що міститься в корпусі долота в центральній осьовій частині промивного каналу, виконаного згідно одного з патентів на корисну модель [7, 8, 9] в залежності від літологічних умов залягання породи, що буриться.

7.10 Конструкція пояснюється графічним зображенням б: 1 – остов; 2 – лопать; 3 – полікристалічні алмазні різці; 4 – клиновидні зовнішні частини різців; 5 – калібрувальні вставки; 6 – перехідник; 7 – генератор гідро коливань.

7.11 Техніко-економічна ефективність відбувається за рахунок того, що потік промивальної рідини, з певними характеристиками швидкості, питомої густини, тиску та енергії, що йде центральним каналом, частково потрапляє у вихрову камеру генератора тороїдально-експоненційної форми для створення гідро коливань.

7.12 Створюючи поздовжні коливання долота система забезпечує підвищення осьового навантаження долота у вибої свердловини, а додаткова енергія потоку промивальної рідини забезпечує краще очищення вибою свердловини, підвищення ефекту Ребіндера в породі, що буриться, та її ефективніше руйнування, що призводить до скорочення часу будівництва нафтогазових глибоких свердловин на родовищах України.

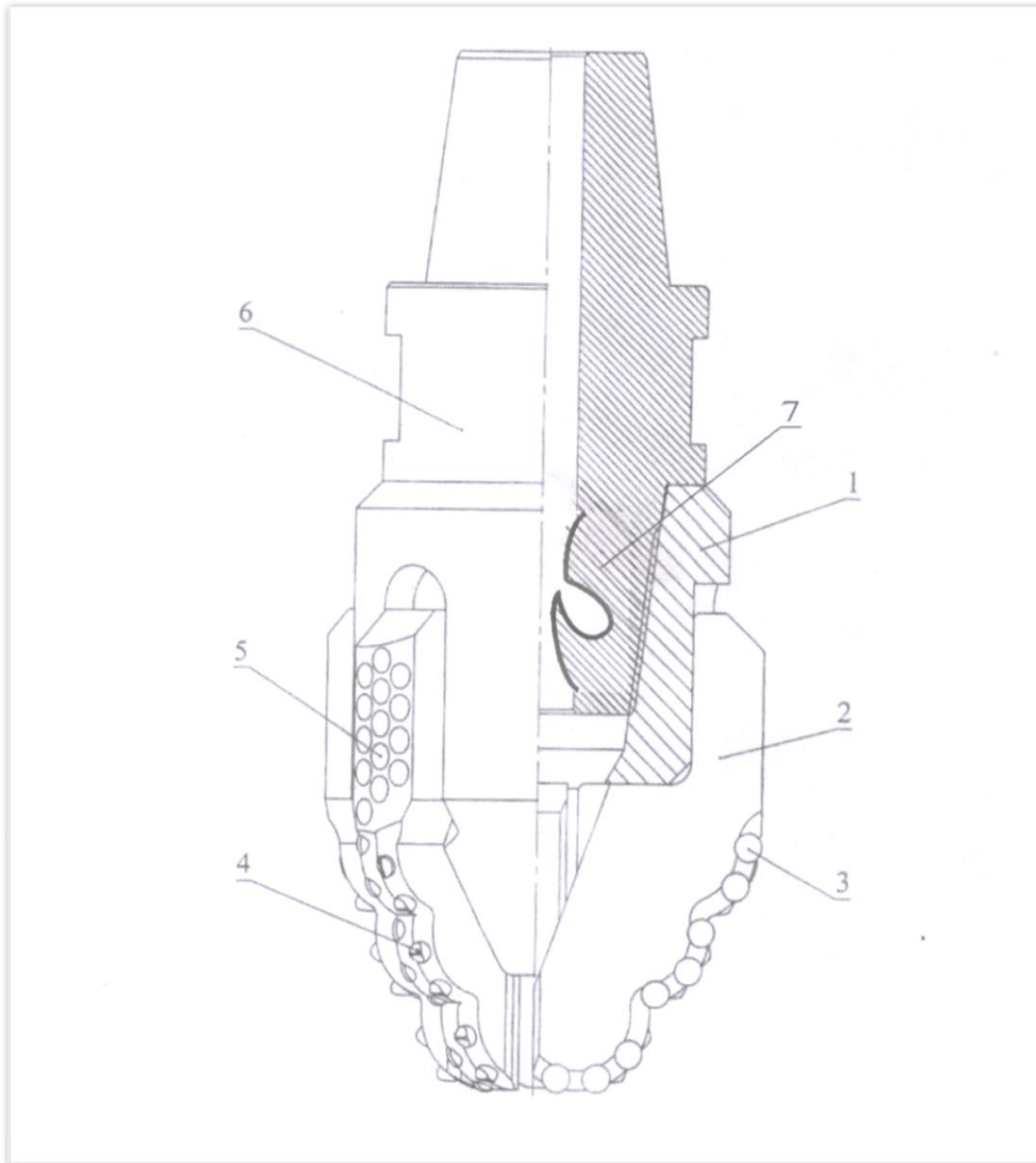


Рисунок 6 Долото з генератором гідро коливань

Властивість конструкції: Така компоновка низу бурильної колони забезпечує доведення ефективного динамічного осьового навантаження на породоруйнівний інструмент та підвищення механічної швидкості буріння, покращує процес винесення вибуреної породи на денну поверхню, забезпечує стійкість стінок стовбура свердловини, запобігає прихопленню,

що в сукупності забезпечує підвищення ефективності бурових робіт. Використання гідроакустичних генераторів спрямованої дії в компоновці низу бурильної колони дає можливість зменшити енергозатрати під час будівництва нафтогазових свердловин.

8 ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГЕНЕРАТОРА ГІДРОАКУСТИЧНИХ КОЛИВАНЬ ДЛЯ ЗАДАНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ

8.1 Проектуванню підлягає камера гідроакустичних коливань дво-, трипелюсткова чи тороїдальна в залежності від гірничо-геологічних умов будівництва свердловини.

8.2 При проектуванні враховуються міцнісні характеристики породи, що буриться, та умови технологічного процесу, що супроводжують будівництво свердловини.

8.3 **Перший етап** – Засобами програмування та за наведеними рівняннями п.6, з врахуванням гірничо-геологічних характеристик родовища та реологічних характеристик бурового розчину проводиться розрахунок амплітудно-частотного діапазону генератора.

8.4 За отриманими графічними залежностями проводиться підбір геометричних параметрів генератора згідно п.4.

8.5 Для генератора, необхідного для даних експлуатаційних умов, визначаються основні характеристики такі як R_k - радіус закручування потоку; L_k - довжина камери; L_c - звужена вихідна ділянка; R_c - вихідний радіус, які будуть задовольняти співвідношення рівнянь п.3.

8.5 **Другий етап** – визначення відповідності геометричних параметрів генератора і отримваному частотному діапазону коливанням швидкості і тиску в довільному перерізі свердловини.

Для цього у розрахунковій програмі для аналізу розподілу амплітуд варіацій швидкості і тиску по довжині свердловини, вводиться середня за перерізом амплітуда варіації швидкості, що визначає розподіл амплітуд коливань середньої швидкості по довжині свердловини:

$$\frac{d^2 \delta \bar{U}_a}{d\bar{x}^2} - \beta^2 \bar{\omega}^2 \delta \bar{U}_a = 0. \quad (8.1)$$

Оскільки, корені цього характеристичного рівняння дорівнюють величині $\pm \beta \bar{\omega}$, його розв'язок має вигляд:

$$\delta\bar{U}_a = Ce^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} + De^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})}. \quad (8.2)$$

а розв'язок для амплітуди варіації тиску:

$$\delta\bar{p}_a = i\beta\alpha \left[Ce^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} - De^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})} \right]. \quad (8.3)$$

Для визначення констант C та D формулюються граничні умови для вибою та устя свердловини:

$$\bar{x} = 0; \quad \delta\bar{p}_a = \Psi_0\delta\bar{U}_a + \gamma_0\delta\bar{y}_0, \quad (8.4)$$

$$\bar{x} = 1; \quad \delta\bar{p}_a = \Psi_1\delta\bar{U}_a + \gamma_1\delta\bar{y}_1, \quad (8.5)$$

де Ψ_0, Ψ_1 – відповідно вхідний та вихідний імпеданси;

γ_0, γ_1 – коефіцієнти підсилення для зовнішніх збурень на вході $\delta\bar{y}_0$ і на виході $\delta\bar{y}_1$ потоку.

Підстановка розв'язків (8.2) і (8.3) в граничні умови (8.4) та (8.5) дає можливість визначити коефіцієнти C та D , після чого віднаходяться співвідношення, що зв'язують коливання швидкості і тиску в довільному перерізі свердловини за відомої частоти коливань:

$$\begin{aligned} \delta\bar{U}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = & \left(\frac{\gamma_1}{B} \right) \left[(\alpha_n - \Psi_0)e^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} + (\alpha_n + \Psi_0)e^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})} \right] \delta\bar{y}_1 - \\ & - \left(\frac{\gamma_0}{B} \right) \left\{ (\alpha_n + \Psi_1)e^{[\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} + (\alpha_n - \Psi_1)e^{[-\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} \right\} \delta\bar{y}_0; \end{aligned} \quad (8.6)$$

$$\begin{aligned} \delta\bar{p}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = & \left(\frac{\alpha_n\gamma_1}{B} \right) \left[(\alpha_n + \Psi_0)e^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})} - (\alpha_n - \Psi_0)e^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} \right] \delta\bar{y}_1 - \\ & - \left(\frac{\alpha_n\gamma_0}{B} \right) \left\{ (\alpha_n + \Psi_1)e^{[\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} - (\alpha_n - \Psi_1)e^{[-\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} \right\} \delta\bar{y}_0; \end{aligned} \quad (8.7)$$

де $B = (\alpha_n + \Psi_0)(\alpha_n - \Psi_1)e^{(-\beta\bar{\omega})} - (\alpha_n - \Psi_0)(\alpha_n + \Psi_1)e^{(\beta\bar{\omega})}$;

$\alpha_n = -i\alpha\beta$ – приведений хвильовий опір.

Рівняння (8.6) та (8.7) дають можливість визначити хвильові характеристики турбулентного потоку рідини в кільцевому каналі затрубного простору в свердловині за стійкого обертового-поступального руху бурильної колони.

8.6 Третій етап - зіставляючи отримані засобами програмування результати у вигляді графічних залежностей за п.п 8.3÷8.5, обираємо

кінцеві параметри камери генератора, які в повній мірі забезпечать максимальний результат елементів гідродинамічних пристроїв що в комплексі з компоновкою низу бурильної колони забезпечує можливість керування технологічним процесом буріння з врахуванням геологічних умов родовищ.

9 ДОДАТКИ

Таблиця 1

Вплив відносної довжини камери закручування на характеристики ВГК з відкритим соплом

\bar{L}_k	A=16			A=24			A=32		
	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>W</i>	<i>f</i>	η
<i>мм</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%
4	64,62	4280	3,31	38,9	4100	4,35	–	–	–
5,2							21,73	3740	4,13
8	58,51	4240	3	36,76	3960	4,11	19	3670	3,35
12	45,13	4200	2,31	34,48	3820	3,86	8,3	3500	1,65
16	43,68	4160	2,24	26,34	3710	2,95	4,1	3320	0,9

Таблиця 2

Характеристики ВГК з відкритим виходом

$\Delta P \times 10^5$ Н/м ²	A=16				A=24				A=32			
	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>f</i>	η
	<i>л/с</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>л/с</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>л/с</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%
0,24	15,95	2	2610	0,76	7,4	0,5	2470	0,41	–	–	–	–
0,49	25,24	13,84	3340	1,88	11,8	5,73	3260	1,67	7	1,49	2830	0,73
0,74	33,51	53,32	3920	4,02	–	–	–	–	9	5,9	3340	1,67
0,98	40,83	64,62	4280	3,31	18,7	38,9	4100	4,35	11	21,73	3740	4,13
1,47	60,82	76,58	4860	2,02	25	44,52	4600	2,85	–	–	–	–
1,96	–	–	–	–	31,2	64,63	4900	2,88	17,8	48,29	4460	3,76
2,42	–	–	–	–	37	84,67	5180	2,8	–	–	–	–
2,94	–	–	–	–	–	–	–	–	24,2	73,78	4860	3,78

Таблиця 3

Характеристики ВГК зі звуженим вихідним каналом

$\Delta P \times 10^5$ (Па)	A=4; L=3,25				A=16; L=3,25				A=24; L=4,7			
	G $\times 10^{-4}$ (м ³ /с)	W (квт)	f (гц)	η (%)	G $\times 10^{-4}$ (м ³ /с)	W (квт)	f (гц)	η (%)	G $\times 10^{-4}$ (м ³ /с)	W (квт)	f (гц)	η (%)
0,242	9,15	0,69	60,00	5,9	4,5	0,28	52,50	4,7	2,8	0,033	40,30	10
0,49	14,16	5,02	89,80	5,2	7,8	2,48	70,50	4,2	5	0,415	55,50	3,5
0,735	18,6	3,74	113,00	6,4	10,4	4,43	83,00	3,6	6,8	2	65,80	9,2
0,98	22,6	4,34	133,00	5,1	12,6	4,95	92,50	3,5	8,4	5,32	74,30	6,37

9 БІБЛІОГРАФІЯ

1 Чернова М.Є. Динаміка гідроакустичних коливань у затопленій струміні затрубного простору бурильної колони /Чернова М.Є.// Науковий вісник . – 2013. - № 1 (34). – С 82-88.

2 Чернова М.Є. Генерація віброколивань у процесі буріння свердловин /Чернова М.Є.// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. - №3. – С.112-121.

3 Chernova M. Nature oscillatory processes in drilling oil and gas wells / Chernova M. // INNOVATIVE VIEWS OF YOUNG SCIENTISTS – 2016. – Vol 5, №2(2). – P.53-61.

4 Пат. 76003 України МПК E21B 17/00 Обважнена бурильна труба /Чернов Б.О., Чернова М.Є. заявники і патентовласники Чернов Б.О., Чернова М.Є. №u201205472, заявл. 03.05.2012, опубл. 25.12.2012. Бюл.№24.

5 А.С.№1629460

6 Пат. 63187 України МПК E21B 28/00 Генератор гідроакустичних імпульсів /Чернов Б.О., Чернова М.Є., Ільків І.М., [та ін.]; заявник і патентовласник Чернов Б.О. №u201105983, заявл. 13.05.2011; опубл. 26.09.2011, Бюл. №18.

7 Пат. 58651 України МПК E21B 43/25 Генератор гідравлічних імпульсів /Яворський В.М., Чернова М.Є., Чернов Б.О. [та ін.]; заявник і патентовласник Чернов Б.О. №u201009206, заявл. 22. 07.2010, опубл. 26.04.2011. Бюл. №8.

8 Пат. 59346 України МПК E21B 17/02, E21B 17/042 Генератор гідроакустичних імпульсів /Чернов Б.О., Чернова М.Є., Западнюк М.М. [та ін.]; заявник і патентовласник Чернов Б.О. №u201108315, заявл. 13. 05.2011, опубл. 25.08.2011. Бюл. №5.

9 Пат. 115886 України МПК E21B 7/08 Компоновка низу бурильної колони /Чернова М.Є. заявник і патентовласник Чернова М.Є. №u201612598, заявл. 09.12.2016, опубл. 25.04.2017. Бюл. №8.

10 Пат №117435 України МПК E21B 10/18 Долото з генератором гідроколивань /Чернова М.Є. заявник і патентовласник Чернова М.Є. №u201700481, заявл. 18.01.2017, опубл. 26.06.2017 Бюл. №12.

11. Чернова М.Є. Генерація віброколивань у процесі буріння свердловин /М.Є. Чернова// НТЖ «Науковий вісник». - 2012 р. №3 (33). - С.112-121.

12 Чернова М.Є. Динаміка гідроакустичних коливань у затопленій струміні затрубного простору бурильної колони /М.Є. Чернова//

Всеукраїнський науково-технічний журнал «Науковий вісник». – 2013 р. №1 (34). - С.82-88.

13 Чернова М.Є. Вплив низькочастотних коливань на динаміку бурильної колони / М.Є. Чернова, М.О. Бігун // Зб. наук. праць «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст. ім. В.Н.Бакуля. - 2013 р. Вип.16. - С.197-201.

14 Кунцяк Я.В. Дослідження механізму коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії / Я.В. Кунцяк, М.Є. Чернова, М.Б. Бігун // Збірник наукових праць НАНУ ІНМ ім. В.Н.Бакуля «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения». – 2014. Вип. 17. - С 160-166.

15. Чернова М.Є. Дослідження гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини під час буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин /М.Є. Чернова// НТЖ «Науковий вісник». - 2014 р. №1(36). – С.48-52.

16. Кунцяк Я.В. Управління динамікою роботи компоновки низу бурильної колони /Я.В. Кунцяк, М.Є. Чернова, Р.Я. Кунцяк, М.Б. Бігун// Збірник наукових праць «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАНУ ІНМ ім. В.Н.Бакуля . – 2015 р. Вип. 18. - С 58-63.

17. Чернова М.Є. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура глибоких свердловин /М.Є. Чернова, Я.В. Кунцяк// Збірник наукових праць «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАНУ ІНМ ім. В.Н.Бакуля. – 2017. Вип. 20. - С 63-70.

18 Чернова М.Є. Механізм коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії / М.Є. Чернова, Я.В. Кунцяк, Б.В. Долішній, В.Б. Гевик, М.Б. Бігун // Международное периодическое научное издание «Мир науки и инноваций» Иваново. -2015.-Вып.1, т.4, С.22-27.

19. Чернова М.Є. Фізична суть коливних процесів у бурінні нафтогазових свердловин /М.Є. Чернова// Международное периодическое научное издание «Научный взгляд в будущее». - 2016. Иваново, вып. 2(2), том 5. - С. 53-61.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ,
доктор технічних наук, професор

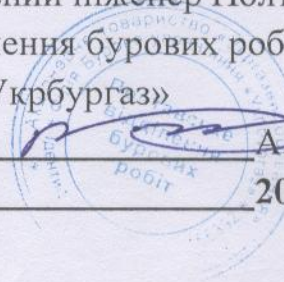


Г.І.Чудик

2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер Полтавського
відділення бурових робіт
БУ «Укрбургаз»



А.І.Василик

« »

2019 р..

А К Т

передачі для впровадження інструкції із забезпечення підвищення динамічного навантаження на долото, покращення очищення вибою свердловини під час буріння глибоких, ПС та ГС ділянок стовбура свердловин

Комісія у складі представників БУ «Укрбургаз» та Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) склали цей акт про те, що ІФНТУНГ передав БУ «Укрбургаз» для впровадження «Інструкцію із забезпечення підвищення динамічного навантаження на долото, покращення очищення вибою свердловини під час буріння глибоких, ПС та ГС ділянок стовбура свердловин». Інструкція розроблена в ІФНТУНГ під час виконання дисертаційної роботи Чернової Мирослави Євгеніївни на тему «Розвиток наукових основ підвищення ефективності буріння глибоких, похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловин (Для умов нафтогазових родовищ України)» на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.15.10 – Буріння свердловин. Науковий керівник: доктор технічних наук Я.В.Кунцяк.

Використання технічних засобів і методик для отримання конструкції генераторів гідроакустичних коливань із забезпечення підвищення динамічного навантаження на долото, покращення очищення вибою свердловини та запобігання явищ прихоплення в похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура свердловини і ефективнішого доведення осевого навантаження у вибій свердловини буде проводитись на основі узгодження додаткових спільних рішень, оформлених відповідними протоколами.

Від ІФНТУНГ:

Доктор технічних наук

_____ Я.В.Кунцяк

Кандидат технічних наук, доцент

_____ М.Є.Чернова

Від БУ «Укрбургаз»

Головний інженер

Полтавського відділення

_____ А.І.Василик

БУ «Укрбургаз»

ЗАТВЕРДЖЕНО

Головний інженер

БУ «Укрбургаз»

 А.І.Василик

« »

2019

**ІНСТРУКЦІЯ
З ОТРИМАННЯ ПОЛІМЕРНОГО ПОКРИТТЯ
ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ
ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ ЯВИЩ ПРИХОПЛЕННЯ
В ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ
ДІЛЯНКАХ СТОВБУРА СВЕРДЛОВИНИ**

ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ, доктор технічних наук,
професор


І.І.Чудик
« » 2019 р.

2019

КЕРІВНИЙ ДОКУМЕНТ

1. РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

Я.В.Кунцяк – доктор технічних наук, генеральний директор ПрАТ «КБ бурового інструменту» - керівник розробки;

М.Є.Чернова – доцент, кандидат технічних наук.

2. ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

3. ВВОДИТЬСЯ ВПЕРШЕ

Право власності на цей документ належить ПрАТ «КБ бурового інструменту».

Відтворення, тиражування і розповсюдження його повністю чи частково на довільних носіях інформації без дозволу заборонено

З М І С Т

1	Загальні положення.....	4
2	Конструкція та принцип дії генераторів гідроколивачь.....	5
3	Основні розрахункові залежності, що описують утворення гідроколивачь у генеруючій камері.....	6
4	Підбір параметрів генератора.....	8
5	Аналіз параметрів генератора гідроакустичних імпульсів.....	9
6	Проектування застосування генераторів гідроакустичних імпульсів для заданих експлуатаційних умов.....	10
7	Проектування розміщення генераторів гідроакустичних коливачь в компоновці низу бурильної колони.....	13
8	Проектування конструкції генератора гідроакустичних коливачь для заданих експлуатаційних умов.....	18
9	Додатки.....	21
10	Бібліографія.....	23

І ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Дана інструкція встановлює умови і правила проектування, виготовлення та застосування генераторів гідроакустичних коливань.

1.2 Метою створення і застосування генераторів гідроколивань є зведення до мінімуму негативного впливу низькочастотних коливань бурильної колони, які виникають під час буріння свердловини, через що енергія, що йде на підтримання вимушеного коливного процесу буде спрямована на руйнування гірської породи.

1.3 Під час руйнування гірської породи породоруйнівним інструментом, у бурильній колоні виникають високочастотні та низькочастотні коливні процеси, що стало причиною появи всеможливих наддолотних амортизаторів, які у кожному конкретному випадку виконували роль фільтрів у вузькому діапазоні частот і не гасили широкий спектр низькочастотних коливань, що збурювалися в бурильній колоні, яка є складною механічною системою.

1.4 Розроблені пристрої генераторів гідроколивань дають можливість керувати динамікою бурильної колони. Це досягається за рахунок утворення стаціонарних гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини в затрубному просторі свердловини.

1.5 Формування стійкого стаціонарного потоку руху промивальної рідини в кільцевому каналі затрубного простору похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловини [1] забезпечується енергією самого потоку, енергетичні характеристики якого залежать від конструкції та технічних характеристик гідроакустичного генератора, що включається у компоновку низу бурильної колони.

1.6 Запропоновані розробки вирішують проблему ефективності доведення осьового навантаження породоруйнівним інструментом у вибій свердловини.

1.7 Застосування цих розробок забезпечує в комплексі з компоновкою низу бурильної колони підвищення швидкості проведення бурових робіт (скорочення часу буріння на 25-40%), більш якісне очищення стовбура свердловини як в похило-скерованих, так і в горизонтальних ділянках свердловин за рахунок фізичних хвильових процесів, які забезпечують тривале перебування твердої фракції у зваженому стані та її спрямований рух у напрямку винесення на денну поверхню [2]. Водночас унеможливується процес залипання дрібної фракції на стінках обсадних колон. Важливим є також і те, що використання розроблених пристроїв за

певних технологічних параметрів забезпечує утворення кольматційного шару малої товщини.

2 КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП ДІЇ ГЕНЕРАТОРІВ ГІДРОКОЛИВАНЬ

2.1 Схема камери генератора гідроколивань наведена на рис. 1

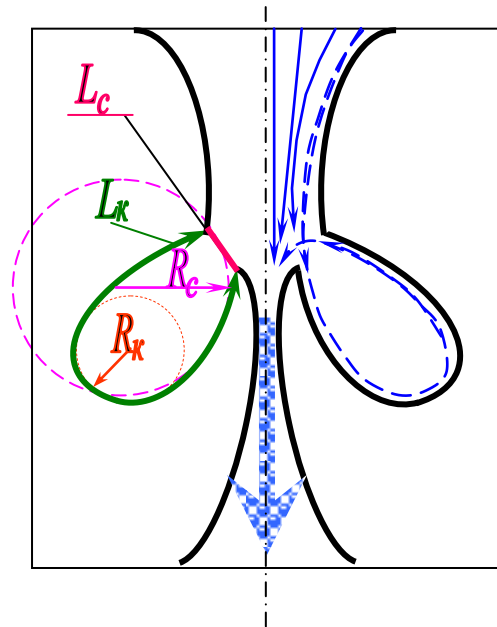


Рис. 1 - Схема торіодальної вихрової камери генератора коливань спрямованої дії

R_k - радіус закручування потоку;

L_k - довжина камери;

L_c - звужена вихідна ділянка;

R_c - вихідний радіус.

2.2 На рис.1 схематично зображена торіодальна камера закручування потоку, фізична суть процесу полягає у тому, що камера закручування характеризується радіусом закручування R_k , довжиною камери L_k , звуженою вихідною ділянкою L_c та вихідним радіусом R_c куди через тангенціальні канали потрапляє робоча рідина.

2.3 Рух рідини в камері супроводжується утворенням складної структури, що складається з двох обертово-поступальних потоків [3]. По периферії камери рухається так званий первинний вихор, що має в поперечному перерізі форму кільця із зовнішнім радіусом R_c та внутрішнім – r_m . Центральну область займає вторинний вихор, що

утворюється у наслідок залучення в рух первинним потоком рідини з навколишнього середовища.

2.4 Тангенціальна складова швидкості вторинного вихору \mathcal{G} підпорядковується обертовому рухові твердого тіла:

$$\frac{\mathcal{G}}{r} = const \quad (2.1)$$

де r – поточний радіус вихору;

поступальна ж складова на межі з первинним вихором має однаковий з ним напрям, а поблизу осі – протилежний.

2.5 У тому випадку, коли густина рідини у вторинному вихорі стає значно меншою ніж густина у первинному (наприклад витікання води в повітря), течія, як правило залишається стійкою.

2.6 Затоплена ж струмина за певних умов втрачає свою стійкість: в камері закручування виникають інтенсивні періодичні пульсації швидкості і тиску, які розповсюджуються в навколишнє середовище у вигляді хвиль.

2.7 Механізм цього явища полягає у тому, що коливання тиску δP зароджуються у порожнині вихрової камери генератора у наслідок періодичних пульсацій швидкості $\delta \mathcal{G}$ в первинному потоці. Це спричинюється регулярними змінами форми поперечного перерізу первинного потоку вторинним вихором, який одночасно з обертовим рухом навколо власної вісі виконує прецесійний рух навколо осі камери закручування.

3 ОСНОВНІ РОЗРАХУНКОВІ ЗАЛЕЖНОСТІ, ЩО ОПИСУЮТЬ УТВОРЕННЯ ГІДРОКОЛИВАНЬ У ГЕНЕРУЮЧІЙ КАМЕРІ

3.1 Первинний вихор в якому швидкість і тиск є функціями часу і кута повороту потоку, що виходить з генератора, випромінює у навколишнє середовище коливання так само як це робило б дипольне джерело що обертається.

3.2 Розвиток прецесії вторинного вихору стає можливим лише тоді, коли розподіл в ньому обертової складової швидкості у тій чи іншій мірі відповідає закону обертання твердого тіла, тобто виконується рівняння (2.1). У цьому випадку кількість обертової енергії, що передається від первинного вихору до вторинного, стає настільки значною, що частина її перетворюється в енергію поперечних коливань.

3.3 Якщо з якихось причин (до прикладу мале значення L_k) вторинний вихор не встигає в межах камери набути обертового руху по всьому поперечному перерізу, то прецесійний рух через мале значення збурюючих сил поперечного зміщення не зможе бути зреалізованим.

3.4 Умови, які є необхідними для виникнення і передачі коливань зводяться до наступних:

- a) однакова або близька за фізичною суттю природа робочого тіла (потoku в камері) і навколишнього середовища;
- b) певна мінімальна довжина камери закручування L_k , достатня для формування вторинного вихору, який обертатиметься за законом обертового руху твердого тіла.

3.5 Хвильові характеристики генератора можуть розраховуватися з відкритим виходом, та з прикритим виходом. Ступінь прикриття обчислюється співвідношенням

$$C = \frac{R_c}{R_k}, \quad (3.1)$$

відносна довжина звуженої ділянки камери: $\bar{L}_c = \frac{L_c}{2R_k}$.

3.6 Конструкція генератора змінювалася методом математичного моделювання, описана в роботі [3]. Зміни стосувалися ступеня закручування потоку, який характеризується геометричним параметром A ($A = 2; 4; 8; 16\dots$) та відносної довжини камери закручування \bar{L}_k :

$$\bar{L}_k = \frac{L_k}{2R_c}. \quad (3.2)$$

яка змінювалася в межах $L_k = 2 \div 5$. Величина параметру A визначається співвідношенням:

$$A = \frac{RR_c}{nr_{gx}^2}, \quad (3.3)$$

де n – кількість вхідних тангенціальних каналів;
 r – їх радіус.

3.7 Повинна існувати деяка мінімальна довжина вихрової камери L_{\min} , оскільки за умови $L_k < L_{\min}$, вторинний вихор не зможе набути квазітвердого обертового руху, а, відповідно, коливання не виникнуть.

3.8 Варіації ступеня закручування потоку можуть бути у достатньо широкому діапазоні. Параметр A змінюється в межах $1,75 \div 20$. Величина \bar{L}_k змінюється дуже плавно від 0 до 10, за цих умов $R_k \leq R_c$ до межі 8 мм.

3.9 Існує «мінімальна» довжина L_{\min} , а її величина залежить від геометричного параметра A .

3.10 Зі збільшенням величини L_k інтенсивність коливань зростає, досягаючи максимального значення за деякої довжини $L_k = L_{opt}$, після чого зменшується.

3.11 Відносна величина

$$\bar{L}_{opt} = \frac{L_k}{2R_c} \quad (3.4)$$

визначається головним чином значенням геометричного параметру A і практично не залежить від об'ємного розходу камери.

4 ПІДБІР ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРА

4.1 Максимум випромінювання залежить від особливостей гідродинамічної взаємодії вихорів, інтенсивність випромінювання залежить від довжини камери і ступеню закручування первинного вихору.

4.2 В табл. 1, 2, 3 (в додатку) наведено хвильові характеристики генератора з параболічною формою камери: потужність хвильового випромінювання $W_{xв}$, частота випромінювання f , хвильовий коефіцієнт корисної дії $\eta_{xв}$, який визначався співвідношенням хвильової потужності і потужності адіабатичного стиску потоку в камері.

4.3 Хвильова потужність зростає пропорційно до об'ємного розходу рідини G , що проходить через генератор. Аналіз даних, наведених у табл. 2 (в додатку) свідчить, що швидкість зростання потужності суттєво спадає за умови переходу перепаду тиску на ВГК ΔP через деяке надкритичне значення, що становить 1 МПа. З цієї ж причини хвильовий к.к.д. ($\eta_{xв}$) характеризується чітко вираженим максимумом саме в області критичного перепаду тиску.

4.4 Генератори з суттєво звуженими вихідними каналами дають можливість підвищувати частоту випромінюваних коливань до 150 Гц і більше, але при цьому значно спадає хвильова потужність і к.к.д ВГК (табл.3 (додаток)).

4.5 Підвищення частоти пояснюється тим, що за умови звуження вихідного каналу камери значно зростає тангенціальна складова швидкості в потенціальному первинному вихорі, а це у свою чергу збільшує швидкість прецесії вторинного вихору.

4.6 У той же час підвищений рівень швидкості поряд зі збільшеним розміром пристінкового шару ($\delta = \frac{l}{\sqrt{Re}}$ – під час переходу в пристінковому шарі ламінарного режиму течії у турбулентний – різко зростає опір рухові) спричинює ріст втрат на тертя об стінки камери, через що спадає $\eta_{x\delta}$.

4.7 Абсолютне ж значення $W_{x\delta}$, за умови звуження вихідного отвору камери, зменшується в основному через зменшення об'ємних витрат рідини, що проходить через генератор.

4.8 У генераторів з прикритим виходом камери ($C = 2$) зміна відносних довжин камери закручування і вихідного отвору в межах $1 \div 3$ калібрів не виявляє суттєвого впливу на величину $W_{x\delta}$, а частота коливань неперервно спадає з ростом L_k і \bar{L}_c .

5 АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРА ГІДРОАКУСТИЧНИХ ІМПУЛЬСІВ

5.1 Максимум випромінювання залежить від особливостей гідродинамічної взаємодії вихорів, інтенсивність випромінювання залежить від довжини камери і ступеню закручування первинного вихору. Це підтверджується однозначним взаємозв'язком ступеня розрідженості в приосьовій області генератора з інтенсивністю випромінювання. Як видно з рис. 2 в межах оптимальної генерації коливань спостерігається мінімум тиску на осі камери, який в першу чергу залежить від інтенсивності взаємодії вихорів.

5.2 З підвищенням ступеня закручування зростають відносні величини тангенціальних складових швидкості і поперечного розміру вторинного вихору. Тому для набуття квазітвердого обертового руху йому є необхідною більша довжина камери закручування. Цим пояснюється неперервний ріст величин \bar{L}_{\min} та \bar{L}_{opt} зі збільшенням геометричного параметру A (рис. 3).

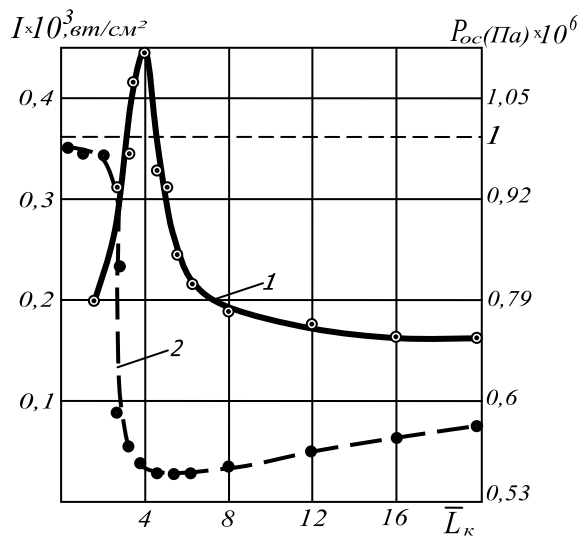


Рисунок 2 - Залежність інтенсивності коливань I (1) та тиску P (2) на осі камери від відносної довжини камери закручування

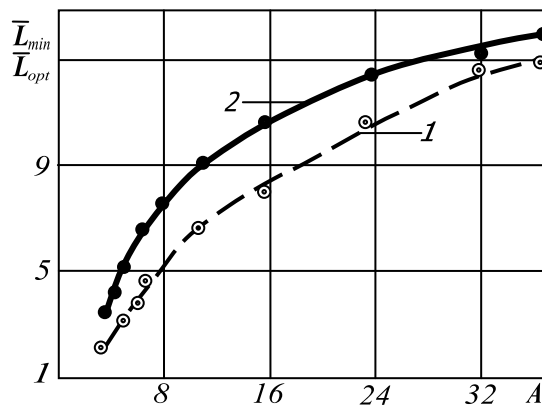


Рисунок 3 - Залежність мінімальної (1) та максимальної (2) довжини камери закручування від параметра A

6 ПРОЕКТУВАННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ГЕНЕРАТОРІВ ГІДРОАКУСТИЧНИХ ІМПУЛЬСІВ ДЛЯ ЗАДАНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ

6.1 Проектуванню підлягає конструкція камери генератора в залежності від необхідності вихідних параметрів генерації частотно-амплітудного діапазону коливних процесів.

6.2 При проектуванні використовується математична модель, що базується на характеристиках потоку із застосуванням гідродинамічних пристроїв, що містяться в компоновці низу бурильної колони найбільш

повно описуються амплітудно-частотними (АЧХ) та фазово-частотними характеристиками (ФЧХ) [9].

6.3 Безрозмірні рівняння руху та неперервності потоку мають вигляд:

$$\frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{t}} = \left(\frac{L}{\bar{r} R^2 a} \right) \partial \left\{ \bar{r} \left[\left(\frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{r}} \right) \nu - \left(\frac{R}{g_0} \right) \langle u' v' \rangle \right] \right\} \partial \bar{r} - \left(\frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial \langle \bar{p} \rangle}{\partial \bar{x}}, \quad (6.1)$$

$$\left(\frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial \langle \bar{p} \rangle}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial \langle \bar{v} \rangle}{\partial \bar{r}} + \left(\frac{\bar{v}}{\bar{r}} \right) + \frac{\partial \langle \bar{u} \rangle}{\partial \bar{x}} = 0, \quad (6.2)$$

де $\langle \bar{u} \rangle = \frac{\langle u \rangle}{U_0}$, $\langle \bar{v} \rangle = \frac{\langle v \rangle}{U_0}$ – безрозмірні усереднені складові осьової та радіальної швидкості відповідно (вони включають як турбулентні, достатньо високочастотні, так і вимушені низькочастотні коливання);

U_0 – середнє значення швидкості потоку в трубі;

u', v' – турбулентні пульсації швидкості вздовж вісі та по радіусу;

ν – кінематична в'язкість рідини;

$\langle \bar{p} \rangle = \frac{\langle p \rangle}{p_0}$ – безрозмірний тиск;

p_0 – середній тиск в трубі;

$\bar{t} = \frac{ta}{L}$ – безрозмірний час;

$\bar{r} = \frac{r}{R}$, $\bar{x} = \frac{x}{L}$ – безрозмірні координати по радіусу і вздовж вісі

труби;

$\alpha = \frac{\rho U_0 a}{p_0}$ – приведений опір рідини в трубі;

ρ – густина рідини.

6.4 Для оцінки відносного вкладу кінематичної в'язкості рідини ν та коефіцієнта турбулентної в'язкості ν_T співставляється товщина в'язкого

пристінкового шару $\xi = \frac{30\nu}{u_*}$ та глибину проникнення збурень у глиб

потоку за коливань в'язкого середовища (в ламінарному пристінковому шарі)

$$\delta = \left(\frac{2\nu}{\omega} \right)^{0,5} \quad (6.3)$$

де $u_* = \left(\frac{|\tau_w|}{\rho} \right)^{0,5}$ – динамічна швидкість;

τ_w – дотичне напруження на стінці.

6.5 Для оцінки величини τ_w використовуємо зв'язок цього параметру з коефіцієнтом опору λ :

$$\tau_w = \frac{\lambda \rho U^2}{8}, \quad (6.4)$$

і рівнянням Блязіуса

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (6.5)$$

де U – середня швидкість в перерізі;

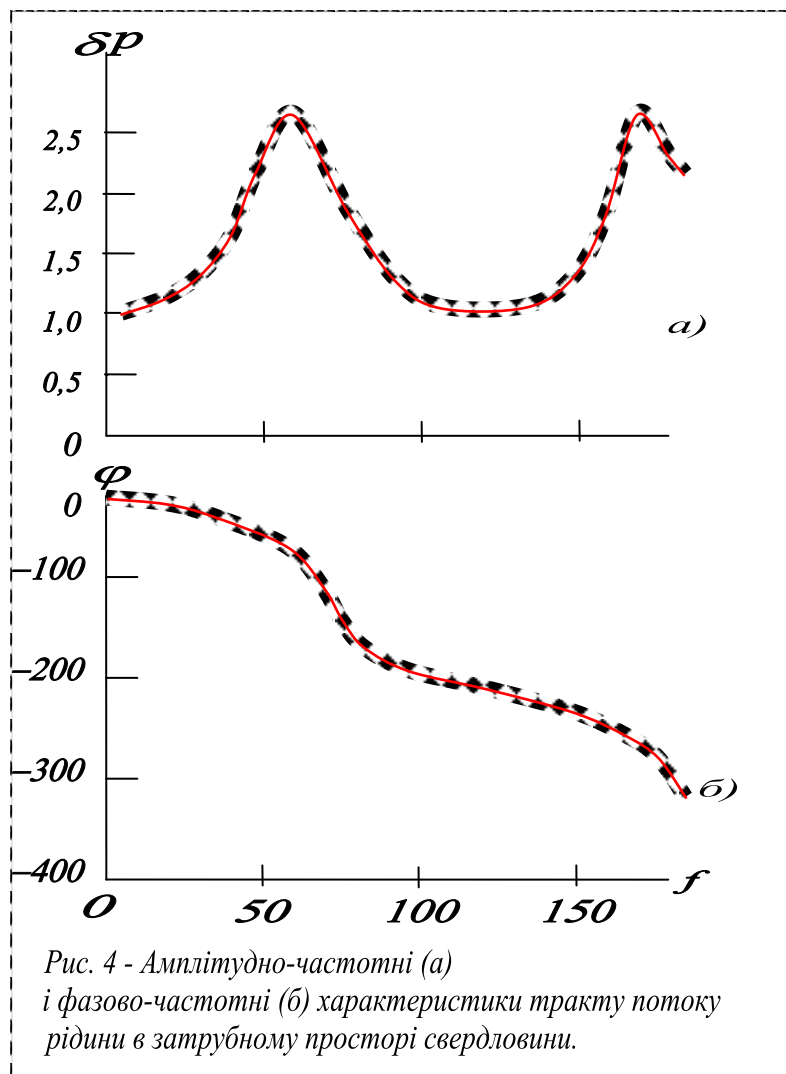
Re – число Рейнольдса.

6.6 До прикладу: Для реальних умов буріння, зокрема $P = 3 \text{ МПа}$; вхідні і вихідні характеристики тракту генератора включають розміри вхідних і вихідних камер генератора, для яких розхід рідини становить $Q = 36 \text{ л/с}$, а співвідношення хвильового опору становило $\frac{2\Delta p_1}{\rho U_0 a} = 2,55$

для полімерної рідини.

На рисунку (4) наведено результат визначення хвильових характеристик тракту (АЧХ) генератора і зсуву фаз між амплітудами коливань (ФЧХ), звідки видно як в залежності від амплітудо-частотних (рис.4. а) та фазово-частотних (рис.4. б) характеристик генератора змінюються енергетичні характеристики потоку в затрубному кільцевому просторі свердловини.

6.7 Властивість генератора: Наявність резонансних піків дає можливість визначити межі таких амплітуд і частот, за яких робочі характеристики генератора будуть давати стійкий турбулентний потік, забезпечуючи ефективну очистку вибою стовбура свердловини під час буріння похило-скерованих і горизонтальних ділянок свердловин.



7 ПРОЕКТУВАННЯ РОЗМІЩЕННЯ ГЕНЕРАТОРІВ ГІДРОАКУСТИЧНИХ КОЛИВАНЬ В КОМПОНОВЦІ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

7.1 Під час буріння похило-скерованих та горизонтальних ділянок свердловини, бурильна колона лягає на нижню стінку стовбура, що унеможливорює доведення ефективного осьового навантаження на долото, ускладнює винесення вибуреної породи на денну поверхню, що підвищує ймовірність прихоплення бурильної колони. Для вирішення даної проблеми запропоновано встановлення гідроакустичних пристроїв в місцях найбільшого «лягання» бурильної колони на стінки свердловини у стовбурі. На рис.5.б зображено схему похило скерованої свердловини з можливими додатковими розміщеннями генераторів гідроакустичних імпульсів.

7.2 У місцях найбільшого викривлення стовбура свердловини додатково встановлюються генератори гідроакустичних імпульсів, що

забезпечує коливні процеси промивальної рідини в затрубному просторі, підтримуючи в рідині наявність стоячих хвиль які призводять до покращення очищення свердловини і винесення вибуреної породи на денну поверхню, а також забезпечує стійкий тонкий кольматаційний шар стінок стовбура свердловини, та запобігає процесам прихоплення бурильної колони у горизонтальних ділянках свердловини.

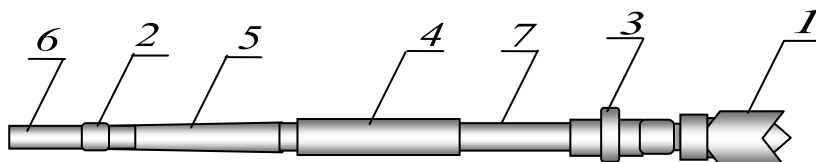


Рис.5.а

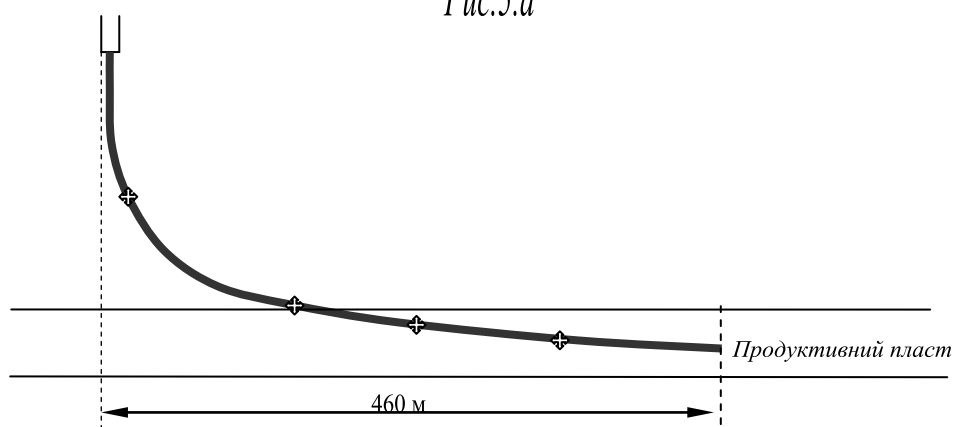


Рис.5.б

7.3 Генератор гідроакустичних імпульсів, що міститься між породоруйнівним інструментом і ГВД, спричинює підвищення енергії пульсуючого потоку промивальної рідини, створюючи потужні гідроакустичні ударні імпульси тиску, які діють безпосередньо на вибій свердловини, забезпечуючи ефективне очищення вибою, а імпульсні поздовжні коливання долота створюють додаткове навантаження на вибій для більш ефективного руйнування породи. Поздовжні коливання нижніх ділянок компоновки зменшують сили тертя бурильних труб і стовбура свердловини.

7.4 На рис.5.а зображено схему загального вигляду компоновки: 1-долото, 2-генератор гідроакустичних імпульсів, 3-ГВД, 4-обважнені бурильні труби, 5-обважнені бурильні труби змінного моменту інерції, 6-бурильні труби, 7-телеметрична система.

7.5 Використання в компоновці низу бурової колони обважнених бурильних труб зі змінним моментом інерції поперечного перерізу [4,5]

створює плавну зміну динамічних складових, що спричинює гасіння поперечних коливань в широкому амплітудо-частотному діапазоні.

7.6 Використання генератора гідроакустичних імпульсів [6] у наддолотній частині компоновки спричинює підвищення енергії пульсуючого потоку промивальної рідини, створюючи потужні гідроакустичні ударні імпульси тиску, які спричинюють поздовжні коливання породоруйнівного інструменту, підвищуючи його енергетичні характеристики в процесі буріння та забезпечують ефективне очищення вибою свердловини.

7.7 Використання гідроакустичних пристроїв між елементами БК забезпечує коливні процеси промивальної рідини в затрубному просторі, підтримуючи в ній наявність стоячих хвиль що призводить до покращення очищення свердловини і винесення породи на денну поверхню [1].

7.8 Віддаль від встановленого генератора між породоруйнівним інструментом та ГВД до розташування наступного генератора гідроакустичних коливань між елементами КНБК в похило скерованій та горизонтальній ділянках бурильної колони обчислюється з розв'язків рівняння:

$$E \cdot I(x) \frac{d^4 \Omega}{dx^4} + \frac{d}{dx} \left[(G - xgm(x) \sin \beta) \frac{d\Omega}{dx} \right] - \\ - \omega^2 (\rho_m - \rho_p) S(x) \Omega = gm(x) \cos \alpha$$

де E – модуль Юнга матеріалу, з якого виготовлені БТ, H/m^2 ;

$I(x)$ – осьовий момент інерції перерізу обважнених бурильних труб зі змінною величиною моменту інерції, m^4 ;

x – координата, що відраховується від нижньої точки на компоновці низу бурильної колони, m ;

Ω – прогин бурової колони в перерізі з координатою x , m ;

G – осьове навантаження на долоті, H ;

$m(x)$ – маса одиниці довжини бурильної колони в промивальній рідині, kg/m ;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

β – азимутальний кут свердловини, $град$;

ω – частота поздовжніх коливань бурильної колони, що визначається як добуток 2π на швидкість обертання породоруйнівного інструменту, за один оберт c^{-1} ;

ρ_m – густина матеріалу, з якого виготовлені БТ, kg/m^3 ;

ρ_p – густина промивальної рідини, $кг/м^3$;

$S(x)$ – площа поперечного перерізу БТ, $м^2$, з граничними умовами:

$$1) \Omega = \begin{cases} 0 \\ \Omega_0, \end{cases} \quad \frac{d^2\Omega}{dx^2} = 0, \text{ для } x = 0$$

де Ω_0 – амплітуда прогину колони на вибої свердловини, $м$;

$$2) \Omega = -\Delta(x), \quad \frac{d\Omega}{dx} = 0, \quad \frac{d^3\Omega}{dx^3} = 0, \text{ в першій точці дотику колони до}$$

стінки свердловини від вибою,

де $\Delta(x) = 0,5(d_c - d_k)$,

d_c – діаметр свердловини, $м$;

d_k – діаметр колони, $м$;

$$3) \Omega|_{x=x_i} = \delta_i, \quad \left. \frac{d^2\Omega}{dx^2} \right|_{x=x_i} = 0 \text{ в місцях } x_i \text{ розміщення генераторів, за}$$

$\delta_i = 0,5(d_c - d_2)$,

де $i = 1, 2, 3 \dots m$,

m – кількість генераторів;

d_2 – діаметр генератора, $м$;

7.9 З метою підвищення очистки вибою свердловини пульсуючим потоком промивальної рідини та створення додаткового осьового навантаження на вибій свердловини пропонується конструкція долота з генератором гідроакустичних коливань [10], що міститься в корпусі долота в центральній осьовій частині промивного каналу, виконаного згідно одного з патентів на корисну модель [7, 8, 9] в залежності від літологічних умов залягання породи, що буриться.

7.10 Конструкція пояснюється графічним зображенням б: 1 – остов; 2 – лопать; 3 – полікристалічні алмазні різці; 4 – клиновидні зовнішні частини різців; 5 – калібрувальні вставки; 6 – перехідник; 7 – генератор гідро коливань.

7.11 Техніко-економічна ефективність відбувається за рахунок того, що потік промивальної рідини, з певними характеристиками швидкості, питомої густини, тиску та енергії, що йде центральним каналом, частково потрапляє у вихрову камеру генератора тороїдально-експоненційної форми для створення гідро коливань.

7.12 Створюючи поздовжні коливання долота система забезпечує підвищення осьового навантаження долота у вибої свердловини, а додаткова енергія потоку промивальної рідини забезпечує краще очищення вибою свердловини, підвищення ефекту Ребіндера в породі, що буриться, та її ефективніше руйнування, що призводить до скорочення часу будівництва нафтогазових глибоких свердловин на родовищах України.

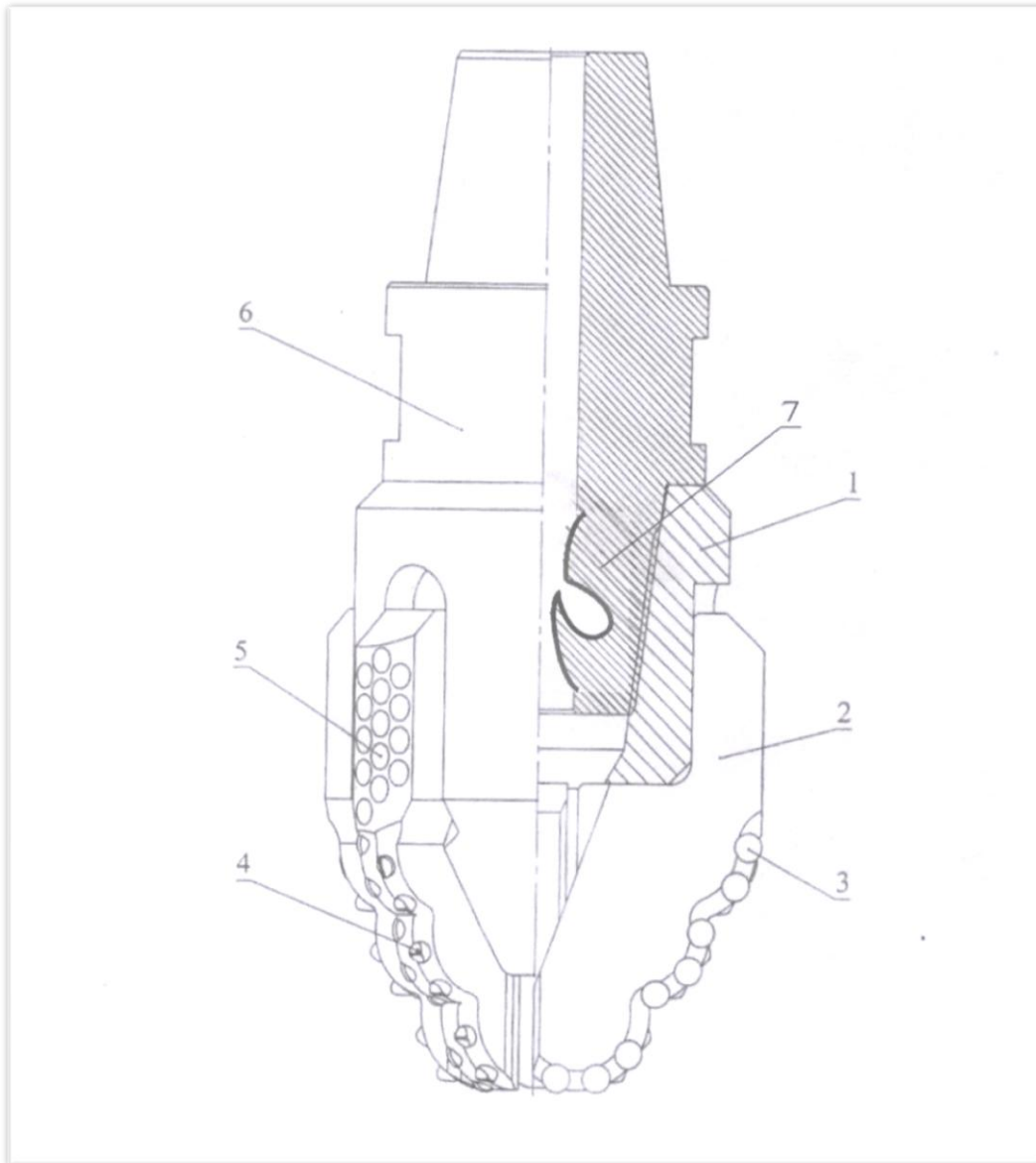


Рисунок 6 Долото з генератором гідро коливань

Властивість конструкції: Така компоновка низу бурильної колони забезпечує доведення ефективного динамічного осьового навантаження на породоруйнівний інструмент та підвищення механічної швидкості буріння, покращує процес винесення вибуреної породи на денну поверхню, забезпечує стійкість стінок стовбура свердловини, запобігає прихопленню,

що в сукупності забезпечує підвищення ефективності бурових робіт. Використання гідроакустичних генераторів спрямованої дії в компоновці низу бурильної колони дає можливість зменшити енергозатрати під час будівництва нафтогазових свердловин.

8 ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГЕНЕРАТОРА ГІДРОАКУСТИЧНИХ КОЛИВАНЬ ДЛЯ ЗАДАНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ

8.1 Проектуванню підлягає камера гідроакустичних коливань дво-, трипелюсткова чи тороїдальна в залежності від гірничо-геологічних умов будівництва свердловини.

8.2 При проектуванні враховуються міцнісні характеристики породи, що буриться, та умови технологічного процесу, що супроводжують будівництво свердловини.

8.3 **Перший етап** – Засобами програмування та за наведеними рівняннями п.6, з врахуванням гірничо-геологічних характеристик родовища та реологічних характеристик бурового розчину проводиться розрахунок амплітудно-частотного діапазону генератора.

8.4 За отриманими графічними залежностями проводиться підбір геометричних параметрів генератора згідно п.4.

8.5 Для генератора, необхідного для даних експлуатаційних умов, визначаються основні характеристики такі як R_k - радіус закручування потоку; L_k - довжина камери; L_c - звужена вихідна ділянка; R_c - вихідний радіус, які будуть задовольняти співвідношення рівнянь п.3.

8.5 **Другий етап** – визначення відповідності геометричних параметрів генератора і отримваному частотному діапазону коливанням швидкості і тиску в довільному перерізі свердловини.

Для цього у розрахунковій програмі для аналізу розподілу амплітуд варіацій швидкості і тиску по довжині свердловини, вводиться середня за перерізом амплітуда варіації швидкості, що визначає розподіл амплітуд коливань середньої швидкості по довжині свердловини:

$$\frac{d^2 \delta \bar{U}_a}{d\bar{x}^2} - \beta^2 \bar{\omega}^2 \delta \bar{U}_a = 0. \quad (8.1)$$

Оскільки, корені цього характеристичного рівняння дорівнюють величині $\pm \beta \bar{\omega}$, його розв'язок має вигляд:

$$\delta\bar{U}_a = Ce^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} + De^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})}. \quad (8.2)$$

а розв'язок для амплітуди варіації тиску:

$$\delta\bar{p}_a = i\beta\alpha \left[Ce^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} - De^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})} \right]. \quad (8.3)$$

Для визначення констант C та D формулюються граничні умови для вибою та устя свердловини:

$$\bar{x} = 0; \quad \delta\bar{p}_a = \Psi_0\delta\bar{U}_a + \gamma_0\delta\bar{y}_0, \quad (8.4)$$

$$\bar{x} = 1; \quad \delta\bar{p}_a = \Psi_1\delta\bar{U}_a + \gamma_1\delta\bar{y}_1, \quad (8.5)$$

де Ψ_0, Ψ_1 – відповідно вхідний та вихідний імпеданси;

γ_0, γ_1 – коефіцієнти підсилення для зовнішніх збурень на вході $\delta\bar{y}_0$ і на виході $\delta\bar{y}_1$ потоку.

Підстановка розв'язків (8.2) і (8.3) в граничні умови (8.4) та (8.5) дає можливість визначити коефіцієнти C та D , після чого віднаходяться співвідношення, що зв'язують коливання швидкості і тиску в довільному перерізі свердловини за відомої частоти коливань:

$$\begin{aligned} \delta\bar{U}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = & \left(\frac{\gamma_1}{B} \right) \left[(\alpha_n - \Psi_0)e^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} + (\alpha_n + \Psi_0)e^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})} \right] \delta\bar{y}_1 - \\ & - \left(\frac{\gamma_0}{B} \right) \left\{ (\alpha_n + \Psi_1)e^{[\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} + (\alpha_n - \Psi_1)e^{[-\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} \right\} \delta\bar{y}_0; \end{aligned} \quad (8.6)$$

$$\begin{aligned} \delta\bar{p}_a(\bar{x}, \bar{\omega}) = & \left(\frac{\alpha_n\gamma_1}{B} \right) \left[(\alpha_n + \Psi_0)e^{(-\beta\bar{\omega}\bar{x})} - (\alpha_n - \Psi_0)e^{(\beta\bar{\omega}\bar{x})} \right] \delta\bar{y}_1 - \\ & - \left(\frac{\alpha_n\gamma_0}{B} \right) \left\{ (\alpha_n + \Psi_1)e^{[\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} - (\alpha_n - \Psi_1)e^{[-\beta\bar{\omega}(1-\bar{x})]} \right\} \delta\bar{y}_0; \end{aligned} \quad (8.7)$$

де $B = (\alpha_n + \Psi_0)(\alpha_n - \Psi_1)e^{(-\beta\bar{\omega})} - (\alpha_n - \Psi_0)(\alpha_n + \Psi_1)e^{(\beta\bar{\omega})}$;

$\alpha_n = -i\alpha\beta$ – приведений хвильовий опір.

Рівняння (8.6) та (8.7) дають можливість визначити хвильові характеристики турбулентного потоку рідини в кільцевому каналі затрубного простору в свердловині за стійкого обертового-поступального руху бурильної колони.

8.6 Третій етап - зіставляючи отримані засобами програмування результати у вигляді графічних залежностей за п.п 8.3÷8.5, обираємо

кінцеві параметри камери генератора, які в повній мірі забезпечать максимальний результат елементів гідродинамічних пристроїв що в комплексі з компоновкою низу бурильної колони забезпечує можливість керування технологічним процесом буріння з врахуванням геологічних умов родовищ.

9 ДОДАТКИ

Таблиця 1

Вплив відносної довжини камери закручування на характеристики ВГК з відкритим соплом

\bar{L}_k	A=16			A=24			A=32		
	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>W</i>	<i>f</i>	η
<i>мм</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%
4	64,62	4280	3,31	38,9	4100	4,35	–	–	–
5,2							21,73	3740	4,13
8	58,51	4240	3	36,76	3960	4,11	19	3670	3,35
12	45,13	4200	2,31	34,48	3820	3,86	8,3	3500	1,65
16	43,68	4160	2,24	26,34	3710	2,95	4,1	3320	0,9

Таблиця 2

Характеристики ВГК з відкритим виходом

$\Delta P \times 10^5$ Н/м^2	A=16				A=24				A=32			
	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>f</i>	η	<i>G</i>	<i>W</i>	<i>f</i>	η
	<i>л/с</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>л/с</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%	<i>л/с</i>	<i>квт</i>	<i>гц</i>	%
0,24	15,95	2	2610	0,76	7,4	0,5	2470	0,41	–	–	–	–
0,49	25,24	13,84	3340	1,88	11,8	5,73	3260	1,67	7	1,49	2830	0,73
0,74	33,51	53,32	3920	4,02	–	–	–	–	9	5,9	3340	1,67
0,98	40,83	64,62	4280	3,31	18,7	38,9	4100	4,35	11	21,73	3740	4,13
1,47	60,82	76,58	4860	2,02	25	44,52	4600	2,85	–	–	–	–
1,96	–	–	–	–	31,2	64,63	4900	2,88	17,8	48,29	4460	3,76
2,42	–	–	–	–	37	84,67	5180	2,8	–	–	–	–
2,94	–	–	–	–	–	–	–	–	24,2	73,78	4860	3,78

Таблиця 3

Характеристики ВГК зі звуженим вихідним каналом

$\Delta P \times 10^5$ (Па)	A=4; L=3,25				A=16; L=3,25				A=24; L=4,7			
	G $\times 10^{-4}$ (м ³ /с)	W (квт)	f (гц)	η (%)	G $\times 10^{-4}$ (м ³ /с)	W (квт)	f (гц)	η (%)	G $\times 10^{-4}$ (м ³ /с)	W (квт)	f (гц)	η (%)
0,242	9,15	0,69	60,00	5,9	4,5	0,28	52,50	4,7	2,8	0,033	40,30	10
0,49	14,16	5,02	89,80	5,2	7,8	2,48	70,50	4,2	5	0,415	55,50	3,5
0,735	18,6	3,74	113,00	6,4	10,4	4,43	83,00	3,6	6,8	2	65,80	9,2
0,98	22,6	4,34	133,00	5,1	12,6	4,95	92,50	3,5	8,4	5,32	74,30	6,37

9 БІБЛІОГРАФІЯ

1 Чернова М.Є. Динаміка гідроакустичних коливань у затопленій струміні затрубного простору бурильної колони /Чернова М.Є.// Науковий вісник . – 2013. - № 1 (34). – С 82-88.

2 Чернова М.Є. Генерація віброколивань у процесі буріння свердловин /Чернова М.Є.// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. - №3. – С.112-121.

3 Chernova M. Nature oscillatory processes in drilling oil and gas wells / Chernova M. // INNOVATIVE VIEWS OF YOUNG SCIENTISTS – 2016. – Vol 5, №2(2). – P.53-61.

4 Пат. 76003 України МПК E21B 17/00 Обважнена бурильна труба /Чернов Б.О., Чернова М.Є. заявники і патентовласники Чернов Б.О., Чернова М.Є. №u201205472, заявл. 03.05.2012, опубл. 25.12.2012. Бюл.№24.

5 А.С.№1629460

6 Пат. 63187 України МПК E21B 28/00 Генератор гідроакустичних імпульсів /Чернов Б.О., Чернова М.Є., Ільків І.М., [та ін.]; заявник і патентовласник Чернов Б.О. №u201105983, заявл. 13.05.2011; опубл. 26.09.2011, Бюл. №18.

7 Пат. 58651 України МПК E21B 43/25 Генератор гідравлічних імпульсів /Яворський В.М., Чернова М.Є., Чернов Б.О. [та ін.]; заявник і патентовласник Чернов Б.О. №u201009206, заявл. 22. 07.2010, опубл. 26.04.2011. Бюл. №8.

8 Пат. 59346 України МПК E21B 17/02, E21B 17/042 Генератор гідроакустичних імпульсів /Чернов Б.О., Чернова М.Є., Западнюк М.М. [та ін.]; заявник і патентовласник Чернов Б.О. №u201108315, заявл. 13. 05.2011, опубл. 25.08.2011. Бюл. №5.

9 Пат. 115886 України МПК E21B 7/08 Компоновка низу бурильної колони /Чернова М.Є. заявник і патентовласник Чернова М.Є. №u201612598, заявл. 09.12.2016, опубл. 25.04.2017. Бюл. №8.

10 Пат №117435 України МПК E21B 10/18 Долото з генератором гідроколивань /Чернова М.Є. заявник і патентовласник Чернова М.Є. №u201700481, заявл. 18.01.2017, опубл. 26.06.2017 Бюл. №12.

11. Чернова М.Є. Генерація віброколивань у процесі буріння свердловин /М.Є. Чернова// НТЖ «Науковий вісник». - 2012 р. №3 (33). - С.112-121.

12 Чернова М.Є. Динаміка гідроакустичних коливань у затопленій струміні затрубного простору бурильної колони /М.Є. Чернова//

Всеукраїнський науково-технічний журнал «Науковий вісник». – 2013 р. №1 (34). - С.82-88.

13 Чернова М.Є. Вплив низькочастотних коливань на динаміку бурильної колони / М.Є. Чернова, М.О. Бігун // Зб. наук. праць «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст. ім. В.Н.Бакуля. - 2013 р. Вип.16. - С.197-201.

14 Кунцяк Я.В. Дослідження механізму коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії / Я.В. Кунцяк, М.Є. Чернова, М.Б. Бігун // Збірник наукових праць НАНУ ІНМ ім. В.Н.Бакуля «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения». – 2014. Вип. 17. - С 160-166.

15. Чернова М.Є. Дослідження гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини під час буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин /М.Є. Чернова// НТЖ «Науковий вісник». - 2014 р. №1(36). – С.48-52.

16. Кунцяк Я.В. Управління динамікою роботи компоновки низу бурильної колони /Я.В. Кунцяк, М.Є. Чернова, Р.Я. Кунцяк, М.Б. Бігун// Збірник наукових праць «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАНУ ІНМ ім. В.Н.Бакуля . – 2015 р. Вип. 18. - С 58-63.

17. Чернова М.Є. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура глибоких свердловин /М.Є. Чернова, Я.В. Кунцяк// Збірник наукових праць «Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАНУ ІНМ ім. В.Н.Бакуля. – 2017. Вип. 20. - С 63-70.

18 Чернова М.Є. Механізм коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії / М.Є. Чернова, Я.В. Кунцяк, Б.В. Долішній, В.Б. Гевик, М.Б. Бігун // Международное периодическое научное издание «Мир науки и инноваций» Иваново. -2015.-Вып.1, т.4, С.22-27.

19. Чернова М.Є. Фізична суть коливних процесів у бурінні нафтогазових свердловин /М.Є. Чернова// Международное периодическое научное издание «Научный взгляд в будущее». - 2016. Иваново, вып. 2(2), том 5. - С. 53-61.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ,
доктор технічних наук, професор


І.І.Чудик
« » 2019 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер Полтавського
відділення бурових робіт
БУ «Укрбургаз»


А.І.Василик
« » 2019 р.



А К Т

передачі для впровадження інструкції з отримання полімерного покриття елементів бурильної колони для запобігання явищ прихоплення в похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура свердловини

Комісія у складі представників БУ «Укрбургаз» та Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) склали цей акт про те, що ІФНТУНГ передав БУ «Укрбургаз» для впровадження «Інструкцію з отримання полімерного покриття елементів бурильної колони для запобігання явищ прихоплення в похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура свердловини». Інструкція розроблена в ІФНТУНГ під час виконання дисертаційної роботи Чернової Мирослави Євгеніївни на тему «Розвиток наукових основ підвищення ефективності буріння глибоких, похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловин (Для умов нафтогазових родовищ України)» на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.15.10 – Буріння свердловин. Науковий керівник: доктор технічних наук Я.В.Куңцяк.


Використання технічних засобів і методик для отримання полімерного покриття елементів бурильної колони для запобігання явищ прихоплення в похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура свердловини та ефективнішого доведення осьового навантаження у вибій свердловини буде проводитись на основі узгодження додаткових спільних рішень, оформлених відповідними протоколами.

Від ІФНТУНГ:

Доктор технічних наук

 Я.В.Куңцяк

Кандидат технічних наук, доцент


 М.С.Чернова

Від БУ «Укрбургаз»

Головний інженер

Полтавського відділення

бурових робіт


 Василик А.І.

КЕРІВНИЙ ДОКУМЕНТ

1. РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

Я.В. Кунцяк, доктор технічних наук,
генеральний директор ПрАТ «КБ бурового інструменту» - керівник розробки;
М.Є.Чернова – доцент, кандидат технічних наук.

2. ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

3. ВВОДИТЬСЯ ВПЕРШЕ

Керівний документ встановлює основні положення з використання герметизуючого вузла обсадних колон та насосно-компресорних труб для підвищення їх герметичності за умов буріння глибоких високотемпературних свердловин. У ньому наведено конструкцію та принцип дії герметизуючого вузла, основні розрахункові дані для підбору конструктивно-герметичних параметрів, методика проектування герметизуючих з'єднань залежно від експлуатаційних умов.

Документ призначено для інженерно-технічних та наукових працівників підприємств і організацій, що займаються проектуванням компонок обсадних колон для кріплення свердловин

Право власності на цей документ належить ПрАТ «КБ бурового інструменту». Відтворення, тиражування і розповсюдження його повністю чи частково на довільних носіях інформації без дозволу заборонено.

З М І С Т

1	Загальні положення.....	4
2	Конструкція та принцип роботи герметизуючого елемента різьбового з'єднання.....	5
3	Основні співвідношення, що описують пружно-деформований стан з'єднань та їх взаємодію	7
4	Підбір матеріалу герметизуючого елемента різьбового з'єднання.....	12
5	Визначення конусності ущільнюючих поверхонь герметизуючого вузла.....	13
6	Визначення конструктивно-геометричних параметрів герметизуючого вузла	14
7	Аналіз розрахункових деформацій герметизуючого елемента і контактного тиску в ущільненні	17
8	Проектування ущільнення для відповідних експлуатаційних умов.....	21
9.	Додатки.....	25
10	Бібліографія.....	27

I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Ця інструкція встановлює умови та правила проектування, виготовлення і застосування герметизуючих елементів у різьбових з'єднаннях ОТТГ, ОТТМ обсадних та насосно-компресорних труб, виготовлених у відповідності до ГОСТ 632-80, ГОСТ-633-80 та ISO 13680:2010 [1,2]

1.2 Метою створення герметизуючих елементів для різьбових з'єднань є запобігання конструктивній та технологічній негерметичності різьбових з'єднань, що виникає через гвинтові канали в западинах різьби між витками та технологічні допуски від'ємного осьового натягу.

1.3 Застосування герметизуючого елемента забезпечить: надійність та довговічність обсадних колон і насосно-компресорних труб в умовах будівництва та експлуатації глибоких високотемпературних нафтогазових свердловин у складних геологічних умовах; зменшення втрат вуглеводневої сировини; скорочення матеріальних затрат на ремонтно-відновлювальні роботи; дотримання стандартів екологічної безпеки щодо буріння та експлуатації глибоких свердловин.

1.4 Герметичність різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб забезпечується шляхом застосування герметизуючого елемента, який у з'єднанні входить у відповідно розточені конічні поверхні в кінцях труб з додатнім осьовим натягом. Герметизуючий елемент призначений для ущільнення та герметизації різьбових з'єднань в умовах буріння та експлуатації глибоких свердловин, включно до тисків за яких настає розрив суцільного тіла труби. Герметичність різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб забезпечується за рахунок конструктивних властивостей герметизуючого елемента та його фізико-механічних властивостей.

1.5 Ефективність застосування герметизуючого елемента для умов буріння та експлуатації глибоких свердловин досягається за рахунок:

- технології та конструктивний особливостей елемента;
- підвищення ущільнення, що відбувається шляхом розширення пропонованого елемента під дією високого внутрішньо-експлуатаційного тиску;
- підвищення ущільнення, що відбувається під дією високих температур через більший коефіцієнт теплового розширення матеріалу, з якого виготовлено герметизуючий елемент, ніж коефіцієнт теплового розширення матеріалу самих різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб;
- впирання кінців труб в герметизуючий елемент, що перешкоджає їх стиску та виходу зі зчеплення різьби за значних осьових навантажень.

1.6 Застосування герметизуючого елемента не перешкоджає:

- функціональному призначенню з'єднань обсадних колон та насосно-компресорних труб;
- роботі породоруйнівного інструменту та свердловинного обладнання;
- функціональному призначенню промивальної рідини.

1.7 Виготовлення і застосування різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб повністю відповідає стандартам [1,2] без змін стосовно норм та вимог.

2. КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП ДІЇ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА З'ЄДНАННЯ

2.1 Схему герметизуючого елемента різьбового з'єднання показана на рис.1. Муфта 2 і кінці двох труб 1 перебувають у згвинченому стані. Герметизуючий елемент міститься в середині муфти 2 між торцями труб 1, за цих умов конічні поверхні (упорні уступи) 4 знаходяться в середині цих труб.

2.2 Муфта 2 і труба 1 контактують через різьбу. На ділянці L_k труба взаємодіє з герметизуючим елементом 3 та упорними уступами 4. На ділянці l між муфтою та герметизуючим елементом утворюється проміжок, у який через негерметичні гвинтові канали у різьбі проникає тиск зовнішнього затрубного середовища. Від кінців ділянки (на віддалі 10-13 мм в залежності від типорозміру) L_m – збіг різьби ніпеля, а на муфті – циліндрична виточка біля торця.

2.3 За умов силового згвинчування різьбове з'єднання працює в якості «гвинт-гайка», за рахунок чого труба переміщається в осьовому напрямі всередину муфти на регламентовану величину осьового натягу A до моменту зіставлення торця муфти з кінцем збігу різьби на трубі [1,2]. У той же час торець труби переміщується до моменту спів падання з торцем середньої частини герметизуючого елемента (рис.1).

2.4 За рахунок конусності радіус різьби труби є більшим від внутрішнього радіусу різьби муфти на величину радіального натягу Δ

$$\Delta = A \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (1 - c), \quad (2.1)$$

де $\operatorname{tg} \varphi$ - тангенс кута нахилу конічної різьби до осі ($2\operatorname{tg} \varphi$ - конусність);

c – коефіцієнт припрацювання різьби, що враховує змінання мікронерівностей її поверхонь за умов силового згвинчування: $c = 0,45 \dots 0,55$ для обсадних труб і $c = 0,65 \dots 0,75$ для НКТ.

2.5 Під час виготовлення герметизуючого елемента і під час розточування кінців труб повинна дотримуватися вимоги, щоб у з'єднанні радіус конічних поверхонь у герметизуючого елемента «3» був більшим за радіус конічних поверхонь «4» у труби на величину радіального натягу Δ .

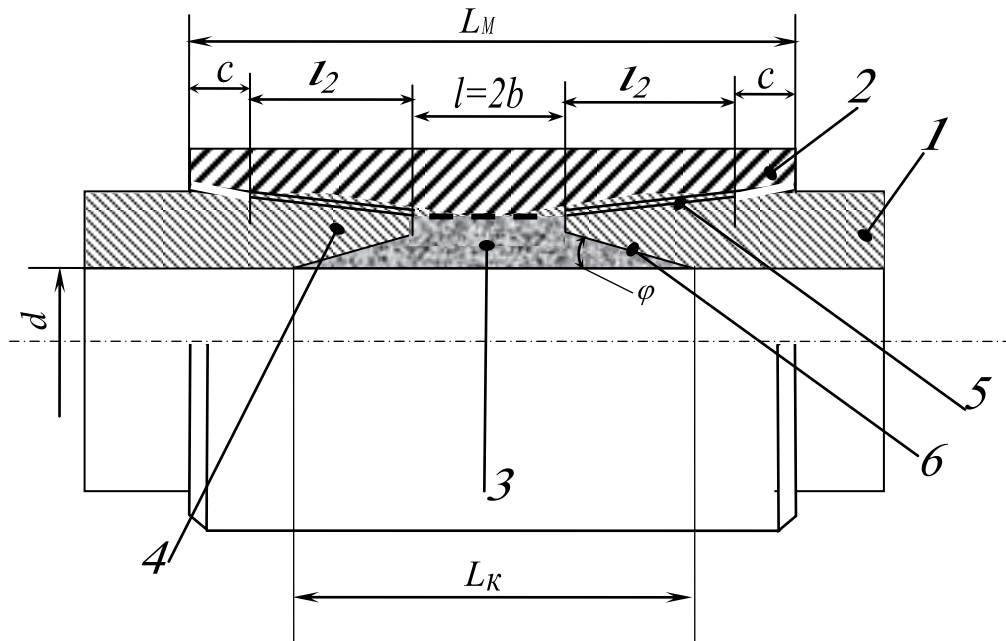


Рисунок. 1 – Розрахункова схема муфтового з'єднання з герметизуючим елементом: 1– труба; 2– муфта; 3– герметизуючий елемент; 4– упорний уступ труби; 5– з'єднання труба-муфта; 6– межа герметизуючий елемент-труба; L_M – довжина муфти; L_K – довжина герметизуючого елемента; φ – кут конуса конічної поверхні герметизуючого елемента; H – ширина циліндричної частини герметизуючого елемента; d – внутрішній діаметр труби.

2.6 Радіальний натяг (різниця радіусів) за умов згвинчування з'єднання спричинює пружну силову взаємодію між зовнішнім (охоплюючим) та внутрішнім (охоплюваним) циліндрами, що забезпечує щільність їх контакту, через це на їх конічних поверхнях труби і герметизуючого елемента виникає контактний тиск, а це викликає збільшення радіусу зовнішнього циліндра (муфти) та зменшення внутрішнього (ніпеля).

2.7 Контактний тиск (P_K) у різьбі (P_1 - в межах ділянки L_K та P_2 - в межах ділянки L_M) викликає розширення муфти та стиск труби, а в ущільненні «б» викликає розширення труби і стиск герметизуючого елемента.

У свердловині на ділянки з'єднання діють тиски:

- P_6 – внутрішній експлуатаційний;
- P_3 – зовнішній (затрубний).

В межах ділянки L_M тиск P_6 збільшує радіус труби, а тиск P_3 зменшує радіус муфти, що викликає підвищення контактного тиску P_2 . В межах ділянки L_K тиск P_6 збільшує радіус герметизуючого елемента, що викликає підвищення тиску P_K в ущільненні «б», а тиск P_3 зменшує радіус муфти, що викликає підвищення тиску P_1 у різьбі. Під впливом тисків P_K та P_1 перебуває труба в межах ділянки L_K ,

передаючи підвищення тиску P_k в ущільненні на муфту (збільшує P_l), а підвищення P_l у різьбі викликає підвищення тиску на герметизуючий елемент (збільшує P_k).

3. ОСНОВНІ СПІВВІДНОШЕННЯ, ЩО ОПИСУЮТЬ ПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН З'ЄДНАНЬ ТА ЇХ ВЗАЄМОДІЮ

3.1 Вплив тисків викликає зміну радіусу стінки кожної ділянки з'єднання на величину x (її власна радіальна деформація, що не перевищує регламентованої 0,8 мм), описують моментною теорією тонкостінних циліндрів (без врахування впливу сусідніх ділянок) [3,4]

$$x = (P_A - P_B)G = P_A G - P_B G, \quad (3.1)$$

де P_A - тиск зсередини (збільшує радіус ділянки), МПа;

P_B - тиск ззовні (зменшує її радіус), МПа;

G - радіальна податливість стінки, мм/МПа.

Радіальна податливість G обчислюється зі співвідношення:

$$G = \frac{(+\mu^3)}{4\delta^4 D},$$

де δ - коефіцієнт згасання деформацій, 1/мм;

D - жорсткість стінки циліндра, МПа·мм³;

обчислюються зі співвідношень:

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)^3}{R^2 S^2}}; \quad \text{та} \quad D = \frac{ES^3}{12(1-\mu^2)^2}; \quad (3.2)$$

тут R - радіус серединної поверхні, мм;

S - товщина стінки, мм;

E - модуль Юнга, МПа матеріалу за умов пружно-пластичної деформації;

μ - коефіцієнт Пуассона матеріалу.

3.2 Стінки елементів з'єднання та герметизуючого елемента характеризуються різними параметрами жорсткості (3.2), що в повній мірі визначається їх радіусом R та товщиною S , на них виникають різні тиски, що по-різному чинять вплив одне на одного (згідно п.2.7), отже деформація x кожної ділянки є різною. Суміжні ділянки контактують у крайових перетинах (рис.1) і ці краї відчувають кільцеві вигини, через що радіус стінок усіх дотичних елементів біля краю ділянок зазнають змін, що викликає зміни (перерозподіл) контактних тисків та деформації стінок на ділянках.

3.3 Причиною вигину стінки кожної ділянки за умови її опирання на суміжну є різниця між їхніми власними деформаціями, розрахованими згідно (3.1). Вигин спрямований до ділянки-опори, а його максимальне значення W в поперечному перерізі опирання ділянок залежить лише від жорсткості стінки J ділянки-опори:

$$w = (x_2 - x_1) \cdot Z_{1,2}; \quad (3.3)$$

де $Z_{1,2}$ - коефіцієнт пропорційності вигинів між опертою ділянкою та опірною і розраховується з рівності:

$$Z_{1,2} = \frac{J_2}{J_1 + J_2}, \quad (3.4)$$

тут J_1 - жорсткість опертої ділянки $H \cdot mm$;

J_2 - жорсткість ділянки-опори $H \cdot mm$;

і для кожної з них жорсткість визначається з рівняння:

$$J = 4\delta^3 D. \quad (3.5)$$

3.4 Вигин W у напрямку від площини опирання спадає (згасає) вздовж ділянки пропорційно до функції згасання $\theta \left[\delta, s \right]$, а загальне радіальне зміщення стінки $W(s)$ на віддалі s від крайового перерізу складається з суми її власних деформацій x (3.1) та залишкового вигину (3.3) від опирання на ділянку-опору:

$$\theta \left[\delta, s \right] = e^{-\delta s} \cos \delta s; \quad (3.6)$$

$$W_1(s) = x_1 + w_{1,2} \cdot \theta \left[\delta, s \right] \quad (3.7)$$

3.5 Якщо одна ділянка (з індексом l) з другого краю оперта на іншу ділянку (з індексом k) і відчуває від неї крайові вигини стінки, то її слід додати до загальних аналогічно до рівнянь (3.3-3.7)

$$W_1(s) = x_1 + w_{1,2} \cdot \theta \left[\delta, s \right] + w_{1,k} \cdot \theta \left[\delta, (l_1 - s) \right] \quad (3.8)$$

де l_1 - довжина ділянки 1;

$(l_1 - s)$ - віддаль від поперечного перерізу з координатою s до перерізу опирання на ділянку k ;

$w_{1,k}$ - максимальний прогин у перерізі опирання 1-ї ділянки на ділянку k , який розраховують з рівняння (3.3).

3.6 Значення функції згасання $\theta \left[\delta, s \right]$ вигинів (3.6) швидко спадає за експоненціальним законом зі збільшенням віддалі $\delta \cdot s$. Якщо довжина ділянки l велика на стільки, що виконується умова $\theta \left[\delta, l \right] \approx 0$, то вигин її стінки, спричинений на одному її краї, не змінює вигину на другому краї. Та у з'єднанні

муфти, труби і герметизуючого елемента (рис.1) довжини ділянок конструктивно короткі, тому значеннями функції $\theta \mathbb{F}_{i,l_i}$ нехтувати не можна.

Отже, на радіальні деформації (вигини) даної ділянки мають вплив також і ті, що не є суміжними – що розміщені через одну – суміжну.

3.7 Для 2-ї ділянки суміжною є 1-ша, а несуміжною є k -та, тобто з протилежного краю 1-ї. Максимальний вигин $w_{2,1}$ ділянки 2 від опираючої на ділянку 1 визначають з рівняння (3.3). Але вигин $w_{1,k}$ - з протилежного краю 1-ї ділянки, опертої на k -ту, не згасає, досягає перерізу опираючої 2-ї ділянки на 1-шу і тим збільшує максимальний вигин у рівнянні (3.7) на додаткову величину:

$$w'_{2,k} = w_{1,k} \cdot \theta \mathbb{F}_{1,l_1} \quad (3.9)$$

Тому зміщення стінки 2-ї ділянки на відстані s' від перерізу опираючої на 1-шу з врахуванням впливу несуміжної k -ї ділянки розраховують відповідно до (3.7)

$$W_2(s') = w_{2,1} + w'_{2,k} \cdot \theta \mathbb{F}_{2,s'} = w_{2,1} + w_{1,k} \cdot \theta \mathbb{F}_{1,l_1} \cdot \theta \mathbb{F}_{2,s'} \quad (3.10)$$

3.8 Якщо суміжна k -та ділянка в свою чергу оперта на сусідню, несуміжну до 1-ї, то k -та ділянка теж зазнає вигину. Якщо на її довжині l_k функція згасання $\theta \mathbb{F}_{k,l_k}$ не зазнає згасання, то в поперечному перерізі опираючої 1-ї ділянки на k -ту до вигину $w_{1,k}$ у рівнянні (3.10) додають відповідний вигин, обчислений за рівністю (3.9). Тоді формула вигину для 2-ї ділянки має вид:

$$W_2(s') = w_{2,1} + w_{1,k} + w_{k,l} \cdot \theta \mathbb{F}_{k,l_k} \cdot \theta \mathbb{F}_{1,l_1} \cdot \theta \mathbb{F}_{2,s'} \quad (3.11)$$

Застосовуючи рекурентні формули (3.9-3.11), враховують вплив двох-трьох ділянок на прогин даної через вигини країв суміжних і несуміжних ділянок. Розрахунки ділянок з'єднання обсадних труб діаметрами 146 і 168 мм та насосно-компресорних труб діаметрами 48 і 60 мм свідчать, що для них вже добуток двох згасаючих функцій $\theta \mathbb{F}_{i,l_i}$ становить величину меншу за 0,05.

3.9 На основі рекурентних співвідношень (3.9-3.11) виведено формули:

- вигину $w_1(x)$ ділянок $\frac{L_K - l}{2}$ муфти від її опираючої на ненавантажену

середню ділянку H і симетричну ділянку $\frac{L_K - l}{2}$ (рис.1)

$$w_1(x) = -x_1 \cdot \frac{J_0 - J_1 \cdot \theta \mathbb{F}_{0,l_0}}{J_0 + J_1} \cdot \theta \left[\delta_1 \left(x - \frac{l}{2} \right) \right]; \quad (3.12)$$

- вигину $w_2(x)$ ділянки l_2 від її опираючої на ділянку c з вільним торцем

$$w_2(x) = -\underline{x}_2 \cdot \frac{J_3 - J_2 \cdot \theta \left[\delta_3 \cdot c \right]}{J_3 + J_2} \cdot \theta \left[\delta_2 \left(\frac{l}{2} + \frac{L_k - l}{2} + l_2 \right) - x \right]; \quad (3.13)$$

Отже, якщо ненавантажена суміжна ділянка з протилежного краю має симетричний вплив тиску або вільний (не опертий) торець, то це викликає, відповідно, підвищення вигину цієї ділянки і еквівалентно зменшує жорсткість суміжної ділянки.

3.10 Вплив вільного торця на вигин навантаженої ділянки $\frac{L_K - l}{2}$ труби чи герметизуючого елемента (рис.1) описується рівнянням вигину $w_1(x)$ від не опертого торця

$$w_1(x) = \left(\underline{x}_1 + \underline{x}_2 - \underline{x}_1 \cdot \frac{J_2 \cdot \theta \left[\delta_1 \frac{L_K - l}{2} \right]}{J_1 + J_2} \right) \cdot \theta \left[\delta_1 \left(x - \frac{l}{2} \right) \right]. \quad (3.14)$$

Отже, вільний торець суттєво збільшує вигин (послаблює жорсткість) стінки не лише самої ділянки (перший доданок), але й поперечного перерізу опираючої на суміжну (другий доданок) ділянку, якщо немає загасання на довжині $\frac{L_K - l}{2}$.

3.11 За критеріями, викладеними у п.п. 3.1-3.10, для кожної ділянки муфти, труби та герметизуючого елемента (рис.1) виведено рівняння розрахунку власних прогинів від опираючої на суміжні та несуміжні ділянки, що описано у [5]. Ці рівняння склали основу аналітичної моделі пружно-деформованого стану пропонованого високогерметичного з'єднання, яка дає можливість отримання необхідних високоточних результатів у програмі MatCAD за методикою кінцевих елементів.

3.12 Контактний тиск спричинює радіальні зміщення стінок відповідно до (3.1), які є пропорційними їх жорсткості. Вони компенсують заданий радіальний натяг Δ (різницю радіусів) між з'єднаними внутрішніми і зовнішніми циліндрами. За цих умов встановлюється баланс зміщень і натягу – розширення зовнішнього циліндра та звуження внутрішнього в сумі точно складають величину натягу в кожному поперечному перерізі контактної ділянки за рівнянням балансу

$$W_{A,i} - W_{B,i} = \Delta_i; \quad (3.15)$$

де W - загальні радіальні деформації стінки в i -тому перерізі, що включають суму власних прогинів типу (3.1) та вигинів типу (3.10-3.11);

A та B індекси, що позначають зовнішній і внутрішній циліндри, відповідно, з'єднані з радіальним натягом Δ .

3.13 Пропоноване високогерметичне з'єднання має дві контактні ділянки різьби і одну ущільнення, кожна з яких володіє двома крайовими поперечними перерізами (рис.1), де значення контактного тиску є невідомим. Для кожного поперечного перерізу цих ділянок складають рівняння балансу (3.15) за формулами (3.1; 3.3-3.8; 3.10-3.11), де групуються доданки з відповідними тисками. Візуалізація розв'язків в обраній програмі дає, в залежності від товщини стінок, набір розв'язків значень контактних тисків та радіальних деформацій по всіх ділянках з'єднання для обраних типорозмірів обсадних чи насосно-компресорних труб. На основі математичної моделі з врахуванням вищенаведених співвідношень розраховуються значення контактних тисків та сумарних радіальних деформацій на усіх ділянках з'єднання для різних типорозмірів обсадних і насосно-компресорних труб.

3.14 Математична модель враховує осьове навантаження Q , що діє на з'єднання в умовах експлуатації, воно передається на витки різьби і викликає вздовж них дотичне осьове напруження q_0 , розподілене за законом гіперболічного косинуса. Для розрахунку цього напруження застосовується відома методика [6], вдосконалена для з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб.

3.15 Трикутний профіль різьби з кутом при вершині α і розподіленим осьовим напруженням q_0 викликає на опорній поверхні її витків додатковий радіальний тиск на стінки муфти і труби, що обчислюється з рівняння:

$$P_0 = \frac{q_0}{\pi d_c} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - f_T \right), \quad (3.16)$$

де f_T - коефіцієнт тертя на поверхні витків різьби;

d_c - серединний діаметр різьби.

Тиск P_0 залежить лише від конструктивних параметрів з'єднання та осьового зусилля Q і збільшує контактні тиски у різьбі. Його додатково враховують у рівняннях радіальних деформацій \underline{x} (3.1) стінок різьбових з'єднань.

3.16 Розподілене у різьбі дотичне напруження q_0 має ексцентриситет відносно товщини стінки ділянки, вздовж якої діє осьове зусилля Q . Це викликає додатковий вигин w_e стінок муфти і труби, змінюючи натяг Δ у різьбі і натяг Δ_T у герметизуючому елементі. Рівняння розрахунку w_e викладено в [7],

входять до математичної розрахункової моделі, що описують додаткові складові вигинів різьбових ділянок з'єднання.

3.17 Для умов високотемпературних свердловин матеріал герметизуючого елемента повинен володіти більшим коефіцієнтом температурного об'ємного розширення, тому до натягу герметизуючого елемента Δ_T додають величину теплового об'ємного розширення герметизуючого елемента, що обчислюється з рівняння

$$\Delta_T = \beta_T \cdot \Delta T \cdot \left(\frac{d_K}{2} + \left(\frac{l}{2} + \frac{L_K - L}{2} \right) \operatorname{tg} \varphi_k \right), \quad (3.17)$$

де $\beta_T = \beta_l - \beta$ різниця коефіцієнтів об'ємного температурного розширення матеріалів герметизуючого елемента і труби;

d_k і φ_k - відповідно діаметр герметизуючого елемента і його кут нахилу до осі.

4 ПІДБІР МАТЕРІАЛУ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ЕЛЕМЕНТУ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ

4.1 Матеріал герметизуючого елемента визначається його фізико-механічними властивостями, функціональним призначенням, умовами та принципом роботи з'єднання.

В ущільненні герметизуючий елемент з визначеним натягом ϵ у контакт з трубою, тому завищення радіальної жорсткості труби вимагає більшого зусилля для згвинчування з'єднання. Априорі герметизуючий елемент є опорою торця труби, перешкоджаючи його виходу зі зчеплення різьби за значних осьових навантажень, збільшуючи його жорсткість. Тому, за для зменшення крутного моменту під час згвинчування, матеріал герметизуючого елемента мусить володіти меншою жорсткістю, що у свою чергу забезпечить більшу щільність в контакт з трубою за умов дії внутрішнього експлуатаційного тиску.

За умов підвищеного внутрішньо-свердловинного температурного впливу високий коефіцієнт об'ємного теплового розширення герметизуючого елемента забезпечить ущільненню необхідну герметичність.

4.2 Для максимально ефективного функціонування РЗ з герметизуючим елементом, його матеріал повинен відповідати наступним вимогам:

- модуль пружності (Юнга) повинен бути меншим, ніж у матеріалі труб;
- коефіцієнт температурного об'ємного розширення повинен, навпаки, бути більшим, ніж у матеріалі труб.

Фізико-механічні властивості матеріалів, що можуть претендувати на функціональність герметизуючого елемента, наведено в табл.1 (в додатку).

4.3 Матеріал герметизуючого елемента повинен бути стійким до дії агресивного середовища (стійкість до агресивних середовищ у свердловині: А-відмінна; В-хороша; С-добра; D-посередня; Е-слабка.), існуючого в свердловині та технологічно-легким за для умов механічної обробки.

4.4 Остаточний вибір матеріалу герметизуючого елемента визначається умовами експлуатації з'єднання.

5 ВИЗНАЧЕННЯ КОНУСНОСТІ УЩІЛЬНЮЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ВУЗЛА

5.1 Конструктивні параметри герметизуючого елемента наведено на рис. 2.

5.2 Робоча конічна поверхня герметизуючого елемента входить з натягом в ущільнення. Її основний параметр кут φ_k нахилу твірної до осі з'єднання. За малого значення цього кута виникає явище заклинювання – осьова сила згвинчування не може подолати тертя на конічних поверхнях, не відбувається осьового переміщення та радіального стискання герметизуючого елемента, що не призводить до забезпечення необхідного натягу ущільнення.

5.3 Умову не заклинювання герметизуючого елемента визначає конусність ущільнюючих поверхонь за коефіцієнтом тертя f між матеріалами герметизуючого елемента і труби у з'єднанні

$$\operatorname{tg} \varphi_k \geq f. \quad (5.1)$$

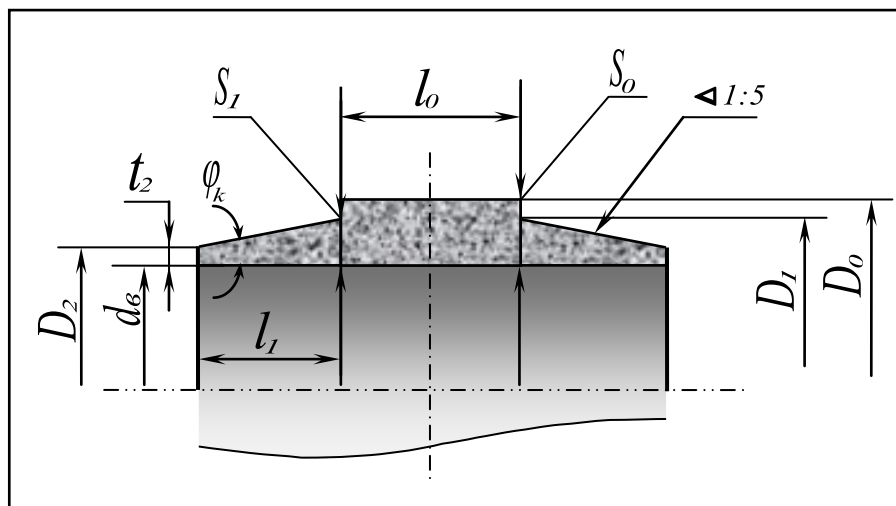


Рисунок 2- Схема основних параметрів герметизуючого елемента.

5.4 Герметичність забезпечується максимальним гідравлічним опором стиску двох елементів ущільнення (герметизуючого елемента і труби), що у випадку конічних поверхонь потребує їх найбільшої площі контакту. Для цього

кут нахилу φ_k має бути мінімально малим, тому не рекомендується обирати його значення більшим від розрахованого за умовою (5.1).

5.5 До прикладу: коефіцієнт тертя для алюмінію становить (табл. 1) $f = 0,1$. За умовою (5.1) мінімальне значення кута $\varphi_k = \arctg 0,1 = 5^\circ 43' 38'', 15$. Таке числове значення кута відповідає стандартній конусності 1:5, яку прийнято для робочих поверхонь ущільнення (за умови не заклинювання та максимальної площі контакту).

6 ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ВУЗЛА

6.1 Герметизуючий елемент розміщується всередині муфти, а його ущільнюючі поверхні – у конічних отворах труб, розточених зсередини під різьбою (рис. 1). Конструктивно-геометричні параметри муфти і труби встановлені стандартами [1,2] відповідно до їх функціонального призначення, а герметизуючий елемент не спричинює змін. Ці параметри регламентують розміри герметизуючого елемента (рис.2).

6.2 Зовнішній діаметр D_0 герметизуючого елемента визначають меншим за внутрішній діаметр d_3 [1,2] різьби всередині муфти (де стандартом передбачено розточування ділянки перенарізування витків) за умовою

$$D_0 \leq d_3 - tg\varphi \cdot (L_M - 2b) \quad (6.1)$$

де L_M - довжина муфти, мм;

$tg\varphi$ - тангенс кута нахилу різьби, $tg\varphi = 1/32$ [1,2].

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) та НКМ-114 (насосно-компресорна) внутрішній діаметр муфти $d_3 = 111,230$ мм, та $d_3^* = 112,475$ мм, відповідно, відстань до торця труби $b = 12,5$ мм, і $b = 22$ мм, відповідно, довжини муфт $L_M = 158$ мм, та $L_M = 205$ мм, тоді діаметри герметизуючого елемента відповідно будуть:

для ОТ-114 (обсадна):

$$D_0 = 111,230 - (58 - 25) \cdot \frac{1}{32} = 107,07375 \text{ мм},$$

для НКМ-114 (насосно-компресорна):

$$D_0 = 112,475 - (205 - 44) \cdot \frac{1}{32} = 107,44375 \text{ мм},$$

Для вільного розміщення герметизуючого елемента всередині муфти приймають менший діаметр, а з метою уніфікації розмірів – одне значення:

$D_0 = 107$ мм – для обсадних та $D_0 = 107$ мм - для насосно-компресорних.

6.3 Діаметр D_1 ущільнення визначають меншим від внутрішнього діаметра d_2 різьби [1,2] на торці труби за умовою

$$D_1 = d_2 - 2 \cdot t_1 \leq d_2 - 2,4; \quad (6.2)$$

де t_1 - прийнята товщина торця труби під впадинами різьби, мм.

Діаметр D_1 повинен бути більшим для досягнення більшої контактної площі ущільнення, що забезпечує герметичність. Але менша товщина t_1 торця труби зменшує його жорсткість. Герметизуючий елемент служить опорою торця трубі, збільшуючи його жорсткість, тому допустимо приймати значення $t_1 > 1,2$ мм.

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) та НКМ-114 (насосно-компресорна) діаметри різьб на торцях труб відповідно $d_2 = 108,485$ мм і $d_2 = 111,1$ мм. Якщо прийняти товщини торців відповідно $t_1 = 2,2423$ мм, та $t_1 = 2,2053$ мм, то відповідні діаметри D_1 будуть:

для ОТ-114 (обсадна):

$$D_1 = 108,485 - 2 \cdot 2,2423 = 104,00 \text{ мм};$$

для НКМ-114 (насосно-компресорна):

$$D_1 = 111,1 - 2 \cdot 2,2305 = 106,633 \text{ мм}.$$

6.4 Внутрішній діаметр d_g герметизуючого елемента вибирають більшим від внутрішнього (прохідного) діаметру d_{\min} обсадної (насосно-компресорної) труби за умовою

$$d_g \geq d_{\min} \quad (6.3)$$

В умовах свердловини внутрішній діаметр d труб [1,2] зменшується за умови збільшення товщини їх стінок, що визначає необхідну міцність обсадної (насосно-компресорної) труби. Робочий прохідний діаметр обсадної (насосно-компресорної) труби допускають не меншим від мінімального внутрішнього діаметру d_{\min} труби з ряду товщин, передбачених стандартами [1,2]. Тому значення d_g приймаємо рівним прохідному діаметру d_{\min} .

6.5 Довжина l_1 ущільнення визначається внутрішнім діаметром d_g герметизуючого елемента і прийнятою товщиною t_2 торця елемента за умовою

$$l_1 = \frac{D_1 - (d_g + 2 \cdot t_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k} \leq l_{1 \max} = \frac{D_1 - d_{\min} - 2 \cdot t_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k} = 5 \cdot (D_1 - d_{\min}) - 10t_2 \quad (6.4)$$

Торець герметизуючого елемента конструктивно містить фаску і не може бути дуже тонким за для жорсткості ущільнення. Але його опорою є достатньо

жорстке з'єднання муфти і труби, тому технологічно допустимою є його товщина $t_2 = 2,0$ мм.

6.6 Довжина l_1 ущільнення, товщина t_2 торця і внутрішній діаметр d_g герметизуючого елемента геометрично пов'язані (рис.2) і визначаються внутрішнім діаметром d_{\min} труби за умовою (6.4). Технологічно та економічно вигідною є уніфікація цих розмірів. Для певних товщин стінок обсадної (насосно-компресорної) труби за її прохідним діаметром d_{\min} приймають одне значення діаметра d_g , довжини l_1 і товщини t_2 герметизуючого елемента.

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) існує декілька товщин стінок і відповідні їм внутрішні діаметри: $s = 8,6; 10,2$ мм; $d = 97,1; 93,9$ мм. За умовою (6.3) приймають уніфіковане значення внутрішнього діаметра герметизуючого елемента $d_g = 94$ мм. Для прийнятих значень φ_k, D_1, t_2, d_g за умовою (6.4) розраховують уніфіковане значення довжини l_1 ущільнення

$$l_1 = \frac{104 - (94 + 2 \cdot 2,0)}{2 \cdot 0,1} = 30 \text{ мм};$$

для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна) товщина стінок одна $s = 7$ мм, внутрішній діаметр - $d_g = 100,3$ мм, тоді за умовою (6.3) отримаємо

$$l_1 = \frac{106,633 - (100 + 2 \cdot 2,0)}{2 \cdot 0,1} = 13,2 \text{ мм};$$

6.7 Менший діаметр ущільнення D_2 розраховується за співвідношеннями

$$D_2 = D_1 - 2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_k \cdot l_1 = D_1 - 6; \quad \text{або} \quad D_2 = d_g + 2 \cdot t_2 = d_g + 4; \quad (6.5)$$

Якщо діаметр D_2 виявиться меншим від внутрішнього діаметра d труби, то довжина її розточеного конуса буде меншою від довжини l_1 герметизуючого елемента, що зменшить площу контакту в ущільненні. Тому значення D_2 співставляють з внутрішніми діаметрами d прийнятого ряду труб за умовою

$$D_2 \geq d \quad (6.6)$$

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) уніфіковані розміри герметизуючого елемента l_1, D_1, t_2, d_g дають діаметр $D_2 = 94 + 2 \cdot 2 = 98$ мм; а для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна) розміри герметизуючого елемента l_1, D_1, t_2, d_g дають діаметр $D_2 = 103,3 + 2 \cdot 2 = 107,3$ мм. Отже, для кожного ряду діаметрів за різних значень товщини стінок треба розраховувати розміри герметизуючого елемента [8].

6.8 Товщину стінок герметизуючого елемента S_1 і S_0 розраховують зі співвідношень:

$$S_0 = \left(\Phi_0 - d_g \right) / 2; \quad S_1 = \left(\Phi_1 - d_g \right) / 2 \quad (6.7)$$

До прикладу: для з'єднань ОТТГ-114 (обсадна) товщина стінок герметизуючого елемента:

$$S_0 = \left(\Phi_0 - 94 \right) / 2 = 6,5 \text{ мм};$$

$$\text{і } S_1 = \left(\Phi_1 - 94 \right) / 2 = 5 \text{ мм};$$

для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна) товщина стінок герметизуючого елемента: $S_0 = \left(\Phi_0 - 103,3 \right) / 2 = 2,05 \text{ мм};$

$$\text{і } S_1 = \left(\Phi_1 - 103,3 \right) / 2 = 1,52 \text{ мм}.$$

6.9 Довжина середньої частини герметизуючого елемента рівна віддалі між торцями труб у з'єднанні $l_0 = 2b = 25 \text{ мм}$, - для ОТТГ-114 (обсадна) і $l_0 = 2b = 44 \text{ мм}$, - для з'єднань НКМ-114 (насосно-компресорна).

7 АНАЛІЗ РОЗРАХУНКОВИХ ДЕФОРМАЦІЙ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ЕЛЕМЕНТУ І КОНТАКТНОГО ТИСКУ В УЩІЛЬНЕННІ

7.1 За методами математичного моделювання та з використанням програми MathCAD проведено розрахунок пружно-деформованого стану елементів герметизуючого елемента, труби і муфти на ділянках з'єднання (рис. 1) та встановлено вплив умов експлуатації (натяг, внутрішній і зовнішній тиски, осьова сила, температура) на величину деформацій герметизуючого елемента, контактного тиску в ущільненні і радіального натягу, що забезпечує герметичність [9].

7.2 Розподіл контактного тиску $P_k(x)$ є нерівномірним (рис. 4a) уздовж ущільнення (по координаті x) і визначається зміною жорсткості (товщини стінки) герметизуючого елемента. Тиск P_k характеризується максимальним значенням (10-45 МПа) в перерізі $x = 12$, де жорсткість герметизуючого елемента пояснюється більшою товщиною стінки і спіранням на її середню ділянку. Тиск P_k характеризується значним зменшенням (до 0,5-3,5 МПа) у напрямку зменшення жорсткості (товщини) герметизуючого елемента до вільного торця (переріз $x = 42$).

7.3 Контактний тиск P_k в ущільненні зростає пропорційно за умов підвищення натягу Δ_1 (криві 1,2 рис.4a) та за умов згвинчування різьби (підвищення натягу Δ). За цих умов радіус герметизуючого елемента

зменшується (криві 1,2 рис.4б) – він зазнає стиску на величину різниці між натягами та величинами розширення труби і муфти.

Якщо натяг Δ_1 чи Δ створити меншим за регламентовані, то за цих умов тиск в ущільненні стане меншим нуля, тобто контактні поверхні в ущільненні не будуть створювати щільність. Найменший натяг у різьбі, що становить $\Delta = 0,10$ мм викликає в ущільненні проміжок порядку 0,05 мм (тобто створює від'ємний натяг $\Delta_1 = -0,05$ мм).

7.4 Запропонована методика дає можливість визначити закономірності особливостей змін та розподілу деформацій, контактних тисків за для удосконалення герметичності з'єднання. Деформації складових герметизуючого вузла є тим більшими, що менша їх жорсткість та більший діючий тиск. Контактний тиск є пропорційним до жорсткості ділянок елементів та їх деформацій.

Дослідження довели, що в ущільненні обсадних труб діаметру 168 мм контактні тиски є меншими (у 1,4 рази), оскільки їх радіальна жорсткість є меншою у порівнянні з трубами 146 мм. Більша товщина стінок труб збільшує їх жорсткість на ділянці l_2 , що у свою чергу викликає збільшення контактного тиску у різьбі, результатом є розширення муфти в цілому, незалежно від збільшення жорсткості труби. На ділянці l_1 в герметизуючому ущільненні контактний тиск практично не зростає. Аналогічно це стосується і насосно-компресорних труб та їх типорозмірів за порівняння діаметрів 42 мм та 60 мм.

7.5 Через вплив внутрішнього тиску P_V відбувається пропорційне зростання радіальних деформацій герметизуючого елемента, цілого з'єднання та контактного тиску (криві 2-3 та 1-5 на рис. 4). Через те, що матеріал герметизуючого елемента має менші значення жорсткості, товщини стінок, модуля пружності, він розширюється більше за матеріал труби чи муфти, що і спричинює підвищення натягу і тиск в ущільненні.

7.6 Жорсткість труби є зменшеною конічними виточеннями під ущільнення (зокрема в перерізі вільного торця), а ділянка l_2 володіє найбільшою жорсткістю у з'єднанні. За впливу внутрішнього тиску P_V з'єднання зазнає більшого розширення у перерізі $x = 13$, ніж $x = 42$, (криві 2-3-4 на рис.4б). Тому стінка герметизуючого елемента зазнає «явища важеля», за якого радіус та натяг біля перерізу $x = 42$, стають меншими та нейтралізують у цьому місці зростання контактного тиску, що виникає під впливом внутрішнього.

До прикладу: за тиску $P_V = 25 \text{ МПа}$ контактний тиск P_k на третині ущільнення майже дорівнює діючому P_V (крива 3 на рис.4а), на решті є значно більшим.

7.7 Якщо значення внутрішнього тиску P_V перевищить регламентоване, то біля торця герметизуючого елемента (переріз $x = 42$,) значення контактного тиску P_k буде меншим від діючого P_V (крива 4 на рис.4а) Це спричинює його проникнення в ущільнення, відповідно стається розкриття стику та втрачається герметичність. Щоб саме забезпечити спричинення герметичності за умов дії даного та вищих діючих тисків, слід створювати більші натяги, зокрема в ущільненні.

До прикладу: для $P_V = 30 \text{ МПа}$ натяг збільшують до $\Delta_1 = 0,1 \text{ мм}$ (крива 5 на рис.4а)

Властивість з'єднання: кожне зі значень натягу ущільнення Δ_1 у поєднанні з натягом різьби Δ гарантують його герметичність за умов певного максимально-допустимого значення діючого тиску, зростання якого провокує втрату герметичності. Зовнішній тиск P_z має вплив на з'єднання в цілому і на герметизуючий елемент на ділянці l_2 (рис.2), що чинить підвищення контактного тиску в різьбі. Це спричинює розширення муфти так, що, незважаючи на підвищення жорсткості труби, на ділянці l_1 в ущільненні контактний тиск практично не зростає.

7.11 Зовнішній тиск P_z чинить тиск на з'єднання в цілому та не герметизуючий елемент зокрема, стискаючи його середню ділянку (рис.2) в наслідок негерметичних западин різьби. Таким чином, з підвищенням P_z радіус герметизуючого елемента швидше зменшується в перерізі $x = 13$, а ніж в $x = 42$, де звуження визначають муфта та труба більшої жорсткості (криві 2-6 та 1-7 на рис.4). Наслідком цього є підвищення в ущільненні контактного тиску P_k в перерізі $x = 42$, та різкий спад в перерізі $x = 13$, на величину $0,8P_z$ (криві 2-6 та 1-7 на рис. 4а). У такому випадку зовнішній тиск P_z може перевищити контактний P_k , що буде спадати вздовж ущільнення. Допустимим значенням зовнішнього тиску P_z є значення такого контактного тиску P_k , яке характеризує його величину на половині довжини ущільнення. Величини розрахованих регламентованих значень зовнішнього тиску є значно меншими від значень внутрішнього тиску P_V . За для забезпечення герметичності слід збільшити натяг в ущільненні Δ_1 (криві 6-7 на рис.4а).

7.12 Вплив одночасно однакових за величиною зовнішнього P_z і внутрішнього P_V тисків спричинює однакові за величиною, але протилежні за напрямком деформації з єднання, а переміщення стінки герметизуючого елемента W_k співпадають з такими, що виникають за відсутності тисків (криві 2-8 на рис. 4б). Однакові тиски нівелюють вплив один одного, через що розподіл контактного тиску P_k в ущільненні не зазнає змін. Але, разом з тим, величина контактного тиску P_k за величиною стає рівною зовнішньому (внутрішньому) тиску. Якщо величина зовнішнього чи внутрішнього тиску не перевищує свого регламентованого значення, то їх взаємне підвищення не порушує герметичності вузла навіть за величин, вищих від регламентованих для кожного зокрема (порівняння кривих 3-9 та 4-6 на рис.4а).

Властивість з єднання: перевищення діючого тиску над контактним в ущільненні спричинює втрату герметичності, що визначається перепадом тисків P_z та P_V а не їх величинами, встановлені значення регламентованих тисків є їх допустимою різницею, за яких герметичність вузла зберігається. Оскільки вплив зовнішнього P_z та внутрішнього P_V тисків є взаємно протилежним, їх однакові величини компенсують одна одну, не впливаючи на герметичність з єднання, збільшуючи контактний тиск P_k .

7.13 За умов підвищення температури радіус герметизуючого елемента зростає більше (через вищий коефіцієнт температурного розширення), ніж радіус труби і муфти, збільшуючи за цих умов величину натягу в ущільненні Δ_1 . Є регламентованим збільшення величини крутного моменту згвинчування на 10% від рекомендованого [9].

7.14 Вплив осьового навантаження Q обсадних чи насосно-компресорних труб на муфту відбувається через різьбу, де радіальна складова стискає трубу та герметизуючий елемент в ущільненні (п.3.15). Деформації їх стінок зростають пропорційно до зростання осьового навантаження Q , викликаючи додаткове збільшення контактного тиску, що не залежить від величин натягів згвинчування різьби Δ та ущільнення Δ_1 . Через зміну жорсткості по довжині ущільнення (рис.2) додаткові тиски і деформації розподілені нерівномірно. Їх значення є максимальними в перерізі $x = 13$, - там де знаходиться тонший не опертий торець труби, що легко стискається. Їх значення є невеликими в перерізі $x = 42$, - там є труба оперта, товстіша і тому володіє більшою жорсткістю.

Властивість з єднання: вкладний герметизуючий елемент є опорою для вільного торця труби, перешкоджаючи його зруженню та виходу витків різьби зі зчеплення.

8 ПРОЕКТУВАННЯ УЩІЛЬНЕННЯ ДЛЯ ВІДПОВІДНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ

8.1 Важливим в проектуванні є розрахунок радіального натягу герметизуючого елемента Δ_1 (ущільнення). Радіальний натяг характеризує зміни радіусу робочих конічних поверхонь труби та герметизуючого елемента. Різниця між радіусами робочих поверхонь у роз'єднаному стані складає величину Δ_1 , тобто: радіус герметизуючого елемента має бути більшим, а труби – меншим.

8.2 Проектування встановлює регламентовані відхилення натягу робочих поверхонь. Для цього проводиться розрахунок граничного натягу Δ_1 в ущільненні та граничного натягу в різьбі Δ . Максимальне та мінімальне значення становлять собою допустимі межі значень натягів ущільнення. За рекомендоване (оптимальне) значення приймають середину між межами, а величини відхилень повинні знаходитись зліва і справа від рекомендованого (оптимального) значення у визначених межах [11].

8.3 Відхилення натягів є як допустимі відхилення осьового натягу за стандартами та відхилення радіального натягу у різьбі, обчислені з рівняння (2.1).

За стандартами за умов згвинчування з'єднань становлять:

для обсадних труб ОТТГ $A = 9,5 \pm 3,2$ мм, за стандартом [1];

для насосно-компресорних труб НКТ $A = 5 \pm 2,5$ мм, для типорозмірів 27; 33; 42; 48; 60; 73; 89 мм; та $A = 6,5 \pm 3,2$ мм, для типорозмірів; 102; 114 мм, за стандартом [2].

Радіальний натяг (за рівністю 2.1) $\Delta = Atg\varphi(1 - c)$.

Через зміни натягу Δ різьби змінюються деформації стиску труби і відповідно змінюється натяг Δ_1 в ущільненні.

8.4 Експлуатаційні умови з'єднання у свердловині є вихідними даними для визначення радіального натягу: внутрішній тиск P_v (МПа), зовнішній тиск P_z (МПа), параметр температури T (°C), осьове навантаження Q (кН).

До прикладу: Для проектування удосконалених з'єднань для герметизації обсадної чи насосно-компресорної колони труб в довільному інтервалі глибин необхідно звести інформацію в таблицю типу:

Характеристики глибини H_m	Тип, діаметр труби $D, мм$	Товщина стінок S мм	Група міцн. сталі	Межа про-порц. σ_n МПа	Внутр. тиск P_v МПа	Зовн. тиск P_z МПа	Осьове навант. Q кН	Температурний параметр T (°C)
2900	ОТТГ-146	10,7	Д	380	11,8	28,6	10	80
2900	НКТ-114	7	Е	689	20	40	8	80

8.5 *Перший етап* – визначення натягу для заданих умов в ущільненні Δ_1 , що забезпечить герметичність з'єднання за гідравлічних випробувань. Для цього є необхідними: 1) діаметр труби D , 2) товщина стінки S , 3) випробувальний тиск P_V (МПа), за стандартами [1] чи [2], 4) $P_z = 0$, 5) розрахунок осьової сили за формулою:

$$Q = \frac{\pi(0,5D - S)^2}{1000} P_V, \quad (8.1)$$

б) граничні натяги різьби $\Delta = 0,10$ та $\Delta = 0,20$ мм, 7) натяги ущільнення Δ_1 мм.

8.6 Задавши спектр значень в обраній програмі, отримується залежність розподілу контактного тиску $P_k(x)$ в ущільненні та в перерізі торця герметизуючого елемента за координатою $x = b + l_1$ мм (рис.2). За графічними залежностями вибираємо такі величини натягу Δ_1 , які забезпечать умову герметичності ущільнення за умов дії внутрішнього тиску:

$$P_k(x) > P_V. \quad (8.2)$$

До прикладу: Для випробувального тиску $P_V = 25$ МПа та оптимального натягу різьби $\Delta = 0,15$ отримано графік контактного тиску (крива 3 на рис. 4) де він характеризується більшим значенням ніж 25 МПа по довжині ущільнення, а в перерізі $x = 42$ мм є рівним йому. Умова герметичності (8.2) виконується, а оптимальний натяг ущільнення становить $\Delta_1 = 0,05$ мм. Для обсадних труб типорозміру ОТТГ-114 з товщиною стінок 8,6 мм ($j = 1$) та 6,4 мм ($j = 3$) випробувальні тиски за стандартами становлять відповідно 45,1 та 33,3 МПа. Обрана математична модель дає спектр значень осьового навантаження Q та граничні величини натягів ущільнення Δ_1 (табл.4).

8.7 *Другий етап* – визначення необхідного натягу Δ_1 в ущільненні, що забезпечив би герметичність з'єднання в експлуатаційних умовах свердловини. Для цього відносно визначеної глибини H свердловини слід задати: 1) діаметр труби D , 2) товщина стінки S , 3) внутрішній тиск P_V (МПа), 4) зовнішній тиск P_z (МПа), 5) осьову силу Q (кН), 6) граничні натяги різьби $\Delta = 0,10$ мм та $\Delta = 0,20$ мм, 7) натяги ущільнення Δ_1 мм.

8.8 Обрана програма дає можливість отримати графічні залежності розподілу контактного тиску $P_k(x)$ в ущільненні, та проаналізувати їх значення в

контрольних перерізах, за якими вибирається таке значення натягу в ущільненні Δ_1 яке забезпечить максимально умову герметичності ущільнення [11].

8.8.1 У випадку перевищення внутрішнього тиску над зовнішнім : $P_V > P_Z$ через ефект важеля (п.п. 7.6-7.7) контрольним є переріз вільного торця герметизуючого елемента $x = b + l_1 = 42 \text{ мм}$ (рис.2), а умовою герметичності є умова (8.2) в цьому перерізі.

8.8.2 У випадку перевищення зовнішнього тиску над внутрішнім: $P_V < P_Z$ відбувається стискання середньої ділянки герметизуючого елемента (п. 7.8), тоді контрольними є переріз торця труби $x_1 = b = 13 \text{ мм}$ та переріз в половині ущільнення $x = b + 0,5l_1 = 27 \text{ мм}$ (рис.2), тоді умовою герметичності є співвідношення

$$P_k(x_1) > P_k(x_2) \geq P_V, \quad (8.3)$$

До прикладу: Якщо в свердловині діють тиски $P_V = 30 \text{ МПа}$ та $P_Z = 10 \text{ МПа}$, то для оптимального натягу різьби $\Delta = 0,15 \text{ мм}$ і заданого $\Delta_1 = 0,05 \text{ мм}$ отримано графічну залежність контактного тиску (крива 9 на рис.4). Оскільки $P_V > P_Z$ слід перевірити виконання умови (8.2) за п.п. 8.1.1. Із залежності слідує, що контактний P_k тиск перевищує більший з діючих P_V вздовж ущільнення і дорівнює йому у контрольному перерізі $x = 42 \text{ мм}$. У наслідок виконання умови (8.2) натяг $\Delta_1 = 0,05 \text{ мм}$ є оптимальним, отже герметичність з'єднання у свердловин є.

Для обсадних чи насосно-компресорних труб певного типорозміру та відповідної товщини стінки в обрану програму з додатком Excel заносяться експлуатаційні параметри для відповідних глибин відповідно до табл. в п.8.4, граничні натяги, та отримується графічна залежність розподілу контактного тиску в ущільненні та по контрольних перерізах [12], звідки отримується спектр значень натягів ущільнення Δ_1 , які забезпечать герметичність удосконаленого з'єднання в експлуатаційних умовах свердловини за умов задоволення рівності (8.3).

8.9 **Третій етап** – полягає у визначенні найбільш можливих натягів ущільнення, за яких радіальні напруження у стінці герметизуючого елемента досягають меж пропорційності, але ще відсутні пластичні деформації.

Враховуючи те, що для полімерно-композиційних матеріалів, з яких пропонується виготовлення герметизуючого елемента, притаманна ентропія з від'ємним знаком, діаграма напружень для цих матеріалів втрачає сенс.

8.10 Запропонована конструкція і технологія виготовлення герметичності муфтових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб з використання

наведених розрахунків та програмного моделювання є технологічно вигідним та ефективним для застосування у виробничих умовах нафтогазових підприємств України [13].

9 ДОДАТКИ

Таблиця 1

Показники Матеріал	Густина ρ (кг/м ³)	Модуль пружності (Юнга) E (МПа)	Коефіцієнт тертя по сталі f	Коеф. температурного розшир. β (1/К)	Стійкість до агресивних середовищ	Оцінка ризику гальвано-корозії з металом труб
Сталь групи Д	7850	200 000	0.18	$13 \cdot 10^{-6}$	D	сумісність
Сталь легована	7850	206 000	0,17	$15,1 \cdot 10^{-6}$	C	сумісність
Сталь вуглеводнева	7500	195 000 - 205 000	0,16	$11,1 \cdot 10^{-6}$	D	сумісність
Мідь	8940	82 000	0,27	$16,16 \cdot 10^{-6}$	B	НЕ суміс.
Бронза	8900	103 000	0,18	$18,1 \cdot 10^{-6}$	B	НЕ суміс.
Латунь	8440	980 000	0,35	$20,5 \cdot 10^{-6}$	B	НЕ суміс.
Алюміній	2700	630 000	0,1	$23,1 \cdot 10^{-6}$	C	сумісність
титан	4500	116 000	0,3	$7,7 \cdot 10^{-6}$	A	сумісність
Політетрафторетилен	2200	47 000	0,04	$110 \cdot 10^{-6}$	A	сумісність
Поліетилен	1140	37 000	0,25	$230 \cdot 10^{-6}$	B	сумісність
Поліпропілен	920	44 000	0,5	$160 \cdot 10^{-6}$	B	сумісність

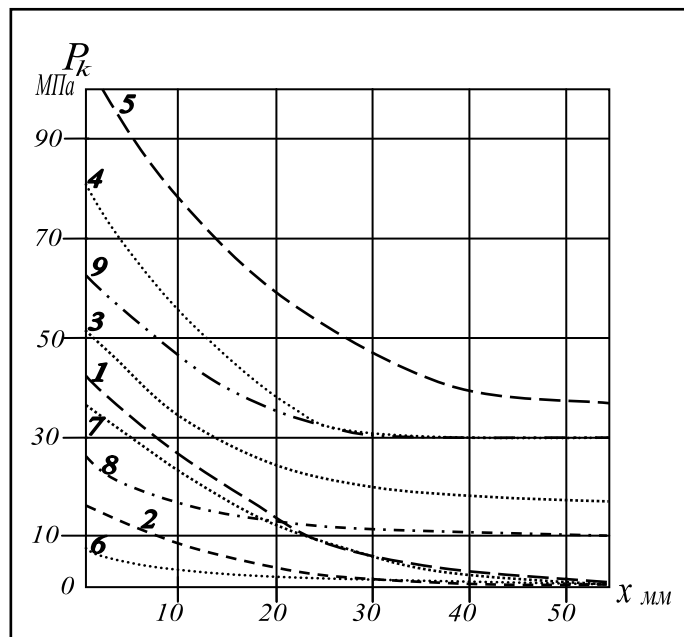


Рис. 4.а) контактні тиски P_k (МПа);

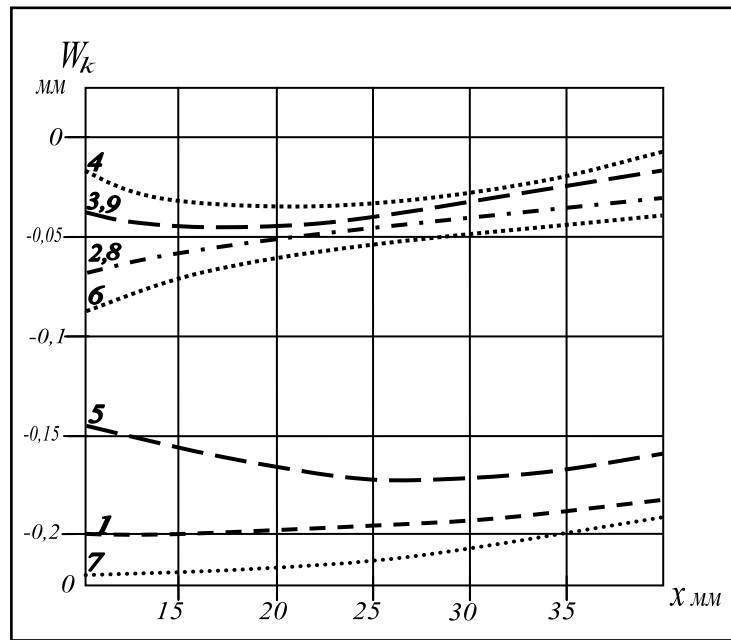


Рис.4.б) радіальні деформації W_k (мм);

- 1- $\Delta_1 = 0,1$ (мм); $P_V = P_z = 0$; 4- $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 30$; $P_z = 0$;
2- $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = P_z = 0$; 5- $\Delta_1 = 0,1$ (мм); $P_V = 30$; $P_z = 0$;
3- $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 20$; $P_z = 0$; 6- $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 0$; $P_z = 10$;
7- $\Delta_1 = 0,1$ (мм); $P_V = 0$; $P_z = 10$; 8- $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = P_z = 10$;
9- $\Delta_1 = -0,05$ (мм); $P_V = 30$; $P_z = 10$;

Рис.4 – Приклади розподілу контактних тисків (а) і деформацій стінки герметичного елемента (б) в ущільненні за координатою x (мм) залежно від натягу в ущільненні Δ_1 (мм) та від тисків P_V (МПа) – внутрішнього та P_z (МПа) – зовнішнього (натяг різьби $\Delta = 0,15$ (мм)).

10 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Трубы обсадные и муфты к ним. Технические условия: ГОСТ 632-80.- М.: Издательство стандартов, 1980. – 66 с.
2. Трубы насосно-компрессорные и муфты к ним. Технические условия: ГОСТ 633-80.-М.: Издательство стандартов, 1980. – 30 с.
3. Амельченко В.В. Решение нелинейных задач теории оболочек путем вариационных итераций / В.В. Амельченко, И.В. Неверов, В.В. Петров // Механика твердого тела, К., «Наукова думка» - 1989. – 254 с.
4. Амиро И.Я. Методы расчета оболочек / И.Я. Амиро, В.А. Заруцкий К., Наукова думка 1980.- т.2 - 367 с.
5. Богнер Ф. Расчет цилиндрической оболочки методом дискретных элементов / Ф. Богнер, Р. Фокс, Л. М. Шмит, Наука и техника 1987. - №4. - С.170-175. – Серия Соппротивление материалов и теория сооружений.
6. Биргер И.А. Резьбовые соединения /И.А. Бирер, Г.Б.Иосилевич/-М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
7. Амиро И.Я. Ребристые цилиндрические оболочки / И.Я. Амиро, В.А, Заруцкий, П.С. Поляков К., Наукова думка - 1983. – 197 с.
8. Пат. 57111 Україна, МПК E21B 17/02(2011.01), 17/042(2011.01) Різьбове з'єднання обсадних та насосно-компресорних труб [М.Є. Чернова, В.М. Яворський, Б.О. Чернов, В.Б. Чернов.] №201009211; заявл. 2010.07.22; опубл. 10.02.2011. Бюл.№3.
9. Яворський В.М. Пружно-деформований стан муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим елементом у високотемпературних свердловинах /В.М.Яворський, М.Є. Чернова Б.О. Чернов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Нафтогазова енергетика» - 2009. №1(10). - С.41-44.
10. Чернов Б.О. Підвищення експлуатаційних характеристик обсадних колон шляхом удосконалення конструкцій різьбових з'єднань / Б.О. Чернов В.Б. Чернов М.Є. Чернова В.Д. Яцишин // НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ». - 2011 р. №1(38).- С.91-96.
11. Чернов Б.О., Підвищення герметичності обсадних колон за рахунок удосконалення конструкцій різьбових з'єднань / Б.О. Чернов, М.Є. Чернова, І.М. Ільків, В.М. Мовчан// Зб. наук. праць «Породоразрушающий и

металлооброблюючий інструмент – техніка і технологія його виготовлення і застосування» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля. – 2011 р. Вип. 14. - С.182-186.

12. Чернова М.Є. Підвищення герметичності обсадних колон /М.Є. Чернова, Б.О. Чернов В.М. Мовчан//Зб. наук. праць «Породорозрушаючий і металлооброблюючий інструмент – техніка і технологія його виготовлення і застосування» НАН України Інст. ім. В.Н.Бакуля. – 2012 р. Вип. 15. - С.215-220.

13. Чернова М.Є. Забезпечення герметичності обсадних колон за рахунок конструктивних особливостей різьбових з'єднань /М.Є. Чернова, Я.В. Кунцяк// Збірник наукових праць «Породорозрушаючий і металлооброблюючий інструмент – техніка і технологія його виготовлення і застосування» НАНУ ІНМ ім. В.Н.Бакуля. - 2016. Вип. 19. - С 86-92.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ доктор технічних наук,
професор

І.І.Чудик

« » 2019 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер Полтавського
відділення бурових робіт
БУ «Укрбургаз»

А.І.Василик

« » 2019 р.

А К Т

передачі для впровадження інструкції із забезпечення герметичності
обсадних колон і насосно-компресорних труб за рахунок
герметизуючого полімерного вузла різьбового з'єднання для умов
буріння глибоких високотемпературних свердловин

Комісія у складі представників БУ «Укрбургаз» та Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) склали цей акт про те, що ІФНТУНГ передав БУ «Укрбургаз» для впровадження «інструкцію із забезпечення герметичності обсадних колон і насосно-компресорних труб за рахунок герметизуючого полімерного вузла різьбового з'єднання для умов буріння глибоких високотемпературних свердловин». Інструкція розроблена в ІФНТУНГ під час виконання дисертаційної роботи Чернової Мирослави Євгеніївни на тему «Розвиток наукових основ підвищення ефективності буріння глибоких, похило-скерованих та горизонтальних ділянок стовбура свердловин (Для умов нафтогазових родовищ України)» на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.15.10 – Буріння свердловин. Науковий керівник: доктор технічних наук Я.В.Кунцяк.

Використання технічних засобів і методик для отримання конструкції герметизуючого елемента з полімерно-композиційних матеріалів з метою підвищення герметичності та надійності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб довільного типорозміру нафтового сортаменту буде проводитись на основі узгодження додаткових спільних рішень, оформлених відповідними протоколами.

Від ІФНТУНГ:
Доктор технічних наук

Я.В.Кунцяк
Кандидат технічних наук, доцент

М.Є.Чернова

Від БУ «Укрбургаз»
Головний інженер
Полтавського відділення
бурових робіт

Василик А.І.

СПИСОК НАУКОВИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Chernova M. Ye. Kuntsyak Y. V. Study of the stress strain of rock massif in the crooked wellbore AGH DRILLING OIL GAS, 2014. Vol. 31. No. 4. P. 507-512. DOI: <http://dx.doi.org/10.7494/drill.2014.31.4.507>.
2. Chernova M. Ye. Influence of low frequency vibrations on drill string dynamics AGH DRILLING OIL GAS, 2014. Vol. 31. No. 3. P.423-430. DOI: <http://dx.doi.org/10.7494/drill.2014.31.3.423>.
3. Чернова М. Наукові тенденції буріння глибоких нафтогазових свердловин. International Academy Journal Web of Scholar, 2019. 1(31). Vol. 1. P. 18-39. DOI: https://dx.doi.org/10.31435/rsglobal_wos/31012019/6308.
4. Чернова М. Є. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованій та горизонтальній ділянках стовбура глибоких свердловин. SWorld Seientific papers, 2017. Vol. 2, Iss. 46, P. 71-78. DOI: <https://dx.doi.org/10.21893/2410-6720.2017-46.1.-77>.
5. Напряженное состояние сварных соединений УБТ с приварными резьбовыми концами / Чернова М. Е., и др. *КазУТУ хабаршиси*: зб. наук. праць Казахського національного технічного університету ім. К. І. Сатпаєва. Алмати, республіка Казахстан, 2015. №6, С. 315-320.
6. Чернов Б. О., Сімків (Чернова) М. Є., Чернов В. Б. Методи підвищення довговічності елементів бурильної колони. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія «Буріння нафтових і газових свердловин»*, 2008. №4(29). С. 98-103.
7. Яворський В. М. Чернова М. Є., Чернов Б. О. Пружно-деформований стан муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим елементом у високотемпературних свердловинах. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Нафтогазова енергетика»*. 2009. №1 (10). С. 41-44.
8. Чернова М. Є., Чернов Б. О. Підвищення експлуатаційних характеристик бурильної колони за рахунок використання в КНБК ОБТ змінної жорсткості. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2009. №1 (19). С. 82-86.

9. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В., Кунцяк Р. Я. Удосконалення технології буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин у нестійких породах. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010р. № 3(25). С. 15-17.

10. Підвищення експлуатаційних характеристик обсадних колон шляхом удосконалення конструкцій різьбових з'єднань / М. Є. Чернова та ін. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. № 1(38), С. 91-96.

11. Підвищення герметичності обсадних колон за рахунок удосконалення конструкцій різьбових з'єднань / М. Є. Чернова та ін. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2011. Вип. 14. С. 182-186.

12. Дослідження геологічних і експлуатаційних характеристик Битків-Бабчинського родовища та застосування сучасних методів інтенсифікації / Чернова М. Є. та ін. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. № 3(40). С. 85-89.

13. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Дослідження впливу zenітного кута на стійкість стінок стовбурів, що знаходяться в пружно-деформованому стані в процесі буріння горизонтальних свердловин. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2011. № 3(40). С. 37-41.

14. Чернова М. Є. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони з врахуванням законів нелінійної деформації. *НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2012. №1 (42). С. 124-134.

15. Чернова М. Є. Генерація віброколивань у процесі буріння свердловин. *НТЖ «Науковий вісник ІФНТУНГ»*. 2012. №3 (33). С. 112-121.

16. Чернова М. Є., Чернов Б. О., Мовчан В. М. Підвищення герметичності обсадних колон. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2012. Вип. 15. С. 215-220.

17. Чернова М. Є. Полімерно-композиційні матеріали для елементів бурильної колони. *Всеукраїнський щоквартальний НТЖ «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. 2013. №1 (46). С. 153-161.

18. Чернова М. Є. Динаміка гідроакустичних коливань у затопленій струмині затрубного простору бурильної колони. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Науковий вісник ІФНТУНГ»*. 2013. №1 (34). С. 82-88.

19. Чернова М. Є., Бігун М. О. Вплив низькочастотних коливань на динаміку бурильної колони. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2013. Вип. 16. С. 197-201.

20. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Підвищення працездатності обважнених бурильних труб на основі розробки вітчизняних технічних засобів. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С. 170-173.

21. Кунцяк Я. В., Чернова М. Є., Бігун М. Б. Дослідження механізму коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С. 160-166.

22. Чернова М. Є. Дослідження впливу полімерно-композиційних матеріалів на ефективність буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць*. 2014. Вип. 17. С. 151-159.

23. Чернова М. Є. Дослідження гідродинамічних циркуляційних процесів промивальної рідини під час буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин. *НТЖ «Науковий вісник ІФНТУНГ»*. 2014. №1 (36). С. 48-52.

24. Управління динамікою роботи компоновки низу бурильної колони. /М.Є. Чернова та ін. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2015. Вип. 18. С. 58-63.*

25. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Забезпечення герметичності обсадних колон за рахунок конструктивних особливостей різьбових з'єднань. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2016. Вип. 19. С. 86-92.*

26. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В. Можливості зменшення сил тертя та прихоплень бурильної колони на похило-скерованих та горизонтальних ділянках стовбура глибоких свердловин. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2017. Вип. 20. С. 63-70.*

27. Чернова М. Є. Застосування полімерно-композиційних матеріалів для елементів бурильної колони. *«Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения» НАН України Інст.ім. В.Н.Бакуля: зб. наук. праць. 2018. Вип. 21. С. 94-102.*

28. Chernova M. Ye., Kuntsyuk Ya. V. Study of the stress strain of rock massif in the crooked wellbore. *Международное научное издание «Сборник научных трудов SWorld». Технические науки. Иваново: МАРКОВА АД, 2014. Вып. 3 (36), Т.3. С. 32-37.*

29. Чернова М. Е. Исследование напряженного состояния сварных соединений утяжеленных труб с приварными резьбовыми концами. *Международное научное издание «Сборник научных трудов SWorld». Технические науки. Иваново: МАРКОВА АД, 2014. Вип. 4(37), т. 9, С. 23-31.*

30. Механізм коливних процесів у генераторі гідродинамічних імпульсів спрямованої дії / М. Є. Чернова та ін. *Международное периодическое научное*

издание «Мир науки и инноваций» Иваново: Научный мир, 2015. Вып. 1, Т. 4. С. 22-27.

31. Чернова М. Є. Фізична суть коливних процесів у бурінні нафтогазових свердловин. *Международное периодическое научное издание «Научный взгляд в будущее»*. Одесса: Куприенко СВ, 2016. Вып. 2(2), Том 5. С. 53-61.

32. Деякі методи теоретичних та експериментальних досліджень в бурінні: монографія /Чернова М. Є. та ін. «*Научные ответы на вызов современности: техника и технологии*» *SWorld*. Одесса: КУПРИЕНКО СВ, 2016. Кн. 1. 176 с.

33. Чернова М. Є. Можливості зменшення сил тертя та прихопленнь бурильної колони на похило-скерованій та горизонтальній ділянках стовбура свердловин. *Международное научное издание «Сборник научных трудов SWorld»*. Иваново, (РФ): Научный мир, 2017. Вып. 46, Том 2, С. 71-78.

Опубліковані праці апробаційного характеру

34. Відновлення дебіту нафтових і газових свердловин на основі використання енергії спрямованої дії / М. Є. Чернова та ін. «*Наука і освіта*»: зб. наук. праць за матеріалами Міжнар. наук. конф. м. Коломбо (Шрі-Ланка), 2010. С. 50-53.

35. Чернов Б. О., Чернова М. Є., Коваль В. І. Методика розрахунку матеріального балансу вуглеводнів методом математичного моделювання фазової рівноваги. «*Наука і освіта*»: зб. наук. праць за матеріалами Міжнар. наук. конф. м.Коломбо (Шрі-Ланка), 2010. С. 46-50.

36. Дослідження впливу конструктивних і технологічних чинників на динамічні характеристики пристроїв хвильової дії / М. Є. Чернова та ін. «*Сучасні досягнення в науці та освіті*»: зб. наук. праць за матеріалами IV-ї міжнародної наукової конференції м.Будва (Чорногорія), 2010. С. 255-256.

37. Чернова М. Є., Кунцяк Я. В., Кунцяк Р. Я. Буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин з використанням сучасних технологій і засобів. *«Сучасні досягнення в науці та освіті»*: зб. наук. праць за матеріалами IV-ї міжнародної наукової конференції м. Будва (Чорногорія), 2010. С. 250-252.

38. Чернова М. Є. Шляхи очищення стовбура та привибійної зони свердловин. *«Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовки фахівців нафтогазової галузі»*. зб. наук. праць за матеріалами МНТК ІФНТУНГ 2012. С. 52-57.

39. Чернова М. Є. Методи підвищення герметичності обсадних колон похило-скерованих і горизонтальних свердловин. *«Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи» ІФНТУНГ*: зб. наук. праць за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої 70 річчю газонафтопромислового факультету 10-12 грудня 2014 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ 2014. С. 207-210.

40. Чернова М. Є. Екологічні матеріали для покриття елементів бурильної колони. *«Екогеофорум-2017. Актуальні проблеми та інновації»*: зб. наук. праць за матеріалами міжнародної науково-практичної конференції до 50-річчя ІФНТУНГ. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ 2017. С. 121-123.

Патенти на корисну модель

41. Різьбове з'єднання обсадних та насосно-компресорних труб: пат. 57111 Україна. №u201009211; заявл. 22.07.2010; опубл. 10.02.2011. Бюл. № 3.

42. Генератор гідравлічних імпульсів: пат. 58651 Україна. №u201009206; заявл. 22.07.2010; опубл. 26.04.2011. Бюл. № 8.

43. Генератор гідроакустичних імпульсів: пат. 63187 Україна. № 201105983; заявл. 2011.05.13; опубл. 26.09.2011. Бюл. № 18.

44. Свердло: пат. 72459 Україна, №u201114267; заявл. 02.12.2011; опубл. 27.08.2012. Бюл. № 16.

45. Колона термоізолюваних труб: пат. 74651 Україна. №u201203430; заявл. 22.03.2012; опубл. 12.11.2012. Бюл. № 21.

46. Обважнена бурильна труба: пат. 76003 Україна. №u201205472; заявл. 05.03.2012; опубл. 25.12.2012. Бюл. № 24.

47. Пристрій для контролю прямолінійності отворів: пат. 77534 Україна. №201205465; заявл. 05.03.2012; опубл. 25.02.2013. Бюл. № 4.

48. Компоновка низу бурильної колони: пат. 115886 Україна. №u201201612598 заявл. 09.12.2016; опубл. 25.04.2017. Бюл. № 8.

49. Долото з генератором гідроколивань: пат. 117435 Україна. №u201201700481; заявл. 18.01.2017; опубл. 26.06.2017. Бюл. № 12.

50. Полімерне покриття елементів бурильної колони: пат. 124700 Україна. №2017008773; заявл. 31.08.2017; опубл. 25.04.2018. Бюл. № 8.