

Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Рачкевич Руслан Володимирович

Гриф _____

Прим. № _____

УДК 622.24.053.6:622.276.054.3

ДИСЕРТАЦІЯ

Розвиток наукових основ забезпечення працездатності колон бурильних і
насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними
недостатками

(назва дисертації)

05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

(шифр і назва спеціальності)

Галузеве машинобудування

(галузь знань)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

Р.В. Рачкевич

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий консультант Івасів Василь Михайлович, д-р техн. наук, професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

АНОТАЦІЯ

Рачкевич Р.В. Розвиток наукових основ забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук (доктора наук) за спеціальністю 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» (133 – Галузеве машинобудування). – Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2017.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках похило-скерованих і горизонтальних свердловин із геометричними недосконаlostями у вигляді локальних перегинів та каверн (жолобів) на стінках.

В роботі набув подальшого розвитку метод оцінки впливу розмірів каверн (жолобів) на напружено-деформований стан бурильної колони враховуючи особливості її контакту зі стінками прямолінійних і криволінійних ділянок свердловин за дії як поперечних так і осьових зусиль. Вперше, запропоновано методи та лабораторне обладнання для встановлення напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у свердловинах із довільною просторовою кривиною. Запропоновано конструкцію та виготовлено пристрій для промислового дослідження навантажень і напружень, яких зазнають колони бурильних труб під час експлуатації на викривлених ділянках свердловин. Для прогнозування довговічності елементів колон бурильних і насосно-компресорних труб набув подальшого розвитку С-критерій опору втомі шляхом використання локальних напружень перед фронтом тріщини та обґрунтовано застосування у

кінетичному рівнянні кривої втоми еквівалентного напруження, що враховує як нормальну так і дотичну його складові. Для визначення параметрів втомної міцності елементів бурильних і насосно-компресорних труб за випадкового навантажування, розроблено та виготовлено силову головку, яка забезпечує перехід між рівнями блоку навантаження без зупинки випробувань.

Ключові слова: працездатність, бурильні труби, насосно-компресорні труби, напружено-деформований стан, втомна довговічність, ділянки свердловин із геометричними недосконалостями.

ANNOTATION

Rachkevych R.V. Development of scientific fundamentals for ensuring the operability of columns of drill and pumping pipes in the well sections with geometrical imperfections. – Academic qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for obtaining the academic degree of the Doctor of Technical Sciences in specialty 05.05.12 «Machines for oil and gas industry» (133 – Industrial machinery engineering). – Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas, Ivano – Frankivsk, 2017.

Dissertation is about solving of important scientific-technical problem of ensuring the operability of columns of drill and pumping pipes in the directed and horizontally well sections with geometrical imperfections in the form of local curvature (dog-legs) and defects of boreholes wall in the form of cavern.

Method of evaluation of influence of dimensions of defects of borehole wall on stress-deformed state of drill string was gotten development. This method considers features of contact between drill string and borehole walls in rectilinear and curvilinear well sections under the tangential and axial loadings. Methods and laboratory equipment for determination of stress-deformed state of columns of drill

and pumping pipes in wells with three dimensional curvature is proposed first time. Device for research loads and stresses in the drill pipes during their working in the curvilinear well sections is designed and made. C-criteria of fracture for prediction of drill and pumping pipes fatigue life was developed by the using of local stresses before front of fatigue crack. Also using of equivalent stress that considers normal and tangential stresses, in S-N curve with three parameters is substantiated. Special power mechanism that ensures change between levels of loading block without pause of test for determination of fatigue strength parameters for elements of drill and pumping pipes under the irregular loading was designed and produced.

Key words: operability, drill pipes, pumping pipes, stress-deformed state, fatigue longevity, sections of wells with geometrical imperfections.

Список публікацій здобувача

1. Рачкевич. Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. №4(25). С. 88 – 92.

2. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення напружень у бурильній колоні з урахуванням особливостей взаємодії зі стінкою криволінійного стовбура. *Науковий вісник Івано-Франківського Національного університету нафти і газу*. 2008. №1(17). С. 32 – 35.

3. Юрич А.Р., Чудик І.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Моделювання компоновок низу бурильної колони з опорно-центруючими елементами (ОЦЕ) в похило-скерованому стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ*. 2008. №2(27). С.51 – 55.

4. Дейнега Р., Артим В., Рачкевич Р. та ін. Урахування корозійного чинника при розрахунку довговічності деталей машин. *Вісник Тернопільського Державного технічного університету*. 2009. № 4. С. 12 – 18.

5. Артим В.І., Рачкевич Р.В., Гриців В.В., Гладкий С.І. Вплив локальних напружень на довговічність різьбових з'єднань бурильних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 1 (30). С. 29 – 31.

6. Рачкевич Р.В., Козлов А.А., Сенчішак В.М. та ін. Взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини в місцях утворення жолобів та каверн. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов*. 2010. С. 47 – 51.

7. Івасів В.М., Артим В.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В. Удосконалення методики оцінки довговічності бурильних труб з урахуванням експлуатаційних навантажень. Частина 1. Параметри кривої втоми бурильних труб при мало- і багатоциклових навантаженнях. *Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу*. 2010. № 2 (24). С. 41 – 45.

8. Артим В.І., Яциняк І.І., Гриців В.В., Юрич А.Р., Рачкевич Р.В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2 (43). С. 197 – 202.

9. Рачкевич Р.В., Величкович А.С., Гриців В.В. та ін. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини із виробками стінок. *Збірник наукових праць НГУ*. 2012. № 37. С. 124 – 134.

10. Рачкевич Р.В. Напружено-деформований стан стисненої бурильної колони у горизонтальному стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 3 (44). С. 70 – 77.

11. Пат. № 103338 Україна. Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині. Опубл. 12.11.2012.

12. Rachkevych R.V. Drill string intense-deformed state on well section with “dog-legs”. *JOURNAL OF HYDROCARBON POWER ENGINEERING*. 2014. Vol. 1, Issue 2. P. 89 – 95.

13. Рачкевич Р.В. Лабораторне моделювання деформації трубної колони в криволінійному стовбурі свердловини. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2014. № 2(37). С. 68 – 75.

14. Яцыняк И.И., Ивасив В.М., Артым В.И., Грыцив В.В., Рачкевич Р.В. Оценка выносливости резьбовых соединений элементов бурильной колонны. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. № 10. С. 4 – 8.

15. Rachkevich R.V. In-Plane Bending of a Drill String During its Compression in a Horizontal Borehole. *Strength of Materials*. 2014. Vol. 46, Issue 6. P. 843 – 847.

16. Крижанівський Є.І. Івасів В.М., Рачкевич Р.В. та ін. Втомна довговічність різьбових з'єднань насосно-компресорних труб в криволінійних ділянках свердловин. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. 2015. № 5. С. 14 – 21.

17. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Юрич Л.Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2015. № 57 (1166). С. 45 – 48.

18. Юрич Л.Р. Ивасив В.М., Рачкевич Р.В. и др. Использование упругих элементов для управления траекторией скважины. *Нефтяное хозяйство*. 2016. № 2. С. 36 – 37.

19. Rachkevych R., Rachkevych I. The Stress-Strain State of the Drill String at the Section of the Borehole with a Cavern. *JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE RESEARCH*. 2016. No. 1, Vol. 5. P. 128 – 146.

20. Рачкевич Р.В. Применение положений механики стержней для анализа напряженно-деформированного состояния насосно-компрессорной колонны. *Технологический аудит и резервы производства*. 2016. № 5/1 (31). С. 35 – 44.

21. Рачкевич Р.В., Слободян В.І., Івасів В.М., Артим В.І. Довговічність трубних колон за складного напружено-деформованого стану. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 4 (61). С. 25 – 33.

22. Грицив В.В., Артим В.І., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Вдосконалення методу прогнозування довговічності бурильних труб на основі С-критерію.

Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії: Тези доповідей Міжн. наук.-практ. конф. молодих учених. (Івано-Франківськ, 15 – 20 вер. 2008) Івано-Франківськ, 2008. С. 28.

23. Рачкевич Руслан. Вплив особливостей профілю свердловини та її стінок на напружено-деформований стан бурильної колони. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012). Львів, 2012. С. 48 – 49.

24. Артим Володимир, Рачкевич Руслан, Буй Василь. Особливості використання кінетичної теорії втоми з урахуванням корозійного чинника. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012). Львів, 2012. С. 15 – 16.

25. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Процюк Г.Я. Вибір та коригування конструктивних параметрів неорієнтованих компоновок низу бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 118 – 122.

26. Рачкевич Р.В. Буй В.В., Дейнега Р.О. Напруження в бурильній колоні при просторовому викривленні свердловини. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 86 – 89.

27. Рачкевич Р.В. Івасів В.М., Буй В.В. Определение положения бурильной колонны при пространственном искривлении ствола скважины – залог соблюдения ее проектного профиля. *Интеграция и повышение качества образовательных процессов как фактор модернизации экономики и промышленности Союзного государства*: Материалы Межд. научн.-практ. форума, Том2. (Минск, окт. 2013). Минск, 2013. С.93 – 97.

28. Рачкевич Руслан. Просторовий згин низу бурильної колони з опорно-центрувальним елементом. *Теорія та практика раціонального проектування,*

виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доповідей 4-тої наук.-техн. конф. (Львів, 30 – 31 жовт. 2014). Львів, 2014. С. 36 – 37.

29. Пат. 62165 Україна. Пружна муфта бурильної колони. Опубл. 10.08.2011.

30. Пат. на корисну модель № 88307 Україна. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Опубл. 11.03.2014.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	13
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ	
ДОСЛІДЖЕННЯ.....	20
1.1 Аналіз відмов колон бурильних труб.....	20
1.2 Аналіз відмов колон насосно-компресорних труб.....	22
1.3 Аналіз теоретичних методів дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб.....	27
1.3.1 Визначення нормальних напружень у поперечному перерізі бурильної колони від дії нормальної сили.....	27
1.3.2 Визначення нормальних напружень у поперечному перерізі бурильної колони від дії згинальних моментів	29
1.3.3 Визначення нормальних напружень у поперечному перерізі колони насосно-компресорних труб від дії нормальної сили та згинальних моментів.....	34
1.4 Аналіз експериментальних методів дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб	43
1.4.1 Лабораторні дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб	44
1.4.2 Промислові дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб	50
1.5 Аналіз методів прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб.....	51
1.5.1 Двопараметричне, трипараметричне та чотиріпараметричне рівняння кривої втоми.....	52
1.5.2 Прогнозування втомної довговічності за випадкового навантажування.....	57

1.5.3 Прогнозування втомної довговічності бурильних труб на основі G- та C-критеріїв.....	59
1.6 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження.....	62
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	66
2.1 Лабораторне моделювання напружено-деформованого стану трубної колони в просторово викривленому стовбурі свердловини.....	67
2.1.1 Розроблення критеріїв подібності та експериментального стенду.....	67
2.1.2 Методика, обладнання та результати лабораторного тарування тензодавачів.....	74
2.2 Методи та засоби експериментального дослідження згину бурильної колони під час її експлуатації в промислових умовах.....	83
2.2.1 Конструкція пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб.....	83
2.2.2 Методика, обладнання та результати лабораторного тарування тензодавачів, що використовуються у пристрої для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб.....	96
2.3 Вдосконалення обладнання для проведення лабораторних досліджень втомної довговічності натурних зразків трубних колон за блокового навантаження.....	101
2.4 Висновки до розділу 2.....	108
РОЗДІЛ 3 АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТРУБНИХ КОЛОН У СТОВБУРІ СВЕРДЛОВИНИ.....	110
3.1 Моделювання трубних колон на основі класичної теорії згину балок.....	110
3.2 Моделювання трубних колон на основі положень механіки стрижнів.....	115
3.3 Визначення допустимого прогину трубної колони в околі заданої	

	11
точки інклінометрії.....	121
3.4 Алгоритм чисельного розв’язку системи диференціальних рівнянь пружної рівноваги трубної колони.....	134
3.5 Висновки до розділу 3.....	140
РОЗДІЛ 4 НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН КОЛОН БУРИЛЬНИХ ТРУБ У ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИН ІЗ КАВЕРНАМИ (ЖОЛОБАМИ) ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ДІЛЯНКАХ ЗНАЧНОЇ ДОВЖИНИ.....	142
4.1 Вплив розмірів каверн (жолобів) на напружено-деформований стан колон бурильних труб.....	142
4.1.1 Метод розрахунку для прямолінійного стовбура свердловини.....	143
4.1.2 Метод розрахунку для криволінійного стовбура свердловини.....	153
4.2 Напружено-деформований стан колони бурильних труб при її стиску в горизонтальному стовбурі свердловини.....	169
4.2.1 Метод розрахунку без врахування ваги одиниці довжини.....	169
4.2.2 Метод розрахунку із врахуванням ваги одиниці довжини.....	178
4.3 Висновки до розділу 4.....	182
РОЗДІЛ 5 НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН КОЛОН БУРИЛЬНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ІЗ ПРОСТОРОВИМ ВИКРИВЛЕННЯМ ЇХ ПРУЖНОЇ ОСІ.....	184
5.1 Вплив локальних перегинів осі свердловини на напружено- деформований стан колон бурильних труб.....	184
5.1.1 Аналітичний метод дослідження.....	186
5.1.2 Експериментальний метод дослідження.....	191
5.2 Напружено-деформований стан пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб, що знаходиться у криволінійній ділянці свердловини.....	201

5.3 Напружено-деформований стан колони насосно-компресорних труб на ділянці свердловини із просторовим викривленням осі.....	205
5.4 Вплив просторової деформації низу бурильної колони у прямолінійному нахиленому стовбурі свердловини на відхиляюче зусилля на долоті.....	212
5.5 Висновки до розділу 5.....	220
РОЗДІЛ 6 ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ КОЛОН БУРИЛЬНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ.....	222
6.1 Використання С-критерію для дослідження кінетики поширення втомних тріщин в різьбових з'єднаннях трубних колон.....	222
6.2 Втомна довговічність трубних колон за складного напружено-деформованого стану.....	226
6.3 Прогнозування втомної довговічності колон бурильних труб за одночасної дії змінних у часі осьової сили та згинального моменту.....	237
6.4 Аналіз впливу інтенсивності викривлення, діаметру та початкового зенітного кута криволінійної ділянки свердловини на ресурс колони бурильних труб.....	249
6.5 Висновки до розділу 6.....	266
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	269
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	272

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. На даний час обсяги похило-скерованого та горизонтального буріння невинно зростають. До того ж, значна кількість свердловин містить геометричні недосконалості у вигляді локальних перегинів осей та каверн (жолобів) на стінках. Як наслідок, колони бурильних і насосно-компресорних труб, які експлуатуються в таких умовах, зазнають суттєвих деформацій розтягу, стиску, згину та кручення. При цьому виникають як нормальні, так і дотичні напруження, що часто сягають граничних величин та призводять до втомного руйнування згаданих колон. Іншими словами, бурильні та насосно-компресорні труби втрачають працездатність, тобто стан, при якому вони спроможні виконувати задані функції при збереженні значень параметрів у межах, встановлених нормативною документацією. Тож, для забезпечення працездатності, необхідне припинення експлуатації вказаних колон до настання відмов при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту.

Одним із шляхів вирішення зазначеної проблеми є оцінка напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб із подальшим прогнозуванням їх втомної довговічності з метою забезпечення працездатності.

Значний творчий внесок за даним науковим напрямком зробили такі вчені як Александров М.М., Артим В.І., Баліцкій А.В., Григулецький В.Г., Гуляєв В.І., Івасів В.М., Калінін А.Г., Карпаш О.М., Копей Б.В., Крижанівський Є.І., Лубінський А., Мойсишин В.М., Песляк Ю.А., Петрина Ю.Д., Почтенний Є.К., Сесюнін Н.А., Султанов Б.З., Чернов Б.О., Щербюк Н.Д., Янтурін А.Ш. та інші. Втім сучасні тенденції будівництва та експлуатації нафтогазових свердловин ставлять цілий ряд нових завдань, які потребують вирішення або подальшого розвитку.

Зокрема нерозв'язаними залишаються задачі оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних труб, які зазнають поздовжньо-поперечного навантаження у свердловинах із кавернами (жолобами). Необхідний подальший розвиток методів оцінки деформацій та напружень, які виникають у бурильних і насосно-компресорних трубах у свердловинах із віссю, що має довільну просторову кривину. Очікують на подальший розвиток методи прогнозування втомної довговічності елементів бурильних і насосно-компресорних труб враховуючи локальний напружений стан в околі зони руйнування, складний напружений стан та випадкові експлуатаційні навантажування.

Відтак, проблема забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб під час їх експлуатації на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями, безумовно, є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана у відповідності до програм науково-дослідних робіт: «Розроблення методів управління процесом спорудження скерованих свердловин в сланцевих і вугільних відкладах», номер державної реєстрації 0112U004157; «Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України», номер державної реєстрації 0115U007099.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб у похило-скерованих і горизонтальних свердловинах із геометричними недосконаlostями шляхом розвитку та розроблення математичних моделей, методів і обладнання для оцінки їх напружено-деформованого стану та втомної довговічності.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення наступних **завдань**:

1) аналіз сучасного стану аварійності, методів і обладнання для дослідження напружено-деформованого стану, втомної міцності та прогнозування довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб;

2) розроблення математичних моделей для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями;

3) розроблення лабораторного обладнання для дослідження напружено-деформованого стану моделей колон бурильних і насосно-компресорних труб на просторово викривлених із довільною інтенсивністю ділянках свердловин;

4) розроблення обладнання для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб у процесі експлуатації;

5) розроблення методів оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних труб: за умов каверно- та жолобоутворення; у горизонтальних ділянках свердловин значної довжини; у локальних перегибах свердловин;

6) розроблення методів оцінки напружено-деформованого стану колон насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із просторовим викривленням;

7) розроблення математичних моделей і методів для прогнозування втомної довговічності елементів колон бурильних і насосно-компресорних труб з врахуванням локального та складного напруженого стану.

Об'єкт дослідження: експлуатація колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями.

Предмет дослідження: працездатність колон бурильних і насосно-компресорних труб.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є сумісне використання математичного та фізичного моделювання об'єкта дослідження. Для підтвердження адекватності отриманих результатів моделювання використано експериментальні методи, які реалізовано на діючому обладнанні та лабораторних установках. Зокрема:

- математичним моделюванням, опираючись на класичну теорію згину, положення механіки гнучких стрижнів, кінетичну теорію втоми та критерії міцності, здійснено аналіз напружено-деформованого стану та довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб;

- експериментальними методами, на основі теорії подібності та натурних випробувань, здійснено перевірку адекватності запропонованих математичних моделей для аналізу напружено-деформованого стану трубних колон;

- фізичне моделювання використано при розробленні обладнання для дослідження втоми елементів трубних колон за блокових навантажуваль.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в отриманні якісно нових підходів щодо оцінки впливу навантаження та геометричних параметрів стовбура свердловини і колони бурильних або насосно-компресорних труб на їх напружено-деформований стан та довговічність з метою забезпечення працездатності. Зокрема:

- набула подальшого розвитку математична модель для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони в стовбурі свердловини з каверною (жолобом) чи горизонтальному стовбурі значної довжини, яка дозволяє здійснювати аналітичні дослідження за дії осьових і поперечних зусиль при необмеженій кількості ділянок колони із різними геометрично-ваговими характеристиками та реакцій зі стінкою свердловини;

- вперше, на основі положень механіки стрижнів, розроблено математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у свердловинах із просторовою віссю довільної кривини, що дозволяє встановити форму пружної осі колони, криволінійні координати, величину та напрямок реакцій стінки свердловини;

- набув подальшого розвитку С-критерій опору втомі завдяки використанню локальних напружень перед фронтом тріщини в якості одного із аргументів функції довговічності елементів колон бурильних і насосно-компресорних труб;

– вперше обґрунтовано доцільність використання еквівалентного напруження в якості аргументу трипараметричного рівняння кривої втоми для прогнозування довговічності колон бурильних та насосно-компресорних труб з врахуванням як нормальних, так і дотичних напружень в їх поперечному перерізі.

Достовірність результатів дисертації забезпечується теоретичним обґрунтуванням базових положень, їх відповідністю експериментальним даним і відомим підсумкам досліджень інших науковців, зв'язком із результатами отриманими із застосуванням класичних методів і відповідності фізичній суті досліджуваних явищ.

Практичне значення одержаних результатів полягає в подальшому розвитку та розробленню математичних моделей і методів, що враховують особливості взаємодії трубних колон із стінками свердловин, локальні та еквівалентні напруження в їх поперечному перерізі і можуть бути використані для оцінки напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб з метою забезпечення їх працездатності при експлуатації у похило-скерованих та горизонтальних свердловинах із локальними перегинами осей, враховуючи умови каверно- та жолобоутворення.

Практичне використання результатів дисертаційної роботи відображено у вигляді: звітів по науково-дослідних роботах «Розроблення методів управління процесом спорудження скерованих свердловин в сланцевих і вугільних відкладах» (номер державної реєстрації 0112U004157) і «Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України» (номер державної реєстрації 0115U007099); керівних документів «Інструкція забезпечення надійності бурильної колони на викривлених ділянках свердловини при комбінованому способі буріння» (впроваджена в ДАТ «Чорноморнафтогаз», див. додаток Б) та «Методика прогнозування

довговічності бурильної колони та її елементів в ускладнених умовах буріння» (впроваджена в Стрийському відділенні бурових робіт, див. додаток В).

Результати напрацювань також впроваджені у навчальний процес кафедри механіки машин Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача

Всі положення й висновки, математичні моделі та методи розрахунків, аналітичні залежності й результати розрахунків, що виносяться на захист, розроблені та належать особисто авторів. Роботи [10, 12, 13, 15, 20, 23, 28] опубліковані одноосібно (див. додаток А). Із наукових праць, які опубліковані у співавторстві (див. додаток А), на захист винесено їх основні частини, розроблені особисто дисертантом. Зокрема [1, 2, 3, 6, 9, 16, 17, 18, 19, 25] – складено та розв’язано систему диференціальних рівнянь рівноваги трубної колони в плоскій постановці з крайовими умовами, що враховують геометричні розміри труб та свердловини; [14] – прийнято безпосередню участь у експериментальних дослідженнях; [4, 24] – складено алгоритм і комп’ютерну програму для розрахунків згідно з запропонованим методом; [5, 22] – запропоновано та реалізовано, у вигляді розрахунково-експериментального методу, концепцію використання в якості одного із аргументів функції С-критерію локальних напружень в небезпечному перерізі; [7, 8] – здійснено статистичний аналіз аварійності з елементами бурильної колони; [11, 29, 30] – прийнято безпосередню участь у розробленні конструкції та виготовленні дослідних зразків обладнання; [26, 27] – на основі положень механіки стрижнів, запропоновано аналітичний метод дослідження напружено-деформованого стану трубних колон у стовбурі свердловини з довільним просторовим викривленням осі враховуючи взаємодію з її стінкою; [21] – запропоновано, розроблено та обґрунтовано концепцію використання еквівалентних напружень в якості аргументу функції довговічності трубної колони.

Методи, аналітичні й емпіричні залежності, комп’ютерні програми для виконання розрахунків і отримані результати, які виносяться на захист,

належать особисто автору. Усі винаходи, зроблені в ході виконання роботи, є результатом творчого колективу авторів.

Апробація матеріалів дисертації

Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: міжнародній науково-практичній конференції молодих учених «Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії» (м. Івано-Франківськ, 2008); науково-технічних конференціях «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012, 2014); міжнародній науково-технічній конференції та виставці «Нафтогазова енергетика 2013» (м. Івано-Франківськ, 2013); міжнародному науково-практичному форумі «Интеграция и повышение качества образовательных процессов как фактор модернизации экономики и промышленности союзного государства» (м. Мінськ, 2013); засіданні кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2017).

Публікації

За матеріалами дисертації опубліковано 30 робіт, з яких 21 у фахових українських і закордонних виданнях, а також виданнях, які занесені до наукометричних баз; 2 – патенти України; 7 – у збірниках праць і тез міжнародних конференцій.

Структура та обсяг дисертації

Дисертація складається із вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 204 найменування, та 6 додатків. Загальний обсяг роботи становить 271 сторінку та включає 88 рисунків і 50 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Як було зазначено раніше, розвиток математичних моделей, методів і обладнання для оцінки напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб є одним із шляхів забезпечення їх працездатності в похило-скерованих і горизонтальних свердловинах із геометричними недосконаlostями.

Зважаючи на актуальність даної проблеми, нею займалися чимало відомих науковців. Тож, для чіткого формулювання мети та завдань даної роботи, розглянемо праці за обраним напрямком досліджень.

1.1 Аналіз відмов колон бурильних труб

Автором роботи [31] проведено статистичний аналіз відмов бурильних колон. Охоплено доволі широкий часовий інтервал починаючи від 1971 року й закінчуючи 1990 роком. Зокрема відзначено, що частка їх корозійно-втомного руйнування від загальної кількості аварій на бурових підприємствах за різними даними становить від 62 % до 85 %. Також наведений розподіл відмов по елементах бурильних труб (див. таблицю 1.1).

Враховуючи статистичний характер даних, цим же автором [31] зроблено висновок, що аварійність бурильних колон залишається високою незважаючи на впровадження нових конструкцій та покращення якості їх елементів і з'єднань, дотримання правил експлуатації. При цьому, основною причиною відмов є корозійно-втомне руйнування. Це вказує на необхідність більш повного аналізу методів прогнозування втомної довговічності та попередження корозійно-втомного пошкодження елементів бурильних колон для забезпечення їх експлуатаційної надійності.

Таблиця 1.1 – Розподіл відмов по елементах бурильної колони

Назва елементу	Частка від загальної кількості відмов бурильної колони, %
Трубна різьба	23 – 31,2
Замкова різьба	21,7
Зварний шов	5,9 – 45
Тіло труби	14,4 – 28,5
Різьбові з'єднання обважнених бурильних труб	31

У підтвердження цьому, в роботах [8, 32] проаналізовано промислові дані по експлуатації обладнання на теренах бурового управління «Укрбургаз» за 2007 – 2010 роки. Вони свідчать, що частка аварій, спричинених корозійно-втомним руйнуванням елементів бурильної колони, складає за вказаний період 45,7 %.

У публікації [33] вказано, що, станом на 2006 рік, дві третини всіх відмов бурильних труб спричинені втомним зношуванням.

Автори [34] відзначили, що переважну кількість аварій та ускладнень під час буріння й експлуатації свердловин становлять відмови колон бурильних і насосно-компресорних труб.

В роботі [35] також наводиться аналіз статистичної інформації, отриманої різними науковцями по аварійності бурильних колон. Охоплено часовий інтервал починаючи від 1977 та закінчуючи 1994 роками. Як висновок вказано, що, незважаючи на значний поступ науковців і інженерів у напрямку підвищення втомної міцності елементів бурильних колон, суттєвого зменшення аварійності із ними, на жаль, поки не спостерігається.

Як видно з вищезазначеного, це твердження цілком вдало характеризує ситуацію й у загальному аспекті.

1.2 Аналіз відмов колон насосно-компресорних труб

Аварії з колонами насосно-компресорних труб (НКТ), під час їх експлуатації, є доволі поширене явище. Так, наприклад, дані по прикарпатському регіону свідчать, що кількість свердловин, на яких було зафіксовано порушення роботи НКТ по нафтогазовидобувному управлінню (НГВУ) «Долинанафтогаз» становить 45 %, по НГВУ «Бориславнафтогаз» – 28 %, по НГВУ «Надвірнанафтогаз» – 27 % [36]. При цьому спостерігається наступний характер відмов колон насосно-компресорних труб: втрата герметичності різьбових з'єднань – 80,2 %; наявність отворів в тілі труб – 2,6 %; тріщини в тілі труб – 6,2 %; інші – 11 % [37].

Автор роботи [38] зазначає, що найчастіше аварійність НКТ спричиняють різьбові з'єднання, зокрема: руйнування (34%); втрата герметичності (12%); з'єднання не згвинчується – критичне значення натягу й геометричних параметрів профілю (43%); з'єднання не розгвинчується – «прихоплення» різьби (11%). Тут же наводиться й аналіз порушень роботи по ВАТ «Укрнафта», який показав, що відмови різьбового з'єднання насосно-компресорних труб серед усіх інших видів склали: у 2008 році – 32,8%, у 2009 році – 34,2%, у 2010 році – 32,2%.

В статті [39] вказано, що труби та їх різьбові з'єднання при нафтовидобутку в ускладнених умовах піддаються не тільки інтенсивному корозійному впливу агресивного середовища, але й значним знакозмінним механічним навантаженням. Це призводить до активного руйнування різьби труб. Так, за даними Американського нафтового інституту, а також результатами проведеного російськими спеціалістами кваліметричного аналізу експлуатаційної надійності НКТ, кількість відмов даних труб із причин руйнування різьбових з'єднань складає 50 – 55 %.

Нами розглянуто результати капітальних і підземних ремонтів свердловин на теренах Надвірнянського нафтогазовидобувного управління в

Івано-Франківській області. Інформація про аварії пов'язані з руйнуванням елементів насосно-компресорних труб подана в таблицях 1.2 – 1.9.

Таблиця 1.2 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов'язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2006 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
Березень	222 – Гвізд	Обрив колони НКТ по тілу
Квітень	632 – Битків	Обрив колони НКТ по муфті
Червень	812 – Битків	Обрив колони НКТ по муфті
Липень	815 – Пас.	Обрив колони НКТ по тілу
Серпень	518 – Пас.	Обрив колони НКТ по тілу
Серпень	10 – Делятин	Обрив колони НКТ по тілу
Жовтень	221 – Гвізд	Обрив колони НКТ по тілу
Жовтень	528 – Бистриця	Обрив колони НКТ по тілу

Загалом за 2006 р. зафіксовано 27 аварій пов'язаних із руйнуванням свердловинного обладнання. Як видно із таблиці 1.2, 30 % становлять відмови насосно-компресорних труб.

Таблиця 1.3 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов'язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2007 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
1	2	3
Лютий	9 – Довбушанка	Обрив колони НКТ по тілу
Травень	632 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Червень	35 – Лопушня	Обрив колони НКТ по тілу
Серпень	516 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Вересень	3 – Лопушня	Обрив колони НКТ по тілу

Продовження таблиці 1.3

1	2	3
Жовтень	725 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Жовтень	14 – Довбушанка	Обрив колони НКТ по тілу

За 2007 р. на площах Надвірнянського НГВУ сталося 24 відмови свердловинного обладнання. З них 25 % з причини обривів колон НКТ.

Таблиця 1.4 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов’язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2008 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
Лютий	35 – Лопушня	Обрив колони НКТ по тілу
Лютий	29 – Луква	Обрив колони НКТ по тілу
Травень	128 – Довбушанка	Обрив колони НКТ по тілу
Серпень	3 – Пнів	Обрив колони НКТ по тілу
Серпень	562 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Жовтень	548 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Грудень	808 – Пасічна	Обрив колони НКТ по муфті
Грудень	549 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Грудень	710 – Битків	Обрив колони НКТ по муфті

Протягом 2008 р. на площах Надвірнянського НГВУ зафіксовано 32 аварії, з яких 28 % зумовлені відмовами насосно-компресорних труб.

Таблиця 1.5 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов’язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2009 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
1	2	3
Березень	77 – Луква	Обрив колони НКТ по муфті

Продовження таблиці 1.5

1	2	3
Березень	515 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Квітень	811 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Червень	119 – Ст. копальна	Обрив колони НКТ по тілу

Відсоток свердловин, на яких зафіксовано відмови колон НКТ за 2009 р. становить 16 % (див. таблицю 1.5). Загалом кількість аварійних свердловин рівна 25.

Таблиця 1.6 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов'язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2010 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
Лютий	811 – Пасічна	Обрив колони НКТ по тілу
Березень	651 – Битків	Обрив колони НКТ по муфті
Серпень	268 – Довбушанка	Обрив колони НКТ по тілу
Вересень	119 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Жовтень	540 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Жовтень	524 – Битків	Деформація тіла НКТ
Листопад	17 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу

Протягом 2010 р. зафіксовано 31 відмову свердловинного обладнання. З них 23 % руйнування насосно-компресорних труб.

Таблиця 1.7 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов'язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2011 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
1	2	3
Січень	32 – Лопушня	Обрив колони НКТ по муфті

Продовження таблиці 1.7

1	2	3
Березень	2 - Пнів	Обрив колони НКТ по тілу
Березень	47 - Битків	Обрив колони НКТ по тілу

Загальна кількість аварій пов'язаних із відмовами свердловинного обладнання за 2011 р. становить 27. Отже, частка руйнування насосно-компресорних труб рівна 11 %.

Таблиця 1.8 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов'язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2012 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
Січень	610 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу
Квітень	50 – Гвізд	Обрив колони НКТ по різьбі
Липень	710 – Битків	Обрив колони НКТ по тілу

З поміж 35 аварій із свердловинним обладнанням за 2012 р., обриви колон НКТ становлять 9 %.

Таблиця 1.9 – Аварії на теренах Надвірнянського НГВУ пов'язані із руйнуванням елементів НКТ протягом 2013 р.

Місяць	Назва свердловини	Опис
Лютий	463 – Битків	Обрив колони НКТ по муфті
Червень	55 – Довбушанка	Обрив колони НКТ по різьбі

Відсоткова частка відмов насосно-компресорних труб за 2013 р. також рівна 9 %.

Загалом можна зазначити, що обриви колон НКТ, спричинені руйнуванням тіла труб, з'єднувальних муфт і різей, становлять від 9 до 30 %.

Це вагома частка, особливо враховуючи високу вартість проведення ремонтів свердловин після таких відмов.

1.3 Аналіз теоретичних методів дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб

В загальному випадку, трубні колони, які використовуються для розробки та експлуатації родовищ нафти й газу, навантажені цілим спектром зовнішніх зусиль як в осьовому, так і радіальному напрямках [40 – 50]. Відтак, в поперечному перерізі чи то бурильних, чи то насосно-компресорних труб виникають нормальна та поперечні сили, крутний і згинальні моменти, які призводять до виникнення нормальних напружень від розтягу, стиску та згину. Додатково виникають ще й і дотичні напруження, величиною яких, зазвичай, нехтують [51].

З іншого боку, проблема моніторингу напружено-деформованого стану бурильних і насосно-компресорних колон надзвичайно важлива, адже ця інформація є вихідною як для оцінки їх статичної та втомної міцності, так і для визначення інших важливих технологічних параметрів.

Проведемо аналіз наукових доробок за даним напрямком.

1.3.1 Визначення нормальних напружень у поперечному перерізі бурильної колони від дії нормальної сили

В роботі [52] зроблено доволі детальний аналіз найбільш відомих методів розрахунку нормальних напружень у поперечному перерізі бурильної колони від розтягу або стиску. Зазначено, що науковцями пропонувались різні за складністю та відповідністю реальним умовам методи. Наприклад, відомі формули, в яких враховуються тільки довжина розтягнутої частини бурильної колони нижче перерізу, в якому визначаються напруження; площа поперечного перерізу; приведена вага 1 м труби з урахуванням ваги замків, з'єднувальних

муфт і висаджених частин; густина металу бурильних труб і бурового розчину відповідно. Звичайно ж, такі рівності можна застосовувати виключно до прямолінійних вертикальних свердловин.

В цій же ж роботі [52] зазначено, що для похило-скерованого буріння пропонуються доопрацьовані рівняння, які додатково враховують силу тертя колони до стінок свердловини, а також осьову та радіальну складові вектора власної ваги труб у похилих і горизонтальних ділянках стовбурів [53, 54]. Проте, розрахунок проводиться тільки для площини, в якій відбувається зміна зенітного кута. До того ж, не враховуються особливості контакту бурильної колони зі стінкою свердловини.

В публікаціях Гуляєва В.І. та Стасенка В.М. [55 – 57] для аналітичного визначення внутрішніх сил і моментів у поперечному перерізі бурильної колони, а також сили розтягу у точці її підвісу, використовуються положення теорії гнучких стрижнів, зокрема наступні основні співвідношення

$$\frac{d\vec{F}}{ds} = -\vec{\omega}_\chi \times \vec{F} - \vec{f}, \quad \frac{d\vec{M}}{ds} = -\vec{\omega}_\chi \times \vec{M} - \vec{\tau} \times \vec{F} - \vec{m},$$

де $\vec{\omega}_\chi$ – вектор Дарбу;

$\vec{F}$, $\vec{f}$ – вектори зовнішніх і внутрішніх сил відповідно;

$\vec{M}$, $\vec{m}$ – вектори зовнішніх і внутрішніх моментів відповідно.

В основі запропонованого методу лежить міркування, що пружна вісь бурильної колони співпадає з віссю свердловини, яка, в свою чергу, задається аналітично.

Подібний підхід використано й в роботі Песляка Ю.А. [58]. Для дослідження рівноваги тонкого пружного стрижня, за допомогою якого проведено моделювання трубної колони, використано рівняння Кірхгофа в векторній формі

$$\frac{d\vec{T}}{ds} + \vec{F} = 0, \quad \frac{d\vec{M}}{ds} + \vec{t} \times \vec{T} = 0,$$

де T і M – вектори сили та моменту, які діють в поперечному перерізі стрижня;
 F – вектор зовнішнього зусилля поділений на одиницю довжини осьової лінії в деформованому стані;

s – довжина дуги осьової лінії в деформованому стані.

Вважаючи поперечні переміщення осі гнучкого стрижня незначними, та не приймаючи до уваги реактивний крутний момент на долоті й відцентрові сили інерції, автор [58] розв’язує обернену задачу, а саме визначає сили, що діють на колону, при заданій формі її пружної осі. При цьому також робиться припущення про повне співпадіння осей бурильної колони та свердловини. Проте такі міркування не в повній мірі відповідають експлуатаційним умовам, особливо коли ідеться про криволінійні ділянки свердловин і місця з кавернами (жолобами).

Однак, безперечною перевагою таких методів є можливість визначення нормальних напружень від дії осьової сили в поперечному перерізі бурильної колони у просторово викривлених свердловинах.

1.3.2 Визначення нормальних напружень у поперечному перерізі бурильної колони від дії згинальних моментів

Складні умови, в яких експлуатуються бурильні труби, неминуче призводять до поперечної деформації їх пружної осі. Це може відбуватися як у прямолінійних ділянках свердловин, наприклад від втрати стійкості, наявності каверн (жолобів), локальних перегинів осі свердловини, так і у криволінійних інтервалах буріння. У будь-якому випадку, в поперечному перерізі бурильної колони виникатимуть згинальні моменти і, як наслідок, нормальні напруження від згину. Розглянемо основні аналітичні методи їх визначення.

Безперечно, одним із найпоширеніших напрямів є математичне моделювання бурильної колони у вигляді балки, яка під дією прикладених навантажень деформується в одній площині. В даному випадку складаються та розв'язуються системи спрощених диференціальних рівнянь пружної рівноваги з використанням граничних умов, що залежать від співвідношення геометричних параметрів колони та свердловини.

За своєю складністю розрахункові схеми зустрічаються доволі різні: починаючи від одно-прогонних і закінчуючи багато-прогонними, як статично визначеними, так і статично невизначеними вагомими балками, що зазнають поздовжньо-поперечного згину [1 – 3, 25, 52, 58 – 91]. Такі спрощені методи найчастіше використовуються для моделювання певної ділянки бурильної колони. Наприклад, компонування її низу, частини, що перебуває в криволінійному стовбурі чи у місці порушення цілісності стінок свердловини.

Зазвичай, для кожного конкретного випадку взаємодії бурильної колони із стовбуром свердловини розробляється окрема математична модель, що, безумовно, є недоліком.

З поміж іншого, вказані підходи не можна використовувати за умов дії значних крутних моментів, або для свердловин із просторовим викривленням осі.

Отже, для врахування впливу крутного моменту на форму пружної осі бурильної колони, слід розв'язувати задачу у просторовій постановці. Так, наприклад, в роботі Янтуріна А.Ш. [92] розглядається частина вагової бурильної колони, яка знаходиться під дією осьової сили P та моменту від скручування M . Автором [93] наводиться розв'язання подібної задачі, втім враховується вплив відцентрових сил інерції.

Для аналізу напружено-деформованого стану використано систему диференціальних рівнянь рівноваги у вигляді

$$\begin{cases} EI \frac{d^4 y}{dx^2} - P \frac{d^2 y}{dx^2} + M \frac{d^3 z}{dx^3} - f_u(y) = 0, \\ EI \frac{d^4 z}{dx^2} - P \frac{d^2 z}{dx^2} - M \frac{d^3 y}{dx^3} - f_u(z) = 0, \end{cases}$$

де EI – жорсткість на згин;

$f_u(y), f_u(z)$ – відцентрові сили.

При цьому функцію пружної осі бурильної колони задано у наступному вигляді

$$y = r \sin \frac{\pi x}{2l}, \quad z = r \cos \frac{\pi x}{2l}, \quad (1.1)$$

де r – стріла прогину;

l – відстань від устя свердловини до першої точки контакту бурильної колони із стінкою стовбура.

Подібний метод дослідження згину стисненої бурильної колони наводиться також і в роботі [59]. Автор використовує модель невагомego однорозмірного стрижня, який стискається зосередженою силою в середині циліндра. При цьому робиться припущення, що за великих навантажень тільки маленькі ділянки колони провисають і не доторкаються до стінки свердловини, а значно більша частина має форму гвинтової лінії й контактує зі стовбуром. Пружна вісь, при цьому, задається рівняннями вигляду (1.1). В цій же ж роботі, розглядається аналогічний попередньому метод, за виключенням того, що до уваги приймається сила тертя між колоною та стінкою свердловини. Відтак, в якості форми пружної осі прийнято гвинтову лінію зі змінним кроком.

Григулецьким В.Г. [70, 71] використано наступну систему диференціальних рівнянь рівноваги для дослідження стійкості просторової форми рівноваги низу бурильної колони

$$\begin{cases} EI \frac{d^4 u}{dz^4} + M \frac{d^3 v}{dz^3} + \frac{d}{dz} \left[(F + \lambda_{жс} - Pz) \frac{du}{dz} \right] = 0, \\ EI \frac{d^4 v}{dz^4} - M \frac{d^3 u}{dz^3} + \frac{d}{dz} \left[(F + \lambda_{жс} - Pz) \frac{dv}{dz} \right] = 0, \end{cases}$$

де EI – жорсткість на згин бурильної колони;

u, v – проекції пружної осі на дві взаємно перпендикулярні площини;

M – крутний момент;

F – осьова сила стиску;

P – вага одиниці довжини;

$\lambda_{жс}$ – сили інерції обумовлені рухом бурового розчину в середині колони та поза трубному просторі.

Розрахункова схема передбачала, що стовбур свердловини вертикальний, а обмежувальна дія стінок не враховувалася. Подібний підхід можна знайти й у науковій праці Гуляєва В.І. [94].

В цих же ж роботах [70, 71] також розглянуто розв'язок задачі згину компонування низу бурильної колони (КНБК) без опорно-центрувальних елементів (ОЦЕ) у нахилений прямолінійній свердловині при одночасній дії осьового навантаження, сил власної ваги труб і крутного моменту. Система диференціальних рівнянь рівноваги, яка при цьому використана, має вигляд:

$$\begin{cases} EI \frac{d^4 y}{dx^4} + M \frac{d^3 z}{dx^3} + \frac{d}{dx} \left[(F - Px \cos \alpha) \frac{dy}{dx} \right] = P \sin \alpha, \\ EI \frac{d^4 z}{dx^4} - M \frac{d^3 y}{dx^3} + \frac{d}{dx} \left[(F - Px \cos \alpha) \frac{dz}{dx} \right] = -\frac{M}{GI} Px \sin \alpha, \end{cases} \quad (1.2)$$

де y, z – проекції пружної осі на дві взаємно перпендикулярні площини;

α – зенітний кут нахилу стовбура свердловини;

GI – жорсткість при крученні ділянки компоновки.

При розрахунку розглядалася ділянка колони від долота до точки першого контакту зі стінкою свердловини.

Ця ж система диференціальних рівнянь (1.2) використовується й для теоретичного дослідження згину КНБК без опорно-центрувальних елементів і з одним опорно-центрувальним елементом у довільно викривленій свердловині. При цьому автори уточнили, що розрахунок проводиться для випадку, коли кут нахилу свердловини та азимут одночасно змінюються з однаковою інтенсивністю. Даний факт враховано в граничних умовах, до яких входять радіуси викривлення свердловини в місці розміщення долота та в місці контакту колони з стінкою свердловини, а також додаткові умови «нерозривності» пружної лінії в точці встановлення опорно-центрувального елемента.

Тож варто відзначити, що науковцями охоплено доволі широкий спектр видів ділянок свердловин, починаючи від прямолінійних вертикальних і закінчуючи просторово викривленими із рівномірною зміною зенітного та азимутального кутів. Проте, в експлуатаційних умовах зміна цих кутів може відбуватися із довільною інтенсивністю. Тому, розрахункові методи повинні враховувати цей факт.

Теоретичні та експериментальні дослідження напружено-деформованого стану стисненої бурильної колони, поперечна деформація якої обмежена стінками свердловини, наведені в роботі Сесюніна Н.А. [95]. З використанням варіаційного числення, автором проаналізовано різноманітні випадки: починаючи від таких, де бурильна колона вважається невагомою та стискається зосередженою силою у вертикальному стовбурі свердловини, і закінчуючи методами, що враховують власну вагу колони і можуть використовуватися не тільки для прямолінійних ділянок свердловин, але й і для стовбурів вісь яких є гвинтовою лінією, дугою кола, параболою, гіперболою, а також комбінацією J та S – подібних профілів свердловин.

Цим же ж автором [95] записано та розв'язано функціонали для аналізу напружено-деформованого стану просторово викривленої КНБК, до складу якої можуть входити до трьох ділянок з різними геометрично-ваговими характеристиками. При розробленні розрахункових методів, описаних в даній

науковій праці, вважалося, що гнучкий стрижень складається з наступних частин: 1) направляюча (від початкової точки стрижня до першої точки контакту із стовбуром свердловини); 2) перехідна (від першої точки контакту із стовбуром свердловини до останньої). В роботі також висловлено припущення, що на перехідній ділянці пружний стрижень безвідривно прилягає до стінки свердловини. Проте подальші розрахунки показали можливість виникнення ефекту пружного відриву на перехідній частині. Однак, автор зазначив, що величина відходу не перевищує 5 % радіального зазору, що, для експлуатаційних умов, враховуючи податливість стінки стовбура, є несуттєвою величиною. Також в роботі зроблено припущення про незначущість величини реактивного крутного моменту на долоті. Відтак, до уваги при розрахунках він не приймався.

Напружено-деформований стан КНБК в просторовій постановці з використанням системи диференціальних рівнянь Кірхгофа та співвідношень Клебша розглядається в роботі [96]. Для проведення розрахунків автори використали припущення про малі переміщення пружної осі бурильної колони відносно прямолінійного положення. В якості її форми при стиску з врахуванням взаємодії з стінкою свердловини прийнято гвинтову лінію з змінним кроком. При цьому вважається, що реакція між бурильною колоною та стовбуром розподілена вздовж лінії їх контакту.

Варто відзначити, що задавання форми пружної осі бурильної колони у вигляді спіралі як із сталим так і зі змінним кроком є об'єднуючою рисою розглянутих вище робіт. Втім, як показують промислові спостереження, таке твердження не завжди має місце на практиці.

1.3.3 Визначення нормальних напружень у поперечному перерізі колони насосно-компресорних труб від дії нормальної сили та згинальних моментів

Сьогодні частка свердловин, які експлуатуються глибинонасосним

способом становить приблизно дві третини від їх загального фонду. Поряд із низкою переваг, серед яких, наприклад, можливість видобування вуглеводів за малих дебітів, даний спосіб має й ряд недоліків. В якості основних можна зазначити надзвичайно важкі умови експлуатації насосно-компресорних труб. Так, в процесі роботи колона НКТ зазнає розтягу від власної ваги та частини ваги рідини в трубах, яка не передається на штанги при їх ході в верх [97]; додаткової сили розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на прийомний клапан при русі точки підвіски штанг у низ [97]; осьової сили, яка виникає внаслідок зворотно-поступального руху колони насосних штанг [97]; згинальних моментів, серед причин виникнення яких є криволінійність осі свердловин [37] та коливання насосно-компресорних труб [98]. За таких обставин колони НКТ суттєво деформуються як у поздовжньому, так і поперечному напрямках, а в їх поперечному перерізі виникають напруження, які часто можуть сягати граничних величин. Отже, задача дослідження напружено-деформованого стану колон НКТ не викликає сумнівів щодо своєї актуальності та відображається в роботах багатьох науковців.

Для дослідження поздовжніх коливань системи «насосно-компресорні труби – флюїд – насосні штанги» в вертикальній прямолінійній свердловині авторами [99] використаний наближений енергетичний метод. Колона штанг змодельована в вигляді пружини, до кінця якої підвішена приведена маса цієї колони та прикладена сила від стовпа рідини над плунжером. Сила, до речі, періодично змінюється залежно від положення підвіски глибинонасосної установки. Колону НКТ автори також подали у вигляді пружини, верхній кінець якої закріплений, а до нижнього прикладена приведена маса цієї колони та періодична сила від стовпа рідини над плунжером. Записавши формули для визначення сумарної потенціальної та кінетичної енергії системи, були складені рівняння руху в формі Лагранжа другого роду відносно двох узагальнених координат: x_1 – переміщення головки балансира; x_2 – переміщення нижнього кінця труб. Як зазначено в даній роботі [99], перше рівняння перетворюється в тотожність, а друге набуває вигляду

$$A \ddot{x}'_2 + B \dot{x}'_2 = C. \quad (1.3)$$

В свою чергу

$$A = \frac{P_1}{3g} + \frac{P_2}{g} + \frac{P'_2}{3g},$$

$$B = \frac{EF_1}{l} + \frac{EF'_2}{l},$$

$$C = P_2 + \frac{P'_2}{2} + (x_2 + x_1) \frac{EF_1}{l},$$

де P_1, P_2, P'_2 – вага штанг, стовпа рідини над плунжером і колони НКТ відповідно;

g – прискорення вільного падіння;

E – модуль пружності першого роду для матеріалу штанг і труб;

F_1, F'_2 – площі поперечного перерізу штанг і тіла насосно-компресорних труб;

l – довжина колони насосних штанг;

x_2 – переміщення плунжера.

Приймаючи закон руху полірованого штоку гармонічним, розв'язок диференціального рівняння (1.3), після низки аналітичних перетворень, набуває вигляду

$$P = \frac{EF'_2}{l} x'_2 + P_2 + P'_2 - P_3, \quad (1.4)$$

де P_3 – навантаження від стовпа рідини в затрубному просторі.

Формулу (1.4) використано для розрахунку максимального осевого навантаження P на верхню частину колони насосно-компресорних труб і

порівняння його з величинами, отриманими з трубних динамограм діючих свердловин (див. таблицю 1.10).

Таблиця 1.10 – Порівняння максимальних величини осьового навантаження отриманих експериментальним і аналітичним шляхами [99]

Свердловина №	Величина максимального осьового навантаження, Н	
	За трубною динамограмою	Розрахункова
2025	64033	71511
1275	108555	103919
1259	98000	121520
2664	73804	85534
1298	147000	151900

Зазначимо, що в несприятливих умовах також знаходяться колони НКТ при нагнітанні газу в підземне сховище та його відборі звідти. Турбулентний характер руху газу в свердловині та його взаємодія з рідинним середовищем зумовлюють інтенсивні коливання насосно-компресорних труб [98]. Відтак, авторами [98] розроблено узагальнену математичну модель поздовжніх і поперечних коливань НКТ.

В якості розрахункової схеми для дослідження поздовжніх коливань використано жорстко зацмлений у верхньому кінці прямий стрижень кусково-сталого поперечного перерізу. До його нижнього кінця прикладена вертикальна динамічна сила. Рівняння руху ділянок колони подається в вигляді

$$\frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0, (i = 1 \dots n), \quad (1.5)$$

$$a_i = \sqrt{E/\rho_i},$$

де E – модуль пружності першого роду матеріалу труб;

ρ – густина матеріалу труб;

ξ – відносна поздовжня координата;

l – довжина ділянки колони, що складається з однакових труб;

u – поздовжні переміщення поперечних перерізів стрижня на окремих його ділянках;

t – час;

n – кількість окремих ділянок стрижня.

Розв'язок диференціального рівняння (1.5) у випадку гармонічних коливань має вигляд

$$u_i = U_i(\xi_i) \cos \omega t, \quad (1.6)$$

де $U(\xi)$ – амплітудна функція переміщень поперечних перерізів колони в поздовжньому напрямі;

ω – циклічна частота коливань.

Підставивши (1.6) у (1.5) одержується диференціальне рівняння, з якого визначаються амплітудні функції

$$U_i'' + \frac{l_i \omega^2}{a_i^2} U_i = 0. \quad (1.7)$$

Для дослідження поперечних коливань колони насосно-компресорних труб також використовується модель кусково-сталого прямолінійного стрижня, який защемлений верхнім кінцем, а до нижнього прикладена динамічна сила в горизонтальному напрямку. На межах сусідніх ділянок передбачається можливість пружного обпирання колони на стінку свердловини.

Диференціальне рівняння поперечних коливань НКТ записано з застосуванням технічної теорії згину в вигляді

$$\frac{\partial^4 w_i}{\partial \xi_i^4} + \frac{\mu_i l_i^4}{EI_i} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0, \quad (1.8)$$

де w – поперечні прогини ділянок НКТ;

I – осьовий момент інерції поперечного перерізу НКТ;

μ – погонна маса ділянки колони НКТ.

У випадку гармонічних коливань системи, розв'язок рівності (1.8) буде наступним

$$w_i = W_i(\xi_i) \sin \omega t, \quad (1.9)$$

де $W(\xi)$ – амплітудна функція переміщень перерізів колони в поперечному напрямі.

З урахуванням (1.9), рівняння амплітудних функцій для поперечних коливань матиме вигляд

$$\frac{d^4 W_i}{d \xi_i^4} - c_i^4 W_i = 0, \quad c_i^4 = \frac{\omega^4 \mu_i l_i^4}{EI_i}. \quad (1.10)$$

На основі розв'язків диференціальних рівнянь (1.7) і (1.10) автори роботи дійшли до висновку, що механічна система колони НКТ має щільний спектр власних частот, що свідчить про високу імовірність виникнення резонансних явищ. Таким чином, інтенсивні коливання насосно-компресорних труб слід вважати однією з основних причин погіршення умов їх експлуатації [98].

Всі вище перелічені наукові праці об'єднує те, що в математичних моделях не передбачено можливості проведення розрахунків для нахилених і криволінійних ділянок свердловин.

В роботі Атнагулова А.Р. [100] також пропонується аналітичний метод дослідження напружено-деформованого стану колони НКТ. Розглядається можливість згину вертикального низу насосно-компресорних труб у результаті

втрати стійкості при видобуванні вуглеводів електровідцентровим насосом. В якості розрахункової схеми НКТ використано довгий тонкий вагомий стрижень, який навантажений реактивним крутним моментом і силою розтягу від ваги заглибного обладнання та колони насосно-компресорних труб (див. рисунок 1.1).

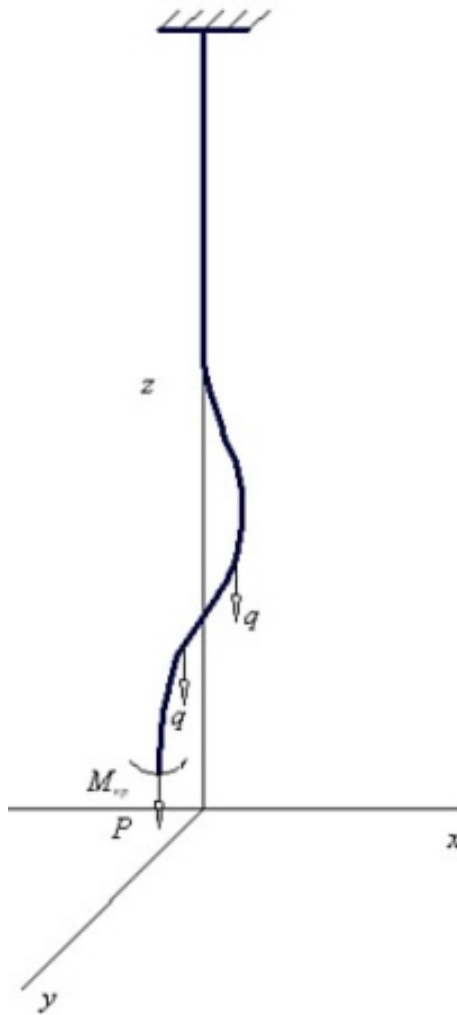


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема колони насосно-компресорних труб при експлуатації свердловини електровідцентровим насосом

Для аналізу рівноваги такого стрижня, виходячи з умови малих переміщень його пружної осі, використано наступну систему диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} EI \frac{d^4 u}{dz^4} + M_{\kappa p} \frac{d^3 v}{dz^3} + (-P - qz) \frac{d^2 u}{dz^2} - q \frac{du}{dz} = 0, \\ EI \frac{d^4 v}{dz^4} - M_{\kappa p} \frac{d^3 u}{dz^3} + (-P - qz) \frac{d^2 v}{dz^2} - q \frac{dv}{dz} = 0, \end{cases}$$

де EI – жорсткість стрижня на згин;

$M_{\kappa p}$ – реактивний крутний момент;

P – осьова сила;

q – вага одиниці довжини НКТ;

u и v – прогини в двох взаємно перпендикулярних площинах;

z – поздовжня координата.

Використовуючи принцип Д'Аламбера, автор привів статичне рівняння втрати стійкості до динамічної форми шляхом введення сили інерції. З врахуванням комплексної змінної $w = u + iv$ воно матиме вигляд

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} - iM_{\kappa p} \frac{\partial^3 w}{\partial z^3} + (-P - qz) \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} - q \frac{\partial w}{\partial z} = -\rho F \ddot{w}, \quad (1.11)$$

де ρ – густина матеріалу стрижня;

F – площа поперечного перерізу стрижня.

Розв'язок (1.11) буде наступним

$$w(z, t) = w(z) e^{-i\Omega t},$$

де Ω – невідома комплексна змінна.

Автори статті [101] зазначають також і про виникнення крутних моментів у поперечному перерізі колон насосно-компресорних труб внаслідок їх просторової деформації. Підґрунтям для такого твердження є факти повороту канатного підвісу штанг на кути, що можуть сягати 30° , а також обертання ротора при опусканні бурильної колони в просторово викривлену свердловину.

Таким чином, в роботі відзначено, що виникнення крутного моменту в НКТ може відбуватися подібно до гвинтової пружини, на яку діють осьові сили розтягу чи стиску. Тому для кількісної його оцінки запропоновано наступну формулу

$$M_{кр} = \Sigma P \frac{D}{2} \sin \varphi,$$

де ΣP – сумарне зусилля розтягу від власної ваги труб, ваги рідини і сили тертя;

D – зовнішній діаметр труб;

φ – кут нахилу гвинтової пружини.

Опираючись на такі міркування наведено приклад розрахунку, в висновку якого, втім, зазначено про незначну величину крутних моментів від просторової деформації насосно-компресорних труб. Дотичні напруження, які при цьому виникають, становлять не більше 0,57 МПа і, звичайно ж, не можуть слугувати домінуючим фактором впливу на міцність НКТ.

До подібного висновку в роботі [58] дійшов і Песляк Ю.А. Автор вказує, що кручення стрижня, який має рівні жорсткості відносно головних осей інерції поперечного перерізу, є сталим вздовж його пружної лінії та залежить виключно від крутних моментів, що прикладені до кінців.

В працях [16, 38], на основі моделі поздовжньо-поперечного згину в площині статично визначеної вагової балки на двох опорах, розроблено метод розрахунку нормальних напружень у поперечному перерізі колони насосно-компресорних труб, що знаходиться в криволінійному стовбурі свердловини. Такий підхід, загалом, має ряд недоліків, основним із яких є неможливість проведення розрахунку в просторовій постановці для ділянок свердловин, де відбувається одночасна зміна зенітного та азимутального кутів із довільною інтенсивністю.

1.4 Аналіз експериментальних методів дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб

Як вже зазначалося, дослідження напружено-деформованого стану трубних колон при розробці та експлуатації нафтогазових родовищ є надзвичайно актуальною проблемою. Загалом можна виділити два шляхи її вирішення: теоретичний та експериментальний. Ці підходи мають свої переваги та недоліки. Наприклад, теоретичний метод базується на математичному моделюванні певного явища чи процесу. Отже, не передбачає особливих фінансових витрат на свою реалізацію. Натомість, дуже часто складність фізичних явищ чи процесів не дозволяє провести їх аналітичний опис враховуючи навіть основні чинники. Це зумовлено, в першу чергу, методичними обмеженнями при складанні та розв'язку математичних залежностей. Вищезазначене в повній мірі стосується колон бурильних і насосно-компресорних труб [102]. Сукупність експлуатаційних факторів, які впливають на їх напружено-деформований стан, дуже часто може унеможливити адекватне застосування аналітичних методів. В даному випадку доводиться спрощувати математичну модель за рахунок зменшення її відповідності реальним умовам.

Щодо експериментального методу, то він, стосовно трубних колон, поділяється ще на два напрямки: лабораторні та промислові дослідження. Останні дозволяють оцінити напружено-деформований стан бурильних або насосно-компресорних труб безпосередньо в процесі експлуатації. Цілком очевидно, що вірогідність отриманих при цьому результатів найвища, проте вартість проведення таких експериментів зазвичай дуже висока, а в деяких випадках і економічно не доцільна. Натомість лабораторні дослідження об'єднують в собі більшість переваг промислових, при значно менших матеріальних витратах. Відтак, цей шлях оцінки напружено-деформованого стану трубних колон доволі часто застосовується науковцями. Розглянемо роботи присвячені даній проблематиці.

1.4.1 Лабораторні дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб

Так, наприклад, в працях Гуляєва В.І. та Балицького А.В. [102, 104] проведено лабораторне моделювання колони бурильних труб у стовбурі свердловини. Зокрема, в роботі [104] наводяться критерії подібності між моделлю та натурним об'єктом дослідження. Отже, в якості бурильної колони використано латунні трубки, які з'єднані між собою замками з циліндричною різьбою. Розміри поперечного перерізу та довжина моделі геометрично подібні натурному об'єкту. Для відповідності вагових характеристик, латунні трубки наповнили свинцевим шротом і встановили на їх поверхні свинцеві втулки. Імітацію свердловини було проведено за допомогою труб із органічного скла (див. рисунок 1.2).

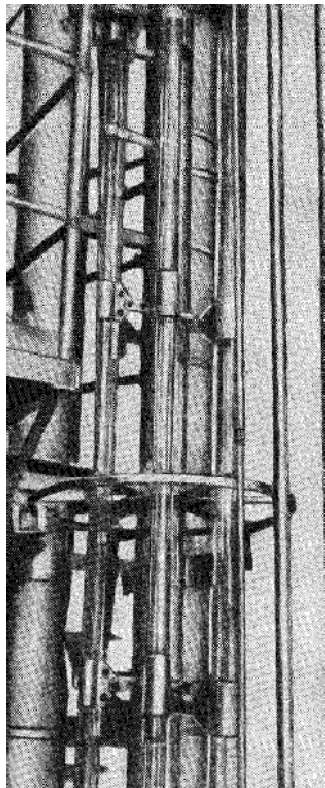


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд частини експериментального стенду [104]

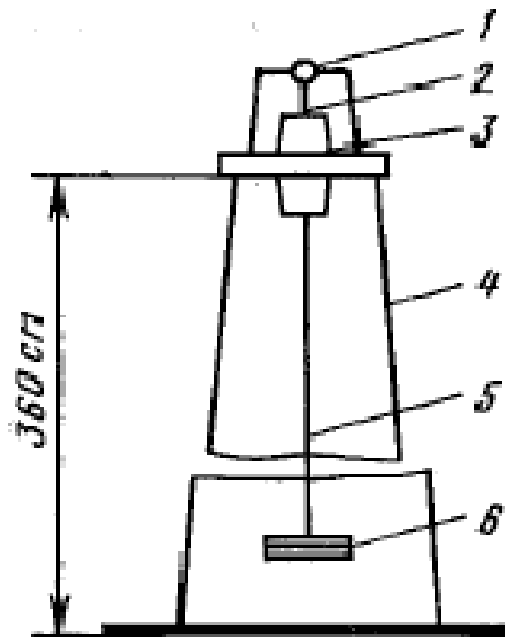
Це дало можливість візуально спостерігати за деформацією моделі під час проведення досліджень. Для досягнення відповідності сили тертя в моделі реальним умовам експлуатації, на замки було встановлено гумові трубки.

Розроблена конструкція експериментального стенду дозволяла враховувати наступні основні фактори, які діють на бурильну колону: 1) навантаження на долото, що створюється стиснутою частиною труб; 2) сталий або змінний у часі реактивний момент на долоті; 3) сили тертя між бурильною колоною та стінками свердловини; 4) взаємні інерційні та кінематичні характеристики взаємодії долота та бурильних труб (осьові та поперечні переміщення, поздовжні, поперечні та крутильні коливання). Експеримент передбачає імітацію вертикального прямолінійного стовбура свердловини, що, враховуючи сучасні тенденції буріння, є суттєвим недоліком.

У монографії Григулецького В.Г. [70], окрім іншого, наводяться результати лабораторного дослідження пружної стійкості форм рівноваги бурильної колони, що обертається. В якості її моделі використовувалися гумові трубки. Експериментальна установка являла собою вишку висотою 90 см, встановлену над лабораторним колодязем глибиною 250 см. Таким чином, загальна довжина гумової трубки складала 340 см (див. рисунок 1.3). В процесі експерименту моделювалися умови навантаження частини бурильної колони при дії сил власної ваги, відцентрових сил інерції та осьового зусилля розтягу, для створення якого до нижнього кінця гумової трубки прикріплювався додатковий вантаж. Вадю такого стенду є те, що обмежувальна дія стінок свердловини не враховувалася. До того ж даний експеримент, звичайно ж, моделює ідеалізовану роботу бурильної колони в прямолінійному вертикальному стовбурі.

В якості механічної моделі для дослідження стійкості по Ейлеру статичних форм рівноваги нерухомої колони бурильних труб використовувалася мідна трансформаторна стрічка. Експеримент проводився на машині ГСМ-100 (див. рисунок 1.4). При цьому, верхній кінець стрічки

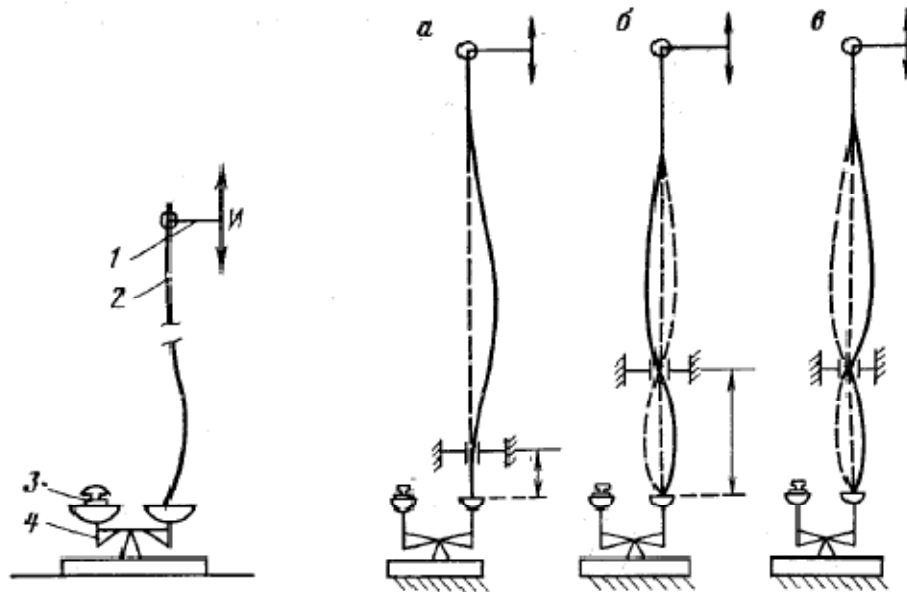
закріплювався в шарнірі до верхньої траверси машини, а нижній, загострений кінець, встановлювався на сталій опорі в чашці ваг.



1 – лічильник числа обертів; 2 – гнучкий валик; 3 – електродвигун; 4 – вишка;
5 – гумова трубка; 6 – вантаж

Рисунок 1.3 – Схема експериментальної установки для вивчення стійкості форм рівноваги труб, що обертаються

На цій же лабораторній установці проведено дослідження для встановлення впливу опорно-центрувальних елементів на стійкість нижньої частини бурильної колони. В якості останніх використовувалися сталеві кільця з внутрішнім діаметром 12 – 14 мм і висотою 3 – 4 мм, що закріплювалися на лабораторному штативі. Це дозволило легко регулювати висоту їх встановлення. Недоліком даного експерименту, як і вище описаного, є моделювання роботи бурильної колони у прямолінійному вертикальному стовбурі свердловини.



а) – згин без опорно-центрувальних елементів; б) – згин осі колони з опорно-центрувальним елементом (лівий); в) – згин осі колони з опорно-центрувальним елементом (правий)

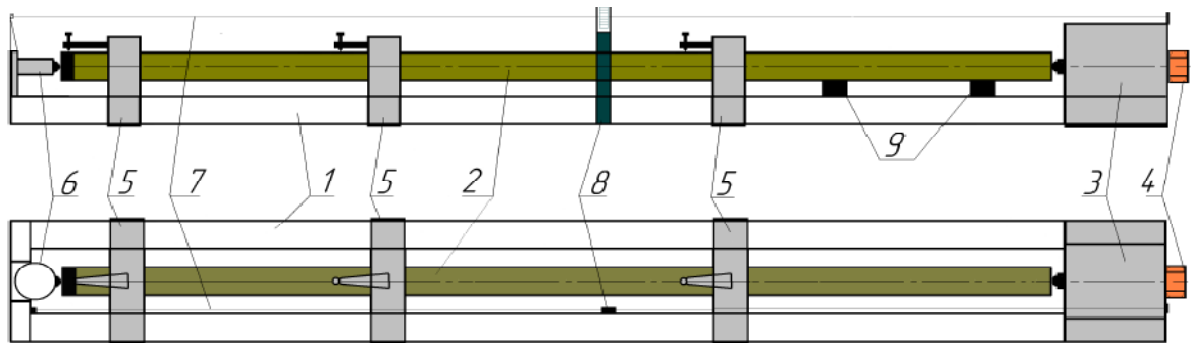
1 – рухома опора; 2 – мідна трансформаторна стрічка; 3 – вантаж; 4 – ваги

Рисунок 1.4 – Схема експериментальної установки для дослідження статичних форм рівноваги колони бурильних труб

В наукових працях [105 – 109] наведено результати дослідження стійкості стрижнів, прогин яких обмежений нахилоною циліндричною порожниною з прямолінійною віссю. Для аналітичного опису пружної лінії таких стрижнів вибрано синусоїдальну криву та гвинтову спіраль із постійним або змінним кроком. Розглянуто як статичні, так і динамічні постановки задачі. Відзначимо, однак, що результати таких експериментів не можна використовувати для вивчення деформації бурильних колон у криволінійних ділянках свердловин.

Автор роботи [60] також проводив дослідження напружено-деформованого стану низу бурильної колони за допомогою лабораторних дослідів. Використовуючи критерії подібності, бурильні труби були

змодельовані мідною трубкою довжиною 4,5 м, наповненою рапітовою стружкою. Конструкція стенду (див. рисунок 1.5) дозволяла імітувати навантаження на долото, фізико-геометричні характеристики низу бурильної колони, zenітний кут нахилу свердловини та наявність одного або двох опорно-центрувальних елементів. При цьому передбачалося, що вісь свердловини прямолінійна із можливістю моделювання незначної зміни zenітного кута.



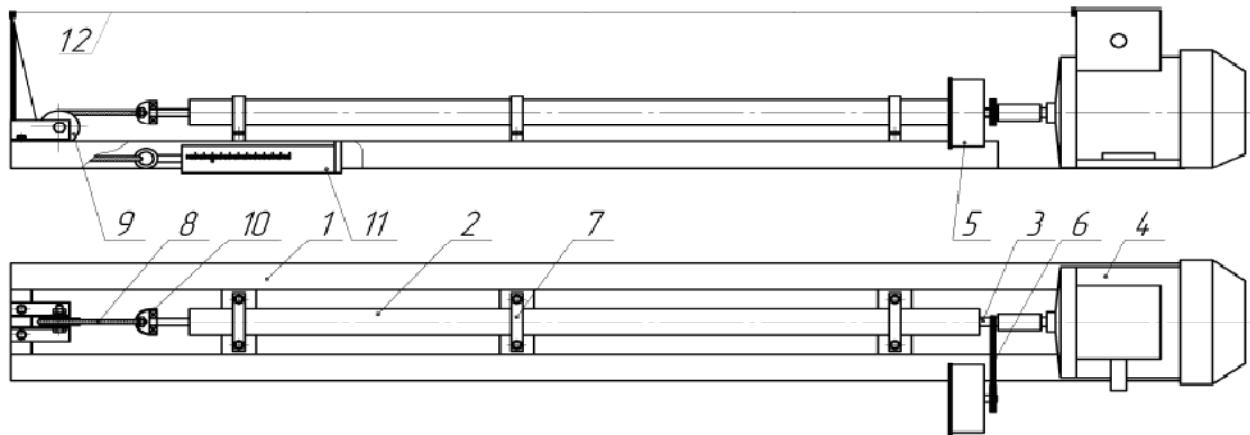
1 – основа стенда; 2 – модель бурильної колони; 3 – вузол створення осового навантаження на долото; 4 – натискний гвинт; 5 – вузли вимірювання бокових сил притискання опорно-центрувальних елементів і долота до стінок свердловини; 6 – вузол вимірювання осової сили на долоті; 7 – трос імітації прямолінійності стінки свердловини; 8 – шкала вимірювання прогину основи стенда; 9 – підставки для імітації нижньої стінки свердловини

Рисунок 1.5 – Схема експериментального стенда для дослідження напружено-деформованого стану низу бурильної колони [60]

Це суттєво обмежує використання даного лабораторного обладнання, особливо при дослідженні бурильної колони в криволінійному стовбурі з інтенсивною зміною zenітного чи азимутального кута.

Цим же автором, в статті [110], описано лабораторний експеримент по вимірюванню потужності холостого обертання бурильної колони при зміні zenітного кута, інтенсивності викривлення стовбура свердловини та осового

навантаження від розтягу. Конструктивна схема стану зображена на рисунку 1.6.



1 – основа стану; 2 – імітаційна модель обсадної колони; 3 – модель бурильної колони; 4 – електродвигун; 5 – реєстратор частоти обертання моделі бурильної колони; 6 – клинопасова передача; 7 – скоби кріплення моделі обсадної колони до основи стану; 8 – трос; 9 – блок; 10 – вертлюжок; 11 – динамометр; 12 – натягнена нитка

Рисунок 1.6 – Схема конструкції експериментального стану для дослідження потужності холостого обертання бурильної колони

Варто відзначити, що вказана конструкція лабораторної установки також має доволі обмежені можливості щодо імітації зміни зенітного кута. Так, автором з поміж іншого, побудовані графічні залежності потужності холостого обертання бурильної колони від інтенсивності зміни останнього в діапазоні від 1 до 6 град. / 100 м. Такі величини можуть бути недостатніми для моделювання стовбура багатьох похило скерованих і горизонтальних свердловин.

Ю.Г. Вагапов та Б.З. Султанов [111] наводять результати лабораторних експериментів, проведених на моделі штангової глибинонасосної установки. Метою було вивчення поздовжнього згину низу колони НКТ над глибинним насосом. Результати досліджень подано в якісному аспекті. Зокрема зазначено

наступне: а) нижня частина колони насосно-компресорних труб, в наслідок навантаження плунжера з штангами стовпом рідини, зазнала просторової деформації й набула вигляду гвинтової спіралі зі змінним кроком; б) спіралеподібний вигин НКТ спостерігається при великих і середніх навантаженнях на плунжер; в) при малих навантаженнях на плунжер утворюється 1 – 1,5 півхвилі, які, до того ж, можуть мати як просторову так і плоску форму; г) експериментами встановлено, що просторовий згин колони насосно-компресорних труб суттєво ускладнює переміщення глибинного пристрою в позатрубному просторі свердловини.

В якості недоліка даного експерименту відзначимо неможливість моделювання колони НКТ у криволінійному стовбурі свердловини.

1.4.2 Промислові дослідження напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб

Як вже зазначалося, поряд із лабораторними, широко застосовуються й промислові дослідження навантаженості та напружено-деформованого стану трубних колон [112]. Для цієї мети розроблено цілий ряд методів і приладів. Розглянемо деякі із них.

Так, в роботі Deily F.H. [113] наведено результати експериментів у промислових умовах із вивчення навантаженості бурильної колони за допомогою спеціального пристрою, який дає можливість реєструвати величину та зміну в часі: 1) осьового навантаження; 2) крутного моменту; 3) згинального моменту; 4) тиску промивальної рідини в середині бурильної колони. Прилад складається з наступних вузлів: тензOMETричні давачі; акселерометри та перетворювачі тиску; блок електронних приладів, який, в свою чергу, включає блок живлення, частотну та генераторну схеми, імпульсний модулятор, підсилювач і магнітний записуючий засіб із тривалістю автономної роботи 9 хв.

Конструкція подібного обладнання наводиться також і в роботі Кокоріна Н.В. [114]. За допомогою запису на магнітну стрічку фіксуються

осьові, згинальні та крутні навантаження, які діють на бурильну колону. Максимальний час, протягом якого можуть записуватися контрольовані параметри, становить 8 хв. Окрім цього, в цій же праці [114], наводяться конструкції вибійних давачів крутного моменту та осьового навантаження, а також вибійного вібрографа та торсіографа. У даних приладах, отриманий від давачів сигнал фіксується за допомогою гідравлічно-механічних або механічних записуючих систем. В деяких конструкціях існує можливість передачі виміряних величин на поверхню за допомогою наступних каналів зв'язку: а) електричного електробура; б) гідравлічного; в) автономного електричного.

Безумовною перевагою розглянутого вище обладнання є простота конструкції. Втім, тривалість запису контрольованих параметрів у 8 – 9 хв. може виявитися недостатньою для практичних потреб. До того ж, зберігання інформації на магнітний стрічковий носій є морально застарілим і вимагає додаткових заходів по оцифруванню для подальшого використання.

Авторами [60, 115] також запропонована конструкція пристрою, що призначений для реєстрації згинальних і крутних моментів, які виникають у бурильній колоні. З метою фіксації вказаних параметрів використовується механічно-гідравлічна система, що приводить у рух пишучий елемент. Такий метод реєстрації, як і в попередньому випадку, не відповідаю сучасним тенденціям виробництва приладів і пристроїв.

1.5 Аналіз методів прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб

Як зазначалося раніше, висока аварійність на промислах і неминучий ріст обсягів похило-скерованого та горизонтального буріння [116 – 119] призводять до загострення уваги науковців на проблемі прогнозування втомної та корозійно-втомної довговічності бурильних і насосно-компресорних труб. Розглянемо останні доробки за даним напрямком.

1.5.1 Двопараметричне, трипараметричне та чотиріпараметричне рівняння кривої втоми

Як відомо, для опису кривих втоми чи корозійної втоми здебільшого застосовують двопараметричні залежності в вигляді прямої лінії для логарифмічної системи координат [31, 35, 38, 120 – 124]. Найбільш поширеним і простим у користуванні є степеневе рівняння [31, 125 – 155], яке можна подати у вигляді

$$\lg(\sigma_{an}) = b \lg N + a, \quad (1.12)$$

де a і b – параметри рівняння, які визначаються за даними втомних чи корозійно-втомних випробовувань;

σ_{an} – зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу;

N – довговічність або кількість циклів до руйнування.

Напруження σ_{an} найчастіше визначають за формулою

$$\sigma_{an} = \sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m,$$

де σ_a – амплітудні напруження циклу;

σ_m – середні напруження циклу;

$\psi_{\sigma D}$ – коефіцієнт чутливості конструкції до асиметрії циклу навантаження.

Для побудови кривих втоми створена спеціальна методика випробовувань зразків, які є натурними елементами бурильних труб [31]. Це дає змогу уникнути впливу на результати досліджень зміни форми конструктивних елементів і геометричних параметрів, які, зазвичай, мають місце в процесі випробовування моделей.

Для більш точної оцінки втомної довговічності елементів бурильної колони, насосно-компресорних штанг і деталей у загальному машинобудуванні з урахуванням імовірності неруйнування доцільно користуватися трипараметричним рівнянням [7, 14, 31, 156 – 164] у вигляді, що наводиться в роботах Артима В.І., Копея Б.В., Почтенного Є.К. та ін.:

$$N = \frac{Q}{\sigma_{\max}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{\max} - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (1.13)$$

де N – кількість циклів до руйнування деталі;

$\sigma_{\max}$ – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$;

V_0 – параметр з розмірністю напруження;

$Q = N_0 \cdot \bar{\sigma}_{rR}$ – коефіцієнт витривалості;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

$\bar{\sigma}_{rR}$ – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності не руйнування R .

Остання величина визначається за формулою

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r\min} - tS_{r\max} \quad (t \geq 0), \quad (1.14)$$

де $\bar{\sigma}_{r\min}$ – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості за регулярного навантаження з коефіцієнтом асиметрії r ;

$S_{r\max}$ – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості;

t – квантиль нормального розподілу.

Перевагою застосування трипараметричного рівняння (1.13) є ще й те, що воно дає змогу враховувати збільшення дисперсії довговічності зі зменшенням діючого напруження [165].

В науковій праці [166] наводиться наступна трипараметрична формула для визначення кількості циклів до руйнування

$$\lg(N) = a + b_1 \lg(\sigma_r) + b_2 \lg(\sigma_m)^2, \quad (1.15)$$

де σ_r , σ_m – середнє напруження та розмах напружень циклу відповідно;

a , b_1 , b_2 – константи, які отримуються в результаті випробувань повнорозмірних зразків бурильних труб.

Якщо експлуатаційні навантаження характеризуються спектром із великою кількістю напружень, які суттєво вищі за границю втоми, то, для оцінки довговічності та залишкового ресурсу, можна знехтувати впливом пошкоджень від низьких амплітуд. Однак, така ситуація є характерною далеко не для всіх відповідальних деталей і елементів конструкцій. Наприклад навантаження, якому піддаються бурильні та насосно-компресорні труби, складається з значної кількості напружень, які менші границі втомної міцності [31].

Тому, в даному випадку, існує необхідність урахування впливу напружень, нижчих за умовну границю корозійної втоми, оскільки, під час початкового накопичення пошкодження, велику роль справляє корозійний чинник.

Вирішення цієї задачі потребує побудови нижньої гілки кривої корозійної втоми, яка б давала можливість кількісного визначення накопиченого пошкодження [31]. Для оцінки її параметрів необхідно проводити довготривалі експериментальні дослідження на великих базах. При цьому ми зустрінемося із великими труднощами не тільки при проведенні експерименту, але й методичного характеру. Так, наприклад, дискусійним і невивченим є питання

переводу результатів таких досліджень на зразках за вимушено форсованими режимами до реальних умов роботи деталей.

Відтак, для оцінки параметрів нижньої гілки кривої корозійної втоми доцільним є використання результатів експериментів у багатоцикловій області. Для цього пропонується використання рівняння (1.13) для верхньої гілки кривої корозійної втоми в комбінації з залежністю [4, 24, 31]

$$N_{cor} = \frac{Q_{cor}}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma}{V_{cor}} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1.16)$$

де Q_{cor} , V_{cor} – параметри нижньої гілки кривої корозійної втоми.

Для визначення даних параметрів в роботі [167] було запропоновано систему рівнянь

$$\begin{cases} N = N_0 \\ N = N_{cor} \\ N' = N'_{cor} \end{cases} \quad (1.17)$$

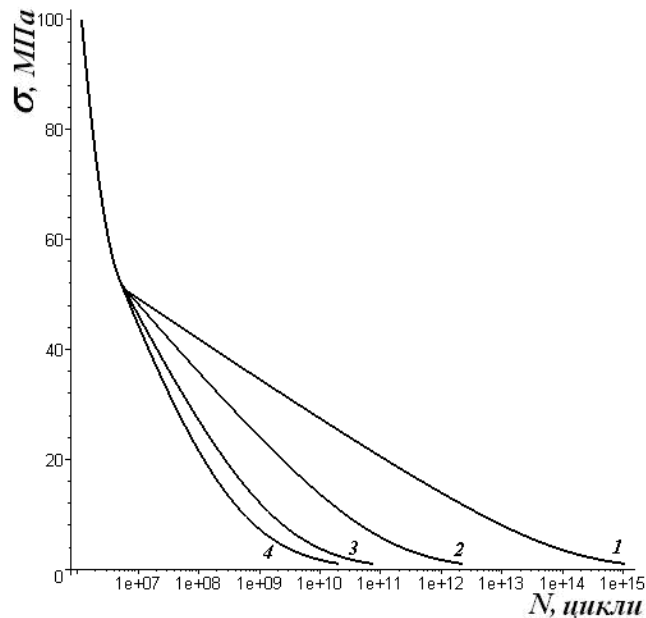
Але проведений детальний аналіз показав, що за використання (1.17) неможливо враховувати ступінь впливу корозійного середовища на корозійно-втомну міцність деталей за низьких напружень, тобто узгоджувати експериментальні результати і кут нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для вирішення такої задачі необхідним є використання незалежного четвертого параметра. Отже, перехід із однієї кривої на іншу відбувається за умови $N' = N'_{cor}$ при

$$\sigma = \sigma_R + k, \quad (1.18)$$

де k – запропонований параметр із розмірністю напруження.

У першому наближенні можна прийняти $k=1..3$ МПа [168].

На рисунку 1.17 рівняння (1.13) в комбінації з (1.16) наведені в графічній формі, як сукупність кривих корозійної втоми з усіма однаковими параметрами, окрім k .



1 – $k=0,5$ МПа; 2 – $k=1$ МПа; 3 – $k=2$ МПа; 4 – $k=3$ МПа

Рисунок 1.7 – Криві корозійної втоми

Як бачимо, величина k характеризує кут нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми, а, отже, дає можливість врахувати інтенсивність впливу корозійного чинника за низьких напружень. Його визначення необхідно проводити за результатами експериментальних досліджень.

Слід зауважити, що за допомогою залежностей (1.16) – (1.18) можна будувати кінетичні криві корозійної втоми та оцінювати їх параметри. Апробацію даних рівнянь проведено використовуючи результати корозійно-втомних досліджень натурних зразків насосних штанг [31].

В роботі [169] також наводиться формула для прогнозування циклічної довговічності з чотирма параметрами у такому вигляді

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c}, \quad (1.19)$$

де σ'_f , ε'_f , b , c – коефіцієнт втомної міцності, коефіцієнт пластичності при втомі, показник втомної міцності та показник пластичності при втомі відповідно.

Як зазначають автори [169], вищезгадані величини називаються циклічними властивостями матеріалу. Подібне до (1.19) рівняння використовується автором дисертаційного дослідження [170].

Як видно із рівнянь (1.12), (1.13), (1.15), (1.16), (1.19), однією із рис, яка об'єднує наукові праці щодо дослідження втоми колон бурильних і насосно-компресорних труб, є неврахування впливу на їх довговічність дотичних напружень. Автори робіт [51, 171] також дотримуються такої думки. Втім, праці [172, 173] навпаки, свідчать про вплив дотичних напружень на процеси втоми матеріалів, зокрема і тих, з яких виготовляються бурильні труби.

1.5.2 Прогнозування втомної довговічності за випадкового навантажування

Як відомо, закон зміни напружень у поперечному перерізі трубних колон носить випадковий характер. З іншого боку, у рівняння втоми, які є найбільш поширеними при прогнозуванні довговічності бурильних і насосно-компресорних труб (1.12), (1.13), (1.15), (1.16), (1.19), входять напруження циклу регулярного навантаження із сталим коефіцієнтом асиметрії. Отже, для проведення розрахунків, реальний процес зміни напружень слід замінити деякою послідовністю амплітуд навантаження, що буде мати аналогічну пошкоджуючу дію [174]. Сукупність правил та припущень, на основі яких проводиться така заміна, називається схематизацією випадкового процесу.

В роботі [31] проведено детальний аналіз існуючих методів схематизації, серед яких: «максимумів (мінімумів)», «екстремумів», «врахування одного

екстремуму між двома сусідніми перетинами середнього рівня», «перетинів», «розмахів», «розмахів, які перевищують задане значення», «укрупнених розмахів» [175] та «виділених повних циклів» [176]. На основі порівняльного аналізу, автором [31] було виділено ті методи, які дають найбільшу відповідність із експериментальними даними та, на їх основі, запропоновано вдосконалений алгоритм схематизації, який названо методом «вкладених циклів».

З огляду на вище зазначене, постає проблема визначення накопиченого втомного пошкодження за еквівалентний блок навантажування. Її вирішення вимагає, передусім, проведення сумування впливів кожної амплітуди напруження зокрема. В роботі [31] розглянуто достовірність найбільш вживаних гіпотез підсумовування втомного пошкодження. Проаналізовано наступні: «лінійна гіпотеза», «лінійна з використанням продовженої кривої втоми», «скоректована лінійна», «Шутца», «спрощена скоректована», «уточнена скоректована» та «спрощена з використанням продовженої кривої втоми». На основі порівняльного аналізу, теоретичних і експериментальних досліджень автором [31] отримано та обґрунтовано наступні залежності для визначення втомного та корозійно-втомного пошкодження для бурильних труб (1.20) та насосних штанг (1.21)

$$Z_t = K_{21} \sum_{i=1}^p K_{22} \frac{1}{N_{i1}} + \sum_{j=2}^s \sum_{i=1}^p K_{j2} \frac{1}{N_{ij}}, \quad (1.20)$$

$$Z_t = K_{21} \sum_{i=1}^p K_{22} \frac{1}{N_{i1}} + K_{31} \sum_{i=1}^p K_{32} \frac{1}{N_{i2}} + \sum_{j=3}^s \sum_{i=1}^p K_{j2} \frac{1}{N_{ij}} \quad (1.21)$$

де Z_t – сумарне втомне та корозійно-втомне пошкодження;

K_{ij} – коефіцієнти, що враховують вплив напружень попереднього рівня з вищою частотою на даний та нерівномірність амплітуд у часі в середині рівня;

N_{ij} – кількість циклів напружень до руйнування за дії циклу напружень σ_{ij} ;

s – кількість визначених частот процесу навантаження;

p – кількість циклів напружень на визначеній частоті.

Зазначено, що для визначення запропонованих коефіцієнтів потрібні лабораторні дослідження елементів трубних колон за блокових навантажень. З огляду на це, в роботі [31] наводяться результати таких експериментів. Зокрема досліджено втому та корозійну втому зразків матеріалів бурильних труб, замкового різьбового з'єднання 3-147 та трубної різі ТБВ 140 «Л».

Однак, аналіз характеристик лабораторного обладнання дозволив виділити його основний недолік – неможливість переходу від попереднього блоку навантажування до наступного без зупинки випробувань.

1.5.3 Прогнозування втомної довговічності бурильних труб на основі G- та C-критеріїв

На нафтогазових промислах визначення оптимальних періодів неруйнівного контролю трубних колон є надзвичайно важливим завданням. Ряд науковців, як от Івасів В.М. і Крижанівський Є.І. [177 – 179], для цієї мети використали G-критерій. В основі міркувань лежить застосування так званого ступеня пошкодження небезпечного перерізу D . Вказана величина рівна відношенню площі зони втоми до номінальної площі небезпечного перерізу.

Відтак, лінійною функцією, що описує процес втомного пошкодження з точки зору G-критерію, є

$$G = G_0 - (G_0 - G_\kappa) \frac{N_T}{N},$$

де $G = |lg(D)|$ – поточне значення критерію;

$G_0 = |lg(D_0)|$, $G_\kappa = |lg(D_\kappa)|$ – значення критерію в початковий момент реєстрації та в момент руйнування відповідно;

N_T – поточна кількість циклів навантажування;

N – кількість циклів навантажування до руйнування.

Величина G визначається шляхом дефектоскопічного обстеження елемента бурильної колони для якого прогнозується довговічність. Значення G_0 та G_K отримують за результатами втомних випробувань аналогічних елементів у лабораторних умовах.

Для прогнозування довговічності деталей у загальному машинобудуванні широкого поширення набув також і S -критерій, який запропонований Є.К.Почтенним. За допомогою даного критерію процес росту ступеня пошкодження в умовах циклічного навантаження з постійними параметрами описується рівнянням [156 – 159]

$$C = \left| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D}{1-D} \frac{\sigma_{max}}{f} \right) \right] \right|, \quad (1.22)$$

де C – величина критерію опору втомі;

D – степінь пошкодження небезпечного перерізу, рівний відношенню площі зони втоми до номінальної площі перерізу;

σ_{max} – максимальне напруження циклу;

f – параметр з розмірністю напруження, який приймається незмінним для вибірки однотипних об'єктів.

S -критерій, як бачимо, є безрозмірною додатною величиною, яка в процесі руйнування зменшується до нуля включно із моментом долому.

Згідно із роботою [156], функція, яка зв'язує степінь пошкодження з критерієм C може бути записана у вигляді

$$C = C_1 \left(1 - \frac{n - n_1}{N - n_1} \right), \quad (1.23)$$

де C_1 – величина критерію, яка визначається роздільною здатністю засобів реєстрації пошкодження;

n_1 – кількість циклів навантаження до початку реєстрації пошкодження;

n – кількість циклів навантаження, що відповідає зниженню критерію до величини C ;

N – кількість циклів навантаження до настання граничного пошкодження.

Втім, пару величин C_1 та n_1 зручніше замінити на наступні C_0 та n_0 . Причому прийняти $n_0 = 0$. Тоді значення C_0 можна визначити за формулою

$$C_0 = \left\lfloor \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D_0}{1 - D_0} \frac{\sigma_{max}}{f} \right) \right] \right\rfloor, \quad (1.24)$$

де D_0 – початковий степінь пошкодження небезпечного перерізу, який приймається незмінним для вибірки однотипних об'єктів.

В свою чергу рівняння (1.23) набуде вигляду

$$C = C_0 \left(1 - \frac{n}{N} \right). \quad (1.25)$$

Однак, в роботі [52], на основі оброблення результатів експериментальних досліджень довговічності різьбових з'єднань бурильних труб умовним діаметром 50 мм, обґрунтована доцільність і можливість використання даного критерію й для прогнозування довговічності елементів бурильної колони.

Автор [32] розвинув підхід на основі С-критерію шляхом вдосконалення розрахунку максимального напруження експлуатаційного циклу навантаження. Зокрема було проведено твердотільне тривимірне моделювання різьбового з'єднання бурильної труби та, використовуючи метод скінчених елементів, обчислено величину локальних напружень безпосередньо перед прогнозованим місцем поширення тріщини. Як показав статистичний аналіз результатів, кореляційний зв'язок між величинами С-критерію, які отримані враховуючи величини локальних напружень, та відносним напрацюванням був тісніший ніж, наприклад, у роботі [52]. Втім, очевидно, для досягнення ще більшої

кореляції слід розглядати напруження безпосередньо перед фронтом втомної тріщини, що є причиною руйнування.

1.6 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

В результаті аналізу аварійності з бурильними колонами можна стверджувати, що частка їх корозійно-втомних і втомних відмов становить понад 46 %. Відсоток свердловин при видобуванні вуглеводів, на яких зафіксовано порушення роботи колон насосно-компресорних труб за різними даними становить від 9 % до 45 %. Отже, постає необхідність подальшого дослідження напружено-деформованого стану та втомної довговічності елементів бурильних і насосно-компресорних труб з метою забезпечення їх працездатності.

Критичний огляд наукових праць свідчить про необхідність розроблення математичних моделей, які би забезпечували можливість оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб за: 1) будь-якої кількості точок контакту з стінками свердловини та ділянок з різними геометрично-ваговими характеристиками; 2) довільної інтенсивності зміни зенітного та азимутального кутів свердловини.

Вказані математичні моделі можуть бути використані в основі методів для визначення напружень та деформацій, що виникають у колонах бурильних і насосно-компресорних труб, які експлуатуються в похило-скерованих і горизонтальних свердловинах за умов каверно- та жолобоутворення, а також із локальними перегинами осі.

Аналіз літературних джерел вказує, що конструкції експериментальних стендів для лабораторного дослідження напружено-деформованого стану моделей трубних колон суттєво відрізняються. В роботах одних авторів враховується обмежувальна дія стінок свердловини, в інших – не враховується. Експерименти проводяться як в статичній, так і динамічній постановках. В деяких випадках передбачається імітація нахилоного стовбура свердловини, в

інших – ні. Проте спільною рисою описаних лабораторних установок є відсутність можливості дослідження деформації моделі трубної колони в просторово викривленому стовбурі свердловини, вісь і внутрішній діаметр якої задані на основі промислової інклінометрії та профілеметрії.

Відтак, необхідним є розроблення експериментального лабораторного стенду для дослідження деформацій механічних моделей трубних колон. При цьому повинна забезпечуватися: 1) критеріальна подібність моделі та натурального об'єкту; 2) врахування обмежувального впливу стінок свердловини; 3) можливість імітації криволінійної осі свердловини з довільною інтенсивністю зміни як зенітного, так і азимутального кутів; 4) навантаження моделі осьовою силою та крутним моментом.

Встановлено необхідність подальшого розвитку існуючих конструкцій вибійних пристроїв, що призначені для вимірювання та реєстрації навантажень, які діють на бурильну колону. Зокрема, потрібно збільшити часовий інтервал, протягом якого ведеться запис вимірюваних параметрів, та забезпечити їх фіксацію в цифровому вигляді на карту пам'яті. При цьому необхідно забезпечити простоту конструкції приладу та низьку собівартість його виготовлення.

Літературний пошук за напрямком прогнозування довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб свідчить про:

- необхідність розроблення рівняння кривої втоми, яке би дозволило враховувати при розрахунках величину як нормальних, так і дотичних напружень у небезпечному перерізі;

- доцільність використання локальних напружень в околі зони руйнування як одного із аргументів функції С-критерію опору втомі.

Враховуючи необхідність дослідження втомної довговічності трубних колон нафтогазового сортаменту за випадкового навантажування, постає необхідність у модернізації існуючих лабораторних засобів з метою реалізації ними блокових навантажень із можливістю зміни їх амплітуди без зупинки випробувань. Це дозволить підвищити точність експериментальних результатів

за рахунок виключення впливу на втому зразків вимушених зупинок процесу навантажування, необхідних для переналаштування обладнання.

На основі вищевикладеного можна сформулювати мету та завдання дисертаційного дослідження, які подані нижче.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб у похило-скерованих і горизонтальних свердловинах із геометричними недосконаlostями шляхом розвитку та розроблення математичних моделей, методів і обладнання для оцінки їх напружено-деформованого стану та втомної довговічності.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення наступних **завдань**:

1) аналіз сучасного стану аварійності, методів і обладнання для дослідження напружено-деформованого стану, втомної міцності та прогнозування довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб;

2) розроблення математичних моделей для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями;

3) розроблення лабораторного обладнання для дослідження напружено-деформованого стану моделей колон бурильних і насосно-компресорних труб на просторово викривлених із довільною інтенсивністю ділянках свердловин;

4) розроблення обладнання для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб у процесі експлуатації;

5) розроблення методів оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних труб: за умов каверно- та жолобоутворення; у горизонтальних ділянках свердловин значної довжини; у локальних перегибах свердловин;

6) розроблення методів оцінки напружено-деформованого стану колон насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із просторовим викривленням;

7) розроблення математичних моделей і методів для прогнозування втомної довговічності елементів колон бурильних і насосно-компресорних труб з врахуванням локального та складного напруженого стану.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Взаємодія колон бурильних або насосно-компресорних труб із стінками свердловини й перебіг втомних процесів в їх матеріалі під дією прикладених зовнішніх навантажень є надзвичайно складними явищами, математичне моделювання яких становить значні методичні труднощі. Отже, постає додаткова необхідність у подальшому розвитку методів і засобів фізичного моделювання напружено-деформованого стану та втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб.

Зокрема, слід розробити критерії подібності між реальними трубними колонами та їх лабораторними моделями; спроектувати й виготовити експериментальний стенд, який би дозволив досліджувати деформацію та напруження в моделях колон бурильних і насосно-компресорних труб використовуючи в якості вихідних даних картину експлуатаційного навантаження та результати промислових інклінометричних і профілеметричних досліджень.

З метою вимірювання зусиль у колоні бурильних труб під час її роботи безпосередньо у свердловині, необхідно розробити конструкцію та виготовити пристрій, який би при низькій собівартості, забезпечував фіксацію вимірювальних параметрів у цифровому вигляді на карту пам'яті.

Для дослідження характеристик втоми елементів бурильних і насосно-компресорних труб за навантаження з нерегулярним характером зміни слід модернізувати силову головку випробувального стенду УКІ-6І з метою проведення експериментів без зупинок для налаштування обладнання при переході між рівнями блокового навантажування.

2.1 Лабораторне моделювання напружено-деформованого стану трубної колони в просторово викривленому стовбурі свердловини

2.1.1 Розроблення критеріїв подібності та експериментального стенду

Перед початком проведення експериментальних досліджень деформацій та напружень слід встановити критерії подібності між механічною моделлю трубної колони та натурним об'єктом. Для розв'язку даної задачі нами використано підхід, який описується в роботі [70]. Відтак, основні параметри системи в даному випадку будуть наступними: L – довжина трубної колони, $[L]=M$; q – вага одиниці довжини трубної колони, $[q]=H \cdot M^{-1}$; F – осьова сила, яка діє на трубну колону, $[F]=H$; EI – жорсткість на згин трубної колони, $[EI]=H \cdot M^2$; g – прискорення вільного падіння, $[g]=M \cdot T^{-2}$; M – момент сили в поперечному перерізі трубної колони, $[M]=H \cdot M$; σ – нормальне напруження в поперечному перерізі трубної колони, $[\sigma]=H \cdot M^{-2}$. Також використовуватимемо такі три основні одиниці вимірювання [70]: міра сили – $[H]$, міра довжини – $[M]$ та міра часу – $[T]$.

Згідно з основними положеннями теорії розмірностей, для семи основних параметрів системи та трьох основних одиниць вимірювання ми можемо записати чотири критерії подібності [13]

$$K_1 = (EI)^{\alpha_1} (g)^{\alpha_2} (q)^{\alpha_3} L, \quad (2.1)$$

$$K_2 = (EI)^{\beta_1} (g)^{\beta_2} (q)^{\beta_3} F, \quad (2.2)$$

$$K_3 = (EI)^{\gamma_1} (g)^{\gamma_2} (q)^{\gamma_3} M, \quad (2.3)$$

$$K_4 = (EI)^{\chi_1} (g)^{\chi_2} (q)^{\chi_3} \sigma, \quad (2.4)$$

де α , β , γ та χ – невідомі коефіцієнти.

Якщо у рівняння (2.1) – (2.4) підставити основні одиниці вимірювання замість параметрів системи, отримаємо наступні формули

$$\begin{aligned}
K_1 &= (H \cdot M^2)^{\alpha_1} (M \cdot T^{-2})^{\alpha_2} (H \cdot M^{-1})^{\alpha_3} \cdot M = 1, \\
K_2 &= (H \cdot M^2)^{\beta_1} (M \cdot T^{-2})^{\beta_2} (H \cdot M^{-1})^{\beta_3} \cdot H = 1, \\
K_3 &= (H \cdot M^2)^{\gamma_1} (M \cdot T^{-2})^{\gamma_2} (H \cdot M^{-1})^{\gamma_3} \cdot H \cdot M = 1, \\
K_4 &= (H \cdot M^2)^{\chi_1} (M \cdot T^{-2})^{\chi_2} (H \cdot M^{-1})^{\chi_3} \cdot H \cdot M^{-2} = 1.
\end{aligned}$$

Далі згрупуємо однойменні одиниці вимірювання. Результат виглядатиме наступним чином

$$K_1 = H^{\alpha_1 + \alpha_3} M^{2\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3 + 1} T^{-2\alpha_2} = 1, \quad (2.5)$$

$$K_2 = H^{\beta_1 + \beta_3 + 1} M^{2\beta_1 + \beta_2 - \beta_3} T^{-2\beta_2} = 1, \quad (2.6)$$

$$K_3 = H^{\gamma_1 + \gamma_3 + 1} M^{2\gamma_1 + \gamma_2 - \gamma_3 + 1} T^{-2\gamma_2} = 1, \quad (2.7)$$

$$K_4 = H^{\chi_1 + \chi_3 + 1} M^{2\chi_1 + \chi_2 - \chi_3 - 2} T^{-2\chi_2} = 1. \quad (2.8)$$

Для того, щоб формули (2.5) – (2.8) стали тотожностями, коефіцієнти α , β , γ та χ повинні задовольняти наступним чотирьом системам рівнянь

$$\begin{cases} \alpha_1 + \alpha_3 = 0, \\ 2\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3 + 1 = 0, \\ -2\alpha_2 = 0, \end{cases} \quad (2.9)$$

$$\begin{cases} \beta_1 + \beta_3 + 1 = 0, \\ 2\beta_1 + \beta_2 - \beta_3 = 0, \\ -2\beta_2 = 0, \end{cases} \quad (2.10)$$

$$\begin{cases} \gamma_1 + \gamma_3 + 1 = 0, \\ 2\gamma_1 + \gamma_2 - \gamma_3 + 1 = 0, \\ -2\gamma_2 = 0, \end{cases} \quad (2.11)$$

$$\begin{cases} \chi_1 + \chi_3 + 1 = 0, \\ 2\chi_1 + \chi_2 - \chi_3 - 2 = 0, \\ -2\chi_2 = 0. \end{cases} \quad (2.12)$$

Розв'язавши (2.9) – (2.12) отримаємо наступні величини коефіцієнтів

$$\alpha_1 = -\frac{1}{3}, \alpha_2 = 0, \alpha_3 = \frac{1}{3}, \quad (2.13)$$

$$\beta_1 = -\frac{1}{3}, \beta_2 = 0, \beta_3 = -\frac{2}{3}, \quad (2.14)$$

$$\gamma_1 = -\frac{2}{3}, \gamma_2 = 0, \gamma_3 = -\frac{1}{3}, \quad (2.15)$$

$$\chi_1 = \frac{1}{3}, \chi_2 = 0, \chi_3 = -\frac{4}{3}. \quad (2.16)$$

Підставивши значення α , β , γ та χ із формул (2.13) – (2.16) у рівняння (2.5) – (2.8), отримаємо наступні значення критеріїв

$$K_1 = L \sqrt[3]{\frac{q}{EI}}, \quad K_2 = F \sqrt[3]{\frac{2}{EI q^2}}, \quad K_3 = M \sqrt[3]{\frac{1}{q (EI)^2}}, \quad K_4 = \sigma \frac{\sqrt[3]{EI}}{(\sqrt[3]{q})^4}. \quad (2.17)$$

Далі, згідно із роботою [70], розглянемо поняття довжини однієї безрозмірної одиниці ваги μ

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}. \quad (2.18)$$

Враховуючи (2.18), рівності (2.17) набудуть вигляду

$$K_1 = \frac{L}{\mu}, \quad K_2 = \frac{F\mu^2}{EI}, \quad K_3 = \frac{M\mu}{EI}, \quad K_4 = \frac{\sigma\mu}{q}. \quad (2.19)$$

Згідно із формулами (2.19), можемо записати рівності, які безпосередньо використовувалися при обробленні експериментальних результатів та виборі матеріалу і розмірів моделей трубної колони та свердловини

$$\frac{L_M}{\mu_M} = \frac{L_H}{\mu_H}, \quad \frac{F_M \mu_M^2}{E_M I_M} = \frac{F_H \mu_H^2}{E_H I_H}, \quad \frac{M_M \mu_M}{E_M I_M} = \frac{M_H \mu_H}{E_H I_H}, \quad \frac{\sigma_M \mu_M}{q_M} = \frac{\sigma_H \mu_H}{q_H}. \quad (2.20)$$

Параметри, які стосуються моделі позначено індексом «М», натурального об'єкту – «Н».

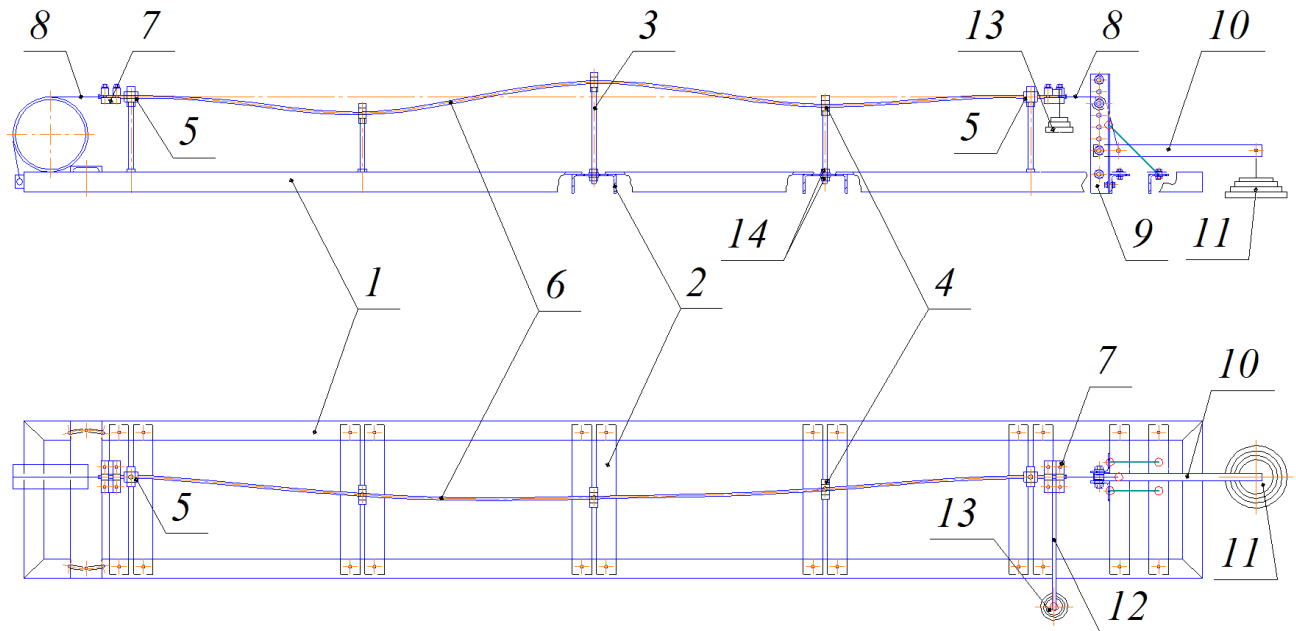
Для імітації впливу стінок свердловини та зовнішнього навантаження на деформацію трубної колони спроектовано та виготовлено спеціальний стенд, конструктивна схема якого зображена на рисунку 2.1.

На шасі 1 монтуються напрямні 2 із стрижнями 3, до яких прикріплюються імітатори стінки свердловини 4. Для забезпечення відповідності до математичної моделі, у крайніх імітаторах 4 фіксуються центрувальні втулки 5 так, що їх осі лежать на одній прямій.

Модель трубної колони 6 вставляється в імітатори стінки свердловини 4. До її кінців прикріплюються фіксатори 7. За допомогою тросиків 8, що приєднані до фіксаторів 7, модель 6 одним кінцем прикріплюється до шасі 1, а іншим кінцем – до навантажувального вузла. В свою чергу, навантажувальний вузол забезпечує розтяг моделі трубної колони 6 і складається із опорних кутників 9 та важеля 10, на якому зафіксовані тягарці для створення осьової сили 11. Для навантаження моделі трубної колони 6 крутним моментом використовується важіль 12 із прикріпленими до нього тягарцями 13.

Як вже зазначалося, імітатори стінки свердловини 4 виготовлені у вигляді сталених кілець, з'єднаних із стрижнями 3, по всій довжині яких виконана метрична різь. Отже, за допомогою двох фіксуючих гайок 14 можна змінювати як відстань сталених кілець 4 від шасі 1, так і положення кілець 4 вздовж напрямних 2 в площині рисунка. Це дає можливість, враховуючи критерій

геометричної подібності, розташовувати елементи 4 у строгій відповідності із результатами інклінометричних досліджень реальної свердловини, тим самим імітуючи точну форму її осі.



1 – шасі; 2 – напрямні; 3 – стрижні з метричною різьбою; 4 – імітатор стінки свердловини; 5 – центрувальні втулки; 6 – модель трубної колони; 7 – фіксатори; 8 – тросик; 9 – кутники навантажувального вузла; 10 – важіль для створення осьової сили; 11 – тягарці для створення осьової сили; 12 – важіль для створення крутного моменту; 13 – тягарці для створення крутного моменту; 14 – фіксуючі гайки

Рисунок 2.1 – Конструктивна схема експериментального стенду

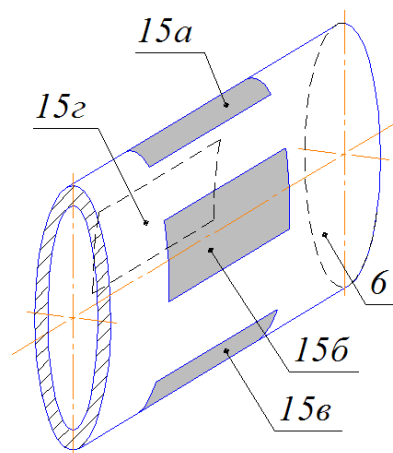
Оскільки експериментальний стенд змонтовано над колодязем глибиною 2 м, є можливість фіксувати раму 1 в горизонтальному, вертикальному та будь-якому проміжному положенні. Це дозволяє охопити весь спектр zenітних кутів, які зустрічаються при будівництві свердловин.

Щодо азимутальних кутів, то наявна конструкція шасі 1 дозволяє імітувати їх зміну з інтенсивністю до $2,5^0 / 10$ м, що, зазвичай, цілком

достатньо. Однак, за необхідності, збільшивши ширину рами 1 можна досягнути значень, які перевищують $2,5^0 / 10$ м.

Максимальне значення інтенсивності зміни zenітного кута при локальних викривленнях осей свердловин може набирати будь-яких значень, оскільки регулюється як віддаль між кільцями 4 так і довжина стрижнів 3. Максимальна інтенсивність зміни азимутального кута у локальному перегині осі свердловини знову ж таки обмежена шириною шасі 1. Наприклад, при компоновці експериментального стенду як на рисунку 2.1, вона становить $24,28^0 / 10$ м, що є більш ніж достатньо.

Для дослідження напруженого стану моделі трубної колони 6 використано метод тензометрування. Для цього на неї у кожному місці контакту із імітаторами стінки свердловини 4 (окрім крайніх) були наклеєні тензодавачі (ГОСТ 21616-91) 15а, 15б, 15в та 15г так, як показано на рисунку 2.2.



15а – перший тензодавач; 15б – другий тензодавач; 15в – третій тензодавач;
15г – четвертий тензодавач

Рисунок 2.2 – Розташування тензодавачів на ділянці моделі трубної колони

Тож структурна схема лабораторного стенду має вигляд поданий на рисунку 2.3.

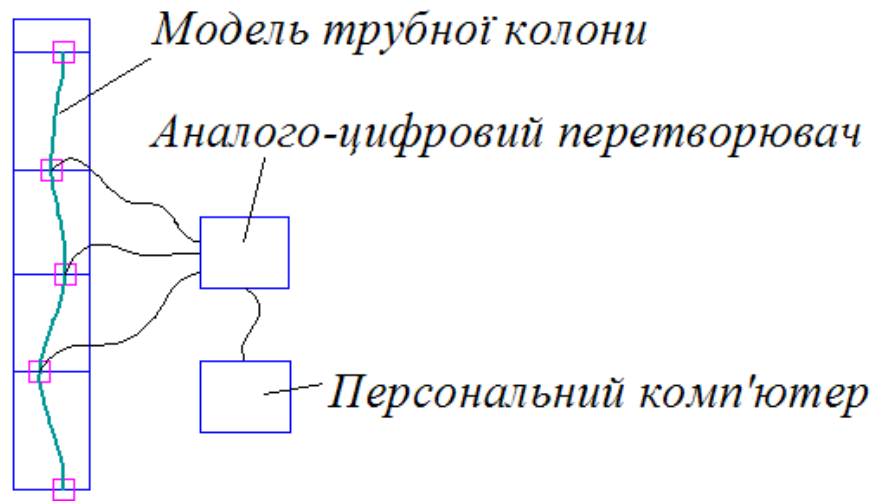


Рисунок 2.3 – Структурна схема лабораторного стенду

Для перевірки результатів вимірювань на однорідність скористаємося *критерієм Діксона*, який використовується для малих вибірок [180]. Для цього дані експерименту спочатку слід розмістити у варіаційний ряд $x_1 \leq x_2 \leq \dots \leq x_{n-1} \leq x_n$. Після цього аналізують на *промахи* крайні ліві або крайні праві значення цього варіаційного ряду. Формули для розрахунку числових величин критеріїв перевірки крайніх значень $x_1 \leq x_2 \leq \dots \leq x_{n-1} \leq x_n$ при різних обсягах вибірки наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. – Формули для розрахунку числових величин критеріїв перевірки крайніх значень

Обсяг вибірки	Аналіз на промах величини x_1	Аналіз на промах величини x_n
1	2	3
$3 \leq n \leq 7$	$r_{10} = \frac{x_2 - x_1}{x_n - x_1}$	$r_{10} = \frac{x_n - x_{n-1}}{x_n - x_1}$
$8 \leq n \leq 10$	$r_{11} = \frac{x_2 - x_1}{x_{n-1} - x_1}$	$r_{11} = \frac{x_n - x_{n-1}}{x_n - x_2}$

Продовження таблиці 2.1

1	2	3
$11 \leq n \leq 13$	$r_{21} = \frac{x_3 - x_1}{x_{n-1} - x_1}$	$r_{21} = \frac{x_n - x_{n-2}}{x_n - x_2}$
$14 \leq n \leq 30$	$r_{22} = \frac{x_3 - x_1}{x_{n-2} - x_1}$	$r_{22} = \frac{x_n - x_{n-2}}{x_n - x_3}$

Якщо розрахована згідно із таблицею 2.1 величина критерію більша від критичної, то нульову гіпотезу відхиляють і відповідне крайнє значення вважають *промахом*. Критичну величину критерію знаходять за таблицею, наведеною в роботі [180].

2.1.2 Методика, обладнання та результати лабораторного тарування тензодавачів

Оскільки вимірювальні тензодавачі наклеєні на циліндричну модель трубної колони, було прийнято рішення проводити тарування у два етапи. На першому етапі тарувальні тензодавачі були приклеєні на циліндричну поверхню фрагменту моделі трубної колони. Для проведення досліджень згідно із другим етапом, інший фрагмент моделі трубної колони було стиснуто під пресом, з тим, щоб утворилася плоска поверхня, на яку також були наклеєні тарувальні тензодавачі.

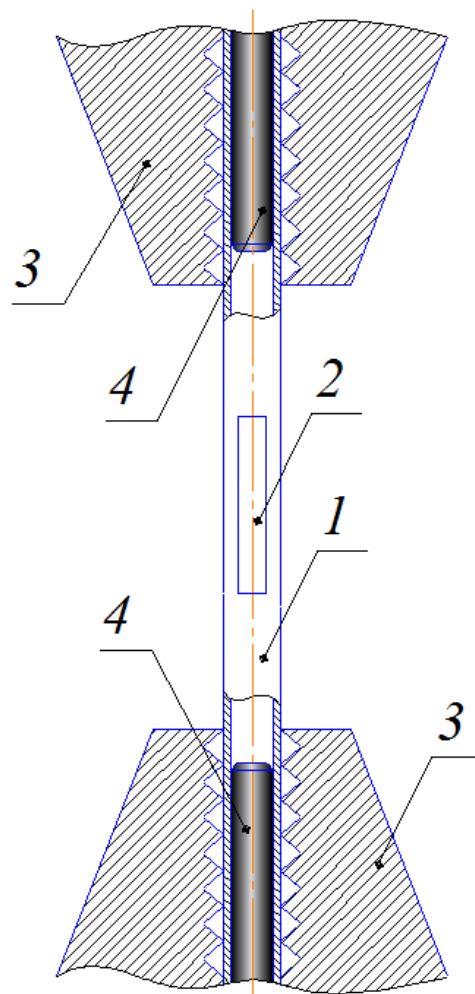
Проведення таких експериментальних досліджень дозволить, окрім отримання тарувальної характеристики, встановити відсутність чи наявність впливу на покази тензодавача форми поверхні, на яку він наклеєний.

Отже, як для першого так і для другого етапу, дослідження проводилися за однаковою методикою суть якої подано нижче. На поверхню фрагменту моделі трубної колони 1 був наклеєний тарувальний тензодавач 2. Сам фрагмент закріплювався в лещата 3 розривної машини (див. рисунок 2.4). Для

запобігання деформації експериментального зразка використано сталевий стрижень 4.

Кожен експериментальний зразок піддався розтягу згідно із наперед заданим набором рівнів навантажування. При цьому для кожної величини сили розтягу F_c фіксувалася напруга на тарувальному тензодавачі U_c . Відтак, в дискретному вигляді було отримано функцію

$$U_c = f(F_c). \quad (2.21)$$



1 – фрагмент моделі трубної колони; 2 – тарувальний тензодавач; 3 – лещата розривної машини; 4 – сталевий стрижень

Рисунок 2.4 – Схема фрагменту стенду для тарування тензодавачів

Для подальшого використання рівність (2.21) перетворено до вигляду

$$U_c = f(\sigma_c), \quad (2.22)$$

де σ_c – нормальне напруження в поперечному перерізі фрагменту моделі трубної колони, яке рівне

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A}, \quad (2.23)$$

де A – площа поперечного перерізу.

В загальному випадку залежність (2.22) може бути подана у вигляді поліному

$$U_c = A_1 \sigma_c + A_2 \sigma_c^2 + \dots + A_n \sigma_c^n, \quad (2.24)$$

де $A_1, A_2, \dots, A_n$ – коефіцієнти поліному.

Втім, в діапазоні пружних деформацій, функція перетворення для всіх типів тензодавачів приймається лінійною, тому рівність (2.24) набуде вигляду

$$U_c = A \sigma_c + B, \quad (2.25)$$

де A, B – коефіцієнти, які підлягають визначенню за результатами експериментальних досліджень.

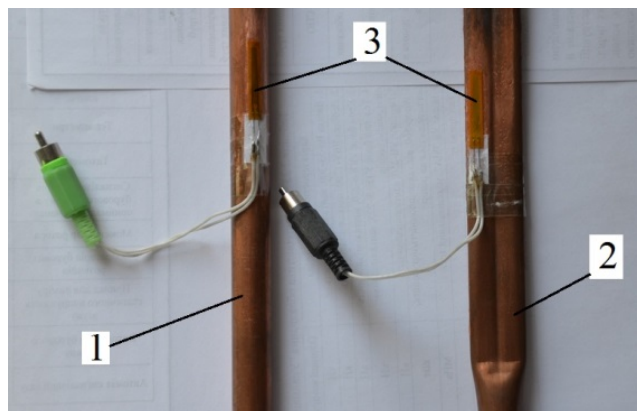
Для встановлення явного вигляду залежності (2.25), проведено експеримент згідно із вище зазначеною методикою на розривній машині Р-20 (ГОСТ 7855-74), загальний вигляд якої зображено на рисунку 2.5.

Фото тарувальних зразків, підготовлених до першого та другого етапу випробувань, відображено на рисунку 2.6.



1 – фрагмент моделі трубної колони; 2 – розривна машина Р-20; 3 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 4 – персональний комп'ютер

Рисунок 2.5 – Загальний вигляд лабораторного обладнання для тарування тензодавачів



1 – тарувальний зразок для першого етапу випробувань; 2 – тарувальний зразок для другого етапу випробувань; 3 - тензодавачі

Рисунок 2.6 – Лабораторні зразки для тарування тензодавачів на моделі трубної колони

Дослідження проводилися у відповідності до ГОСТ 1497-84. Тому, для кожного рівня сили розтягу вимірювання проводилися тричі.

Результати, згідно із першим та другим етапами, подані, відповідно, в таблицях 2.2 та 2.3.

Таблиця 2.2 – Результати першого етапу тарування тензодавачів

Навантаження, кількість поділок на шкалі	Напруга на тарувальному тензодавачі, $B \times 10^{-2}$			
	вимір. № 1	вимір. № 2	вимір. № 3	середня
40	-0,633	-0,637	-0,635	-0,635
50	-0,656	-0,658	-0,658	-0,657
60	-0,685	-0,686	-0,683	-0,685
70	-0,710	-0,709	-0,711	-0,710
80	-0,739	-0,742	-0,743	-0,741
90	-0,766	-0,768	-0,769	-0,768
100	-0,804	-0,800	-0,802	-0,802

Таблиця 2.3 – Результати другого етапу тарування тензодавачів

Навантаження, кількість поділок на шкалі	Напруга на тарувальному тензодавачі, $B \times 10^{-2}$			
	вимір. № 1	вимір. № 2	вимір. № 3	середня
30	-0,587	-0,590	-0,593	-0,590
40	-0,630	-0,631	-0,628	-0,630
50	-0,664	-0,668	-0,666	-0,666
60	-0,688	-0,690	-0,689	-0,689
70	-0,729	-0,727	-0,728	-0,728
80	-0,757	-0,756	-0,758	-0,757
90	-0,786	-0,788	-0,787	-0,787

Використовуючи рівності із таблиці 2.1, вище наведені результати вимірювань проаналізовано на однорідність за критерієм Діксона (див. таблиці 2.4 та 2.5).

Таблиця 2.4 – Величини розрахункових критеріїв Діксона під час першого етапу тарування

Рівні навантаження	Крайні ліві значення, r_{10}	Крайні праві значення, r_{10}
1	0,5	0,5
2	0,333	0,667
3	0,667	0,333
4	0,5	0,5
5	0,75	0,25
6	0,667	0,333
7	0,5	0,5

Таблиця 2.4 – Величини розрахункових критеріїв Діксона під час другого етапу тарування

Рівні навантаження	Крайні ліві значення, r_{10}	Крайні праві значення, r_{10}
1	0,5	0,5
2	0,667	0,333
3	0,5	0,5
4	0,5	0,5
5	0,5	0,5
6	0,5	0,5
7	0,5	0,5

Порівняння розрахункових значень r_{10} із критичними величинами, які вибрано із [180], свідчать про відсутність *промахів* серед результатів вимірювань.

Скріншот програми під час вимірювань № 3 першого етапу тарування, для прикладу, подано на рисунку 2.7.

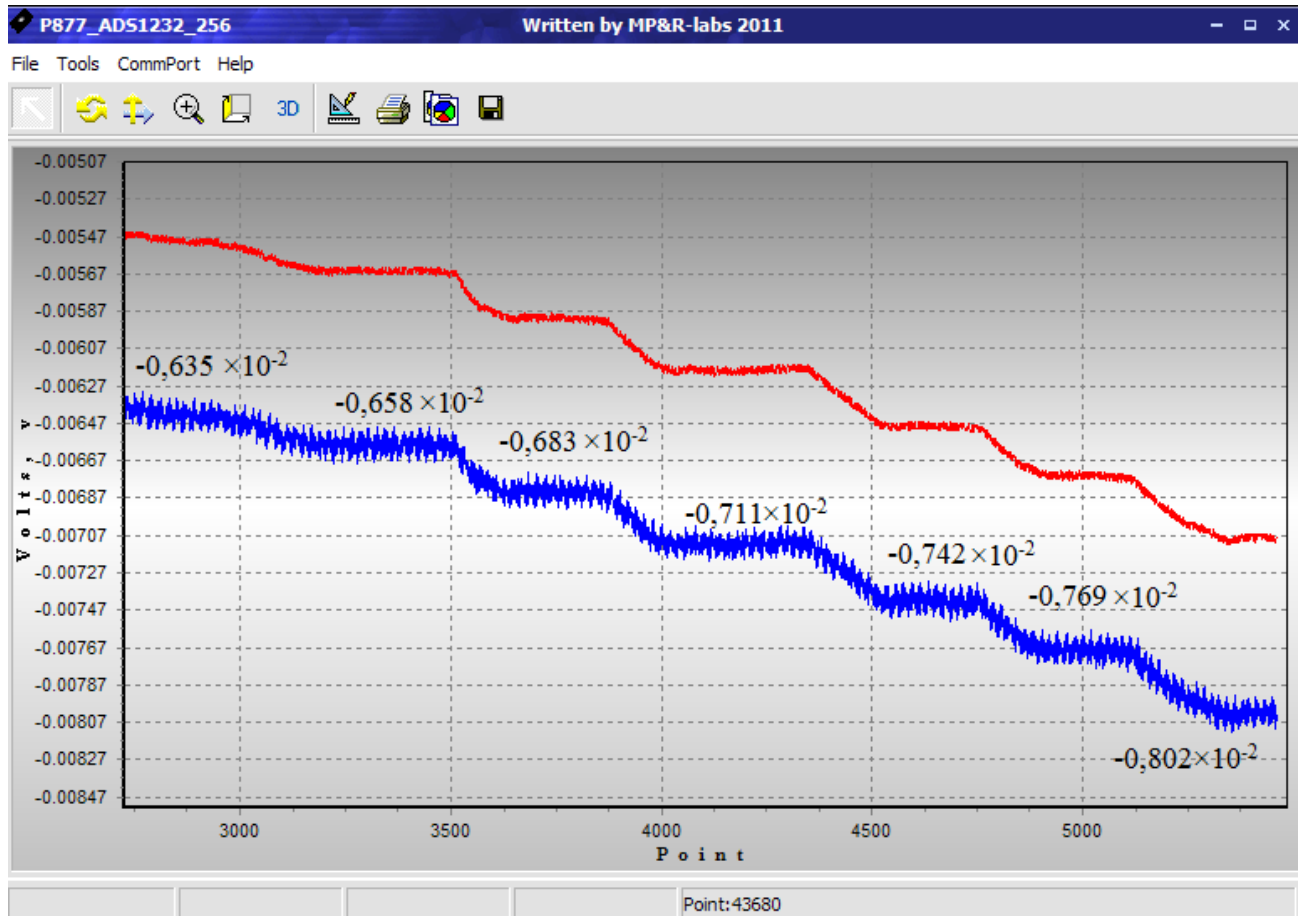


Рисунок 2.7 – Скріншот програми із результатами зчитування АЦП під час вимірювань № 3 першого етапу тарування

З метою визначення коефіцієнтів функції (2.25), дані із таблиць 2.2 та 2.3 було перетворено до наступного вигляду (див. таблиці 2.6 та 2.7). При цьому враховано, що лабораторні дослідження проходили за ціни поділки розривної машини 80 Н.

В результаті апроксимації даних із таблиць 2.6 та 2.7, функція (2.25) набула вигляду для першого та другого етапів тарування відповідно

$$U_{c1} = -0,153 \cdot 10^{-4} \sigma_{c1} - 0,519 \cdot 10^{-2}, \quad (2.26)$$

$$U_{c2} = -0,178 \cdot 10^{-4} \sigma_{c2} - 0,498 \cdot 10^{-2}. \quad (2.27)$$

Таблиця 2.6 – Оброблення результатів першого етапу тарування тензодавачів

Навантаження, кількість поділок на шкалі	Величина сили розтягу, Н	Нормальне напруження у поперечному перерізі, МПа	Середня напруга на тарувальному тензодавачі, $B \times 10^{-2}$
40	3200	72,76	-0,635
50	4000	90,95	-0,657
60	4800	109,13	-0,685
70	5600	127,32	-0,710
80	6400	145,51	-0,741
90	7200	163,70	-0,768
100	8000	181,89	-0,802

Таблиця 2.7 – Оброблення результатів другого етапу тарування тензодавачів

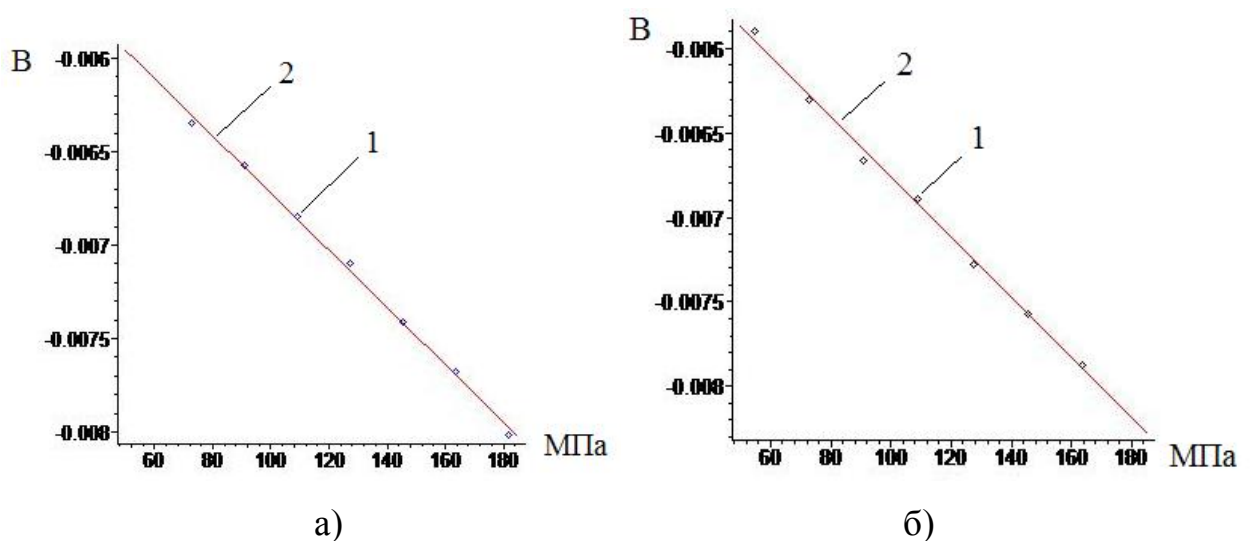
Навантаження, кількість поділок на шкалі	Величина сили розтягу, Н	Нормальне напруження у поперечному перерізі, МПа	Середня напруга на тарувальному тензодавачі, $B \times 10^{-2}$
30	2400	54,57	-0,590
40	3200	72,76	-0,630
50	4000	90,95	-0,666
60	4800	109,13	-0,689
70	5600	127,32	-0,728
80	6400	145,51	-0,757
90	7200	163,70	-0,787

В графічному вигляді дані з таблиць 2.6 та 2.7, а також функції (2.26) та (2.27), зображені на рисунку 2.8.

Як і слід було очікувати, залежності носять яскраво виражених прямолінійних характер.

З іншого боку, як видно із рисунку 2.8, відмінність між графіками 2.8 а) та 2.8 б) є незначною. Тож опрацюємо результати лабораторних досліджень 1-го та 2-го етапів як одне ціле. В результаті апроксимації функція (2.25) буде наступною

$$U_{c3} = -0,163 \cdot 10^{-4} \sigma_{c2} - 0,511 \cdot 10^{-2}. \quad (2.28)$$



а) – результати першого етапу дослідження; б) – результати другого етапу дослідження

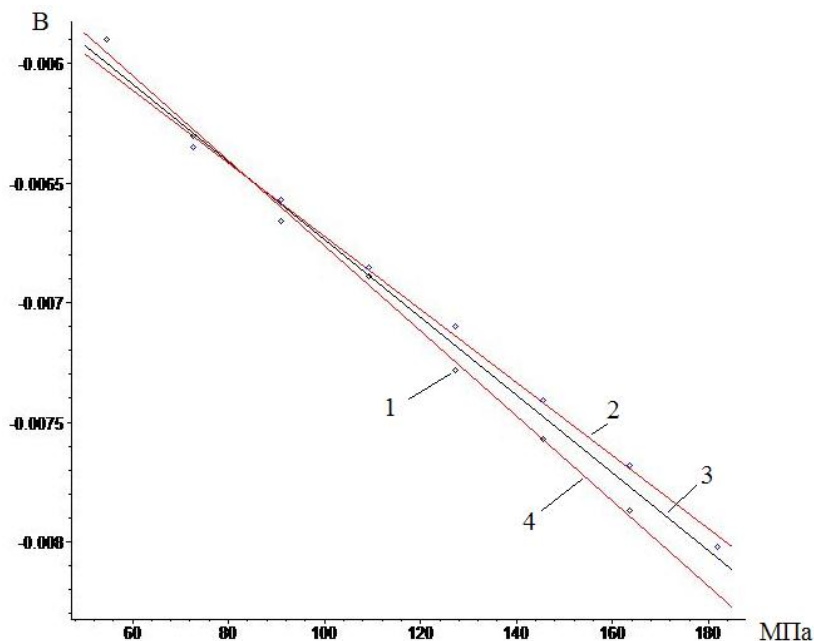
1 – експериментальні точки; 2 – апроксимуюча пряма

Рисунок 2.8 – Графічна інтерпретація залежностей напруги на тарувальному тензодавачі від нормального напруження в поперечному перерізі зразка

Відобразимо на одному рисунку всі три залежності (2.26) – (2.28) разом із експериментальними точками на основі яких вони отримані (див. рисунок 2.9).

Як бачимо максимальне відхилення прямих 2 та 4 від прямої 3 спостерігається на найбільшому рівні напружень. Однак, порівняльний розрахунок свідчить, що це відхилення не перевищує 3%. Тож, на основі вищенаведеного, будемо вважати, що форма поверхні, на яку наклеєні тензодавачі, не впливає на їх покази. Відтак, для опису взаємозв'язку між

напругою на тензодавачі та нормальним напруженням в поперечному перерізі моделі трубної колони використовуватимемо функцію (2.28).



1 – експериментальні точки; 2 – апроксимаційна пряма згідно з першим етапом;
3 – загальна апроксимаційна пряма; 4 – апроксимаційна пряма згідно з другим етапом.

Рисунок 2.9 – Графічна інтерпретація на одному графіку залежностей напруги на тарувальному тензодавачі від нормального напруження в поперечному перерізі зразка

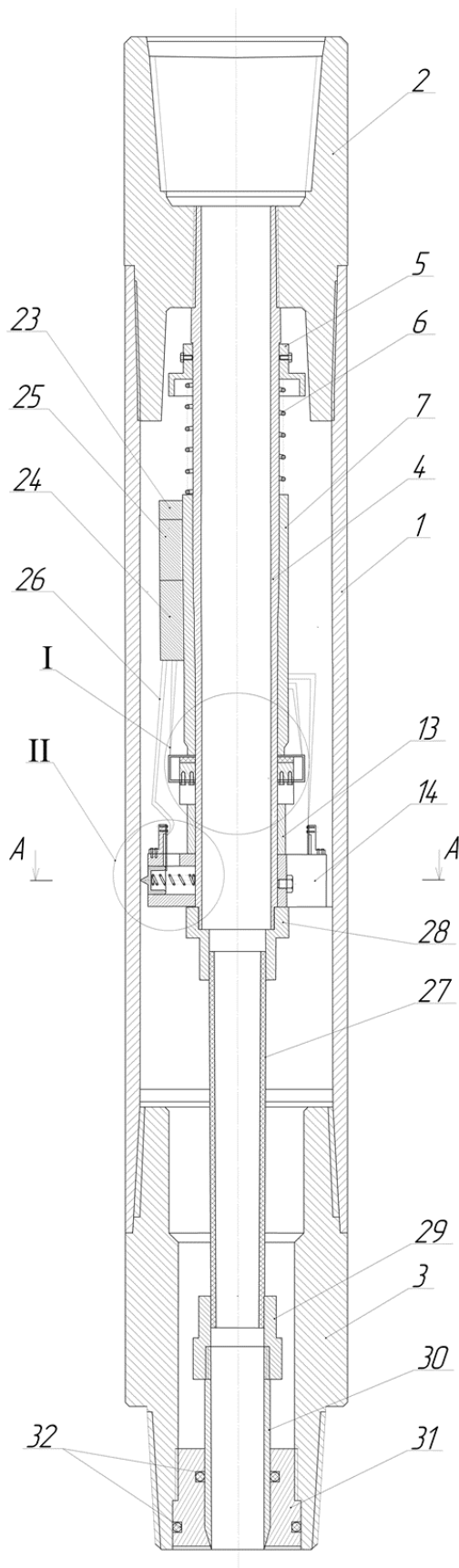
2.2 Методи та засоби експериментального дослідження згину бурильної колони під час її експлуатації в промислових умовах

2.2.1 Конструкція пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб

Визначення фактичних напружень у бурильній колоні під час експлуатації залишається актуальним на даний момент завданням. Тому, існує

значна кількість пристроїв, що створені для цієї мети. В першому розділі даної роботи нами проведено аналіз їх конструкцій і зроблено висновок про необхідність збільшення часового інтервалу, протягом якого ведеться запис вимірюваних параметрів, та забезпечення їх фіксації у цифровому вигляді на карту пам'яті. Це дозволить більш ефективніше використовувати інформацію про навантаженість бурильної колони з метою, наприклад, точнішого прогнозування втомної довговічності і вибору необхідних параметрів роботи.

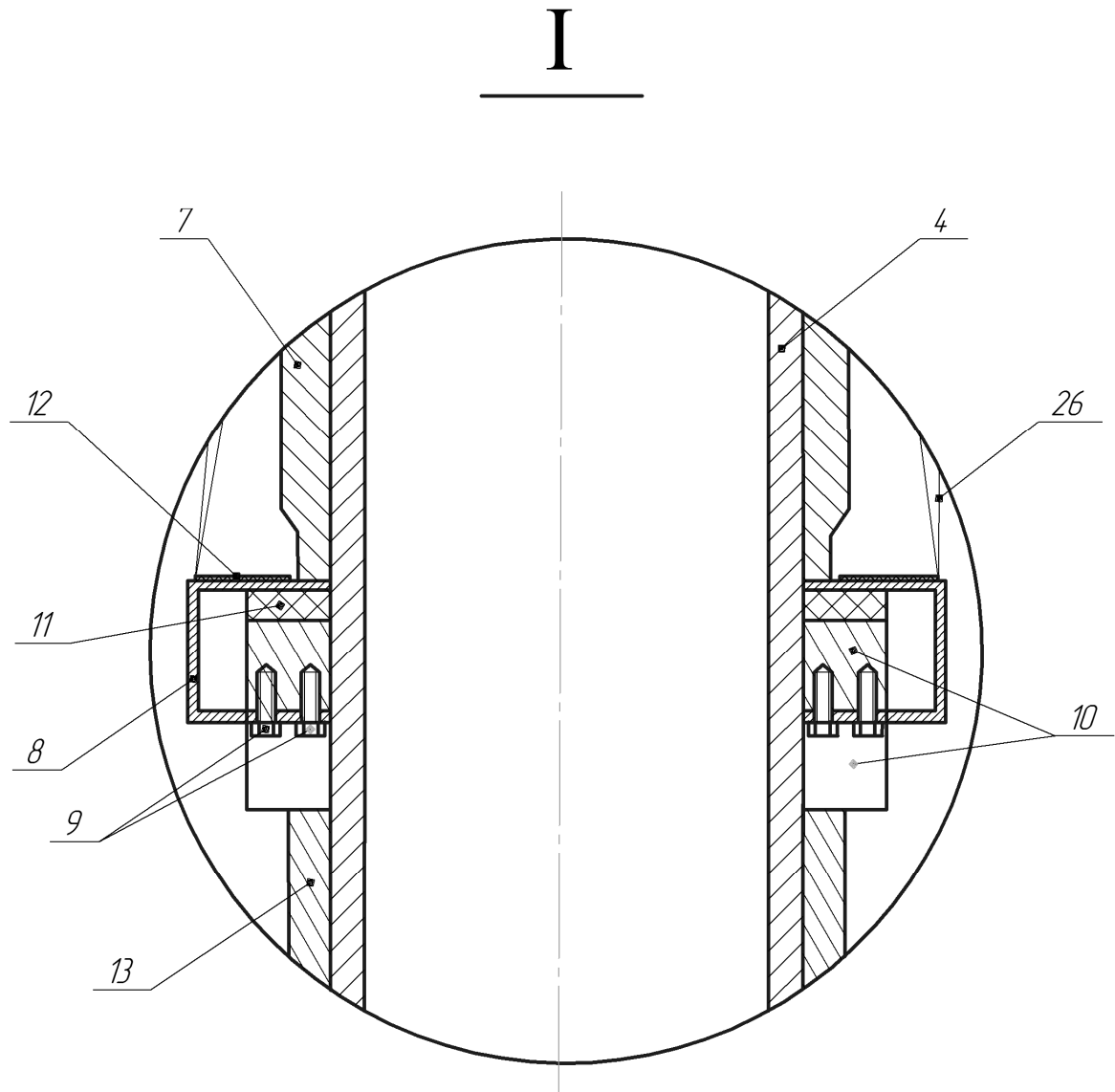
Для вирішення поставленої задачі нами у співавторстві [30] (див. додаток Г) проведено вдосконалення існуючого пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб шляхом зміни конструкції вузла перетворення деформацій та блоку їх реєстрації. Отримана в результаті корисна модель ілюструється наступним розрізом (див. рисунок 2.10).



1 – корпус; 2 – верхній різьбовий перехідник; 3 – нижній різьбовий перехідник; 4 – ствол; 5 – нерухома втулка; 6 – силова пружина; 7 – рухома інерційна втулка; 8 – пружний кронштейн; 9 – гвинт; 10 – нерухома втулка; 11 – демпферне кільце; 12 – тензодавачі; 13 – дистанційна втулка; 14 – платформа; 15 – болт; 16 – направляюча; 17 – повзун; 18 – пружина; 19 – паз; 20 – пружна пластина; 21 – держак; 22 – тензодавачі; 23 – блок живлення; 24 – аналого-цифровий перетворювач; 25 – карта пам'яті; 26 – електричні провідники; 27 – рукав високого тиску; 28, 29 – ущільнюючі втулки; 30 – наконечник; 31 – втулка; 32 – радіальне ущільнення

Рисунок 2.10 – Розріз пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб

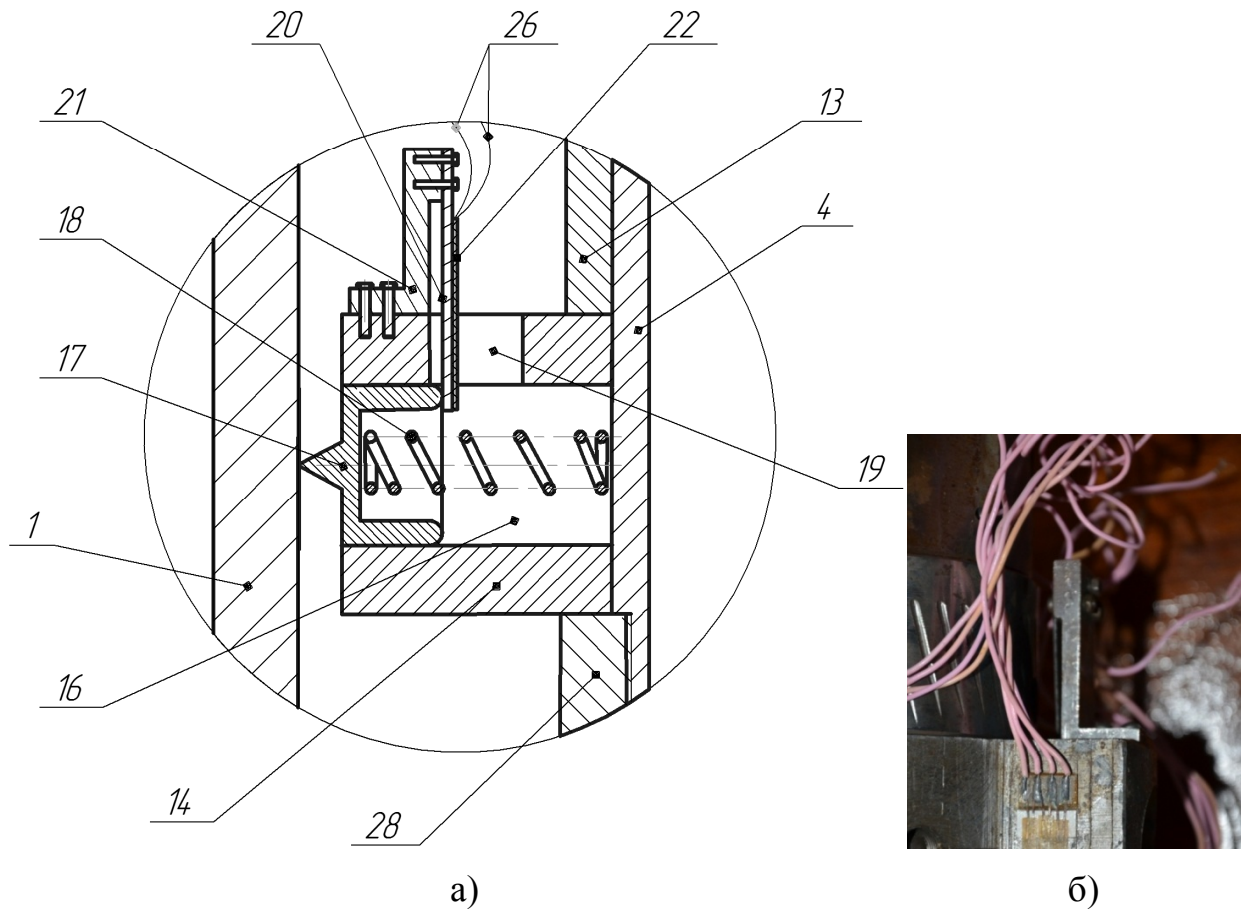
На рисунку 2.11 наведено місцевий вигляд I вузла вимірювання поздовжніх деформацій, на рисунку 2.12 місцевий вигляд II та загальний вигляд вузла вимірювання поперечних деформацій.



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

Рисунок 2.11 – Місцевий вигляд I вузла вимірювання поздовжніх деформацій

II

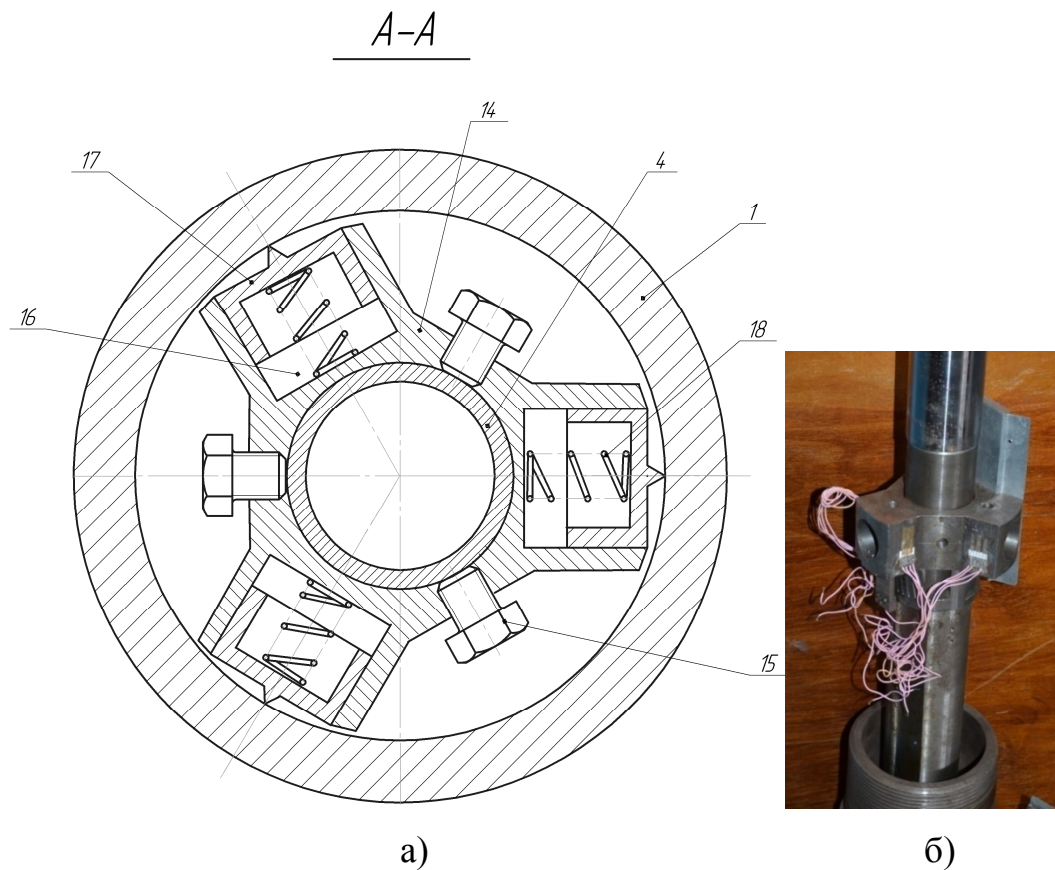


а) – місцевий вигляд II; б) – загальний вигляд

1 – корпус; 4 – ствол; 13 – дистанційна втулка; 14 – платформа; 16 – направляюча; 17 – повзун; 18 – пружина; 19 – паз; 20 – пружна пластина; 21 – держак; 22 – тензодавачі; 26 – електричні провідники; 28 – ущільнюючі втулки

Рисунок 2.12 – Вузол вимірювання поперечних деформацій

I, на сам кінець, рисунок 2.13 ілюструє переріз А-А та загальний вигляд платформи вузла вимірювання поперечних деформацій.



а) – переріз А-А; б) – загальний вигляд

1 – корпус; 4 – ствол; 14 – платформа; 15 – болт; 16 – направляюча; 17 – повзун;
18 – пружина

Рисунок 2.13 – Платформа вузла вимірювання поперечних деформацій

Зокрема, пристрій включає в себе корпус 1 – несучий калібрований елемент бурильної колони з різбовими перехідниками: верхнім 2 і нижнім 3, які призначені для з'єднання пристрою у компоновці бурильної колони. У верхньому перехіднику 2 консольно по осі пристрою на різьбі встановлений нерухомо ствол 4.

На стволі 4 встановлені основні елементи вузла поздовжніх переміщень, який містить нерухому втулку 5, що служить упором для силової пружини 6, встановленої концентрично стволу 4, і рухому інерційну втулку 7. Нижнім

кінцем втулка 7 опирається на пружні кронштейни 8 (див. рисунок 2.11), які по діагоналі закріплені гвинтами 9 до нерухомої втулки 10. Між кронштейнами 8 і втулкою 10 встановлено демпферне кільце 11. В зоні деформації пружних кронштейнів 8 встановлені тензодавачі 12.

На нижньому кінці ствола 4 також закріплений вузол перетворення деформацій. Між ним і вузлом поздовжніх деформацій встановлена дистанційна втулка 13. У вузол перетворення деформацій (див. рисунок 2.12) входить система трьох тензодавачів розміщених під кутом 120° радіально до ствола 4 на платформі 14, до якого вона жорстко закріплена болтами 15. У платформі 14 під кутом 120° виконано направляючі 16 в яких вільно переміщуються повзуни 17. За допомогою пружин 18 повзуни 17 опираються на внутрішню поверхню корпусу 1 пристрою.

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

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

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

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

Пристрій працює наступним чином. В процесі буріння свердловини він встановлюється в бурильну колону в інтервалі стовбура свердловини, де необхідно визначити згинаючі зусилля і поздовжні переміщення.

Перед спуском бурильної колони з пристроєм в свердловину, вмикають блок реєстрації деформацій, робота якого запрограмована в певній послідовності.

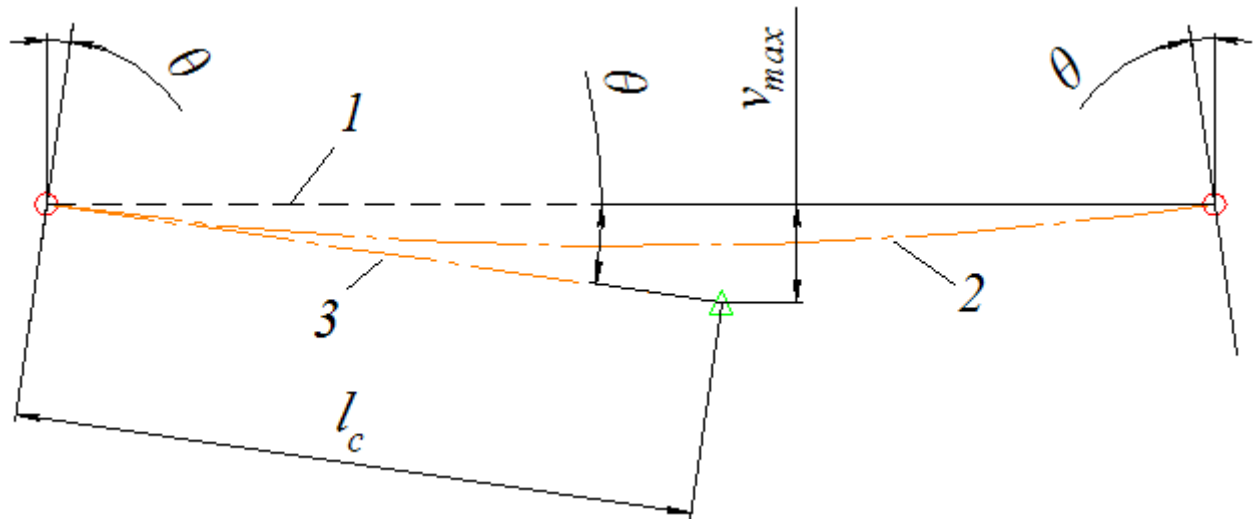
В інтервалі інтенсивної кривини стовбура свердловини, відповідно виникають деформації згину корпусу 1 пристрою, які в свою чергу передаються через повзуни 17, що рухаються по направляючих 16, пружним пластинам 20. Ці деформації фіксуються тензодавачами 22 і за допомогою електричних провідників 26 передаються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

Водночас при взаємодії породоруйнівного інструменту із вибоєм свердловини виникають поздовжні коливання бурильної колони, які передаються інерційній втулці 7, що взаємодіє з пружними кронштейнами 8 і фіксується тензодавачами 12. На блок реєстрації деформацій дані коливання передаються за допомогою провідників 26, де аналогічно проходить їх обробка в аналого-цифровому перетворювачі 24 і відповідно запис в карту пам'яті 25.

В систему аналого-цифрового перетворювача входять 5 тензометричних мостів, які з'єднані провідниками 26 з відповідними тензодавачами 22 вузла перетворення деформацій і 12 вузла поздовжніх переміщень. Тензодавачі передають інформацію безперервно у запрограмованій послідовності в аналого-цифровий перетворювач, після обробки в якому проходить її запис у карту пам'яті 25. Після підйому бурильної колони з пристроєм на поверхню, записані в карті пам'яті 25 дані піддаються комп'ютерній обробці та математичному аналізу.

Згідно з конструкцією пристрою, інформація про згинальний момент, який діє на його корпус в експлуатаційних умовах, отримується опосередковано, за допомогою аналізу напружено-деформованого стану пружних пластин 20, які виготовлені із сталі. В свою чергу, деформацію пластин передбачається вимірювати за допомогою тензодавачів 22. Відтак, необхідно встановити взаємозв'язок між напружено-деформованими станами пластин 20 та корпусом 1.

В недеформованому стані осі корпусу 1 та стволу 4 співпадають. У випадку, коли пристрій зазнає деформації, осі займають положення, зображене на рисунку 2.14.



1 – вісь корпусу та стволу в недеформованому стані; 2 – вісь корпусу в деформованому стані; 3 – вісь стволу в деформованому стані

Рисунок 2.14 – Положення осей конструктивних елементів пристрою під час його деформації

Як бачимо, відхилення $v_{\max}$ геометричного центру мас платформи 14 від початкового положення одночасно буде і ходом повзуна 17, а, отже, і прогином вільного кінця пластин 20. В свою чергу величина $v_{\max}$ залежить від кута повороту θ торця перехідника, до якого прикріплено ствол та відстані l_c між цим торцем та віссю повзуна 17. Таким чином, згідно із рисунком 2.14, можемо записати наступне

$$\sin \theta = \frac{v_{\max}}{l_c}. \quad (2.29)$$

З іншого боку величина θ пов'язана із внутрішнім згинальним моментом у поперечному перерізі корпусу 1. Щоб встановити вигляд такої залежності, в якості математичної моделі виберемо балку, яка зазнає чистого згину. Рівність для кута повороту можемо записати проінтегрувавши один раз диференціальне рівняння пружної осі [181]

$$EI_x \theta(z) = \int M dz + C, \quad (2.30)$$

де M – згинальний момент;

C – змінна інтегрування;

E – модуль пружності першого роду.

Оскільки, згідно із вибраною математичною моделлю, величина M є константою, рівність (2.30) матиме вигляд

$$EI_x \theta(z) = M z + C. \quad (2.31)$$

Величину C визначимо із умови, що по середині пристрою кут повороту поперечного перерізу рівний нулю. Відтак

$$C = -M \frac{l_{np}}{2}. \quad (2.32)$$

де l_{np} – загальна довжина пристрою.

Враховуючи (2.32), рівняння (2.31) запишеться у вигляді

$$\theta(z) = \frac{M}{EI_x} \left(z - \frac{l_{np}}{2} \right).$$

Отже, значення кута повороту на лівому кінці балки (згідно із рисунком 2.14) дорівнюватиме

$$\theta = -\frac{M l_{np}}{2EI_x}. \quad (2.33)$$

Відповідно, рівність для визначення згинального моменту набуде вигляду

$$M = -\frac{2 EI_x \theta}{l_{np}}, \quad (2.34)$$

або, враховуючи формулу (2.29),

$$M = -\frac{2 EI_x}{l_{np}} \arcsin \frac{v_{\max}}{l_c}. \quad (2.35)$$

Оскільки пластини 20 за своєю конструкцією є балками рівного опору, для опису їх напружено-деформованого стану використаємо модель балки із змінним поперечним перерізом, консольно закріпленої одним кінцем та навантаженої на протилежному кінці зосередженою силою. Для такого випадку диференціальне рівняння пружної осі набуде вигляду [181]

$$\frac{d^2 y_{nl}(z)}{dz^2} = \frac{M_{nl}(z)}{EI_{x(nl)}(z)}, \quad (2.36)$$

де $y_{nl}(z)$ – функція прогину пластини;

$M_{nl}(z)$ – функція згинального моменту в поперечному перерізі пластини;

$I_{x(nl)}(z)$ – функція моменту інерції поперечного перерізу пластини.

Для вибраної розрахункової моделі залежність $M_{nl}(z)$ запишеться [182]

$$M_{nl}(z) = -F z, \quad (2.37)$$

де F – зосереджена сила прикладена на вільному кінці.

Зазвичай, для аналізу напружено-деформованого стану балок рівного опору приймають, що їх висота h_{nl} залишається постійною, натомість ширина рівномірно змінюється від нуля до деякої величини b_{nl} . Отже, вигляд функції $I_{x(nl)}(z)$ буде наступним

$$I_{x(nl)}(z) = \frac{h_{nl}^3}{12} \left(b_{nl} \frac{z}{l_{nl}} \right), \quad (2.38)$$

l_{nl} – робоча довжина пластин.

Таким чином, остаточний вигляд диференціального рівняння (2.36) та його розв'язок запишуться

$$\frac{d^2 y_{nl}(z)}{dz^2} = \frac{-F z}{E \frac{h_{nl}^3}{12} \left(b_{nl} \frac{z}{l_{nl}} \right)},$$

$$y_{nl}(z) = -\frac{6 F l_{nl} z^2}{E h_{nl}^3 b_{nl}} + C_1 z + C_2, \quad (2.39)$$

де C_1, C_2 – змінні інтегрування, які визначаються з умови, що прогин та кут повороту поперечного перерізу пластини рівні нулю у місці защемлення. Відтак

$$C_1 = \frac{12 F l_{nl}^2}{E h_{nl}^3 b_{nl}}, \quad C_2 = -\frac{6 F l_{nl}^3}{E h_{nl}^3 b_{nl}}. \quad (2.40)$$

Отже, рівняння (2.39), враховуючи (2.40), набуде вигляду

$$y_{nl}(z) = -\frac{6 F l_{nl} z^2}{E h_{nl}^3 b_{nl}} + \frac{12 F l_{nl}^2}{E h_{nl}^3 b_{nl}} z - \frac{6 F l_{nl}^3}{E h_{nl}^3 b_{nl}}. \quad (2.41)$$

Враховуючи, що максимальна величина прогину пластини 20 буде на її вільному кінці, формулу (2.41) можна подати у вигляді

$$v_{\max} = -\frac{6 F l_{nl}^3}{E h_{nl}^3 b_{nl}}, \quad (2.42)$$

або

$$v_{\max} = \frac{6 M_{nl}(z) l_{nl}^3}{z E h_{nl}^3 b_{nl}}. \quad (2.43)$$

Згинальний момент в поперечному перерізі пластини пов'язаний із напруженням згину на її поверхні наступною залежністю

$$M_{nl}(z) = \frac{2 \sigma_{nl} I_{x(nl)}(z)}{h_{nl}}. \quad (2.44)$$

Підставивши значення моменту із (2.44) у (2.43) запишемо

$$v_{\max} = \frac{12 \sigma_{nl} I_{x(nl)}(l_m) l_{nl}^3}{l_m E h_{nl}^4 b_{nl}}, \quad (2.45)$$

де l_m – відстань від вільного торця пластини до середини наклеєного на неї тензодавача.

Насамкінець, значення максимального прогину (2.45) підставляємо у формулу (2.35):

$$M = -\frac{2 E I_x}{l_{np}} \arcsin \left(\frac{12 \sigma_{nl} I_{x(nl)}(l_m) l_{nl}^3}{l_c l_m E h_{nl}^4 b_{nl}} \right). \quad (2.46)$$

Отже, формула (2.46) встановлює залежність між згинальним моментом M у поперечному перерізі корпусу 1 пристрою та напруженнями, що виникають при згині пластин 20 та вимірюються безпосередньо за допомогою тензодавачів 22 та аналого-цифрового перетворювача 24.

Цілком очевидно, що для використання рівності (2.46) необхідно мати тарувальну характеристику, яка би встановлювала взаємозв'язок між величиною σ_{nl} та напругою на тензодавачі.

2.2.2 Методика, обладнання та результати лабораторного тарування тензодавачів, що використовуються у пристрої для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб

Загалом методика тарування подібна до тої, яка описана у пункті 2.1.2. Втім, необхідно враховувати, що пластини 20 виготовлені зі сталі, а тому в якості лабораторного обладнання було використано сталеву балку рівного опору (див. рисунок 2.15).

Як і у випадку тарування тензодавачів на моделі трубної колони, вимірювання проводилися три рази для кожного рівня згинального моменту. Далі, значення згинального моменту перераховувалися з метою отримання величин напружень у поперечному перерізі балки рівного опору за відомою залежністю

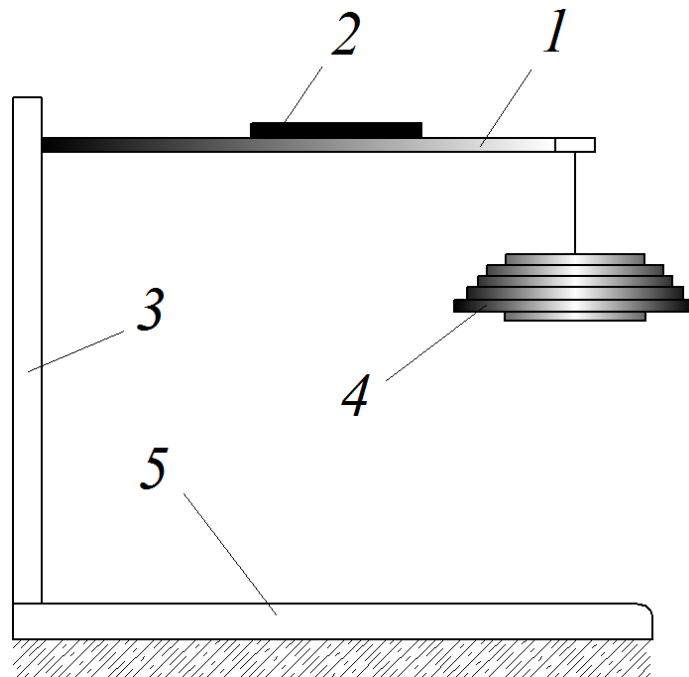
$$\sigma_{\delta} = \frac{M_{\delta}(z)}{W_{\delta}(z)}, \quad (2.47)$$

де σ_{δ} – нормальне напруження в поперечному перерізі балки рівного опору;

$M_{\delta}(z)$ – згинальний момент в досліджуваному перерізі;

$W_{\delta}(z)$ – момент опору досліджуваного перерізу;

z – відстань від вільного кінця балки до досліджуваного перерізу, яка приймається рівною відстані до середини тензодвача 2.



1 – балка рівного опору; 2 – вимірювальний тензодавач; 3 – опорний вузол; 4 – тягарці для створення навантаження; 5 – опорна платформа

Рисунок 2.15 – Структурна схема стану з балкою рівного опору для тарування тензодавачів

В свою чергу величини $M_{\delta}(z)$ та $W_{\delta}(z)$ визначаються за формулами

$$M_{\delta}(z) = -P_{\delta} z, \quad W_{\delta}(z) = \frac{b_{\delta}(z) h_{\delta}^2}{6}, \quad (2.48)$$

де P_{δ} – зосереджена сила, якою навантажується вільний кінець балки;

$b_{\delta}(z)$ – ширина балки в досліджуваному перерізі;

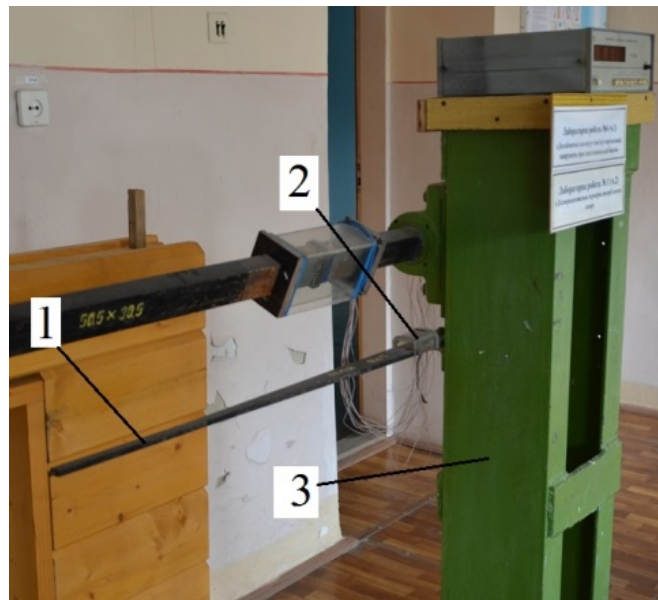
h_{δ} – висота балки (є постійною).

Для апроксимації залежності напруги на тензодавачі U_σ від напруження σ_σ також було вибрано рівняння прямої у вигляді

$$U_\sigma = A\sigma_\sigma + B. \quad (2.49)$$

Тож, в результаті лабораторних досліджень, визначенню підлягають значення коефіцієнтів A та B формули (2.49).

Отже, для встановлення вигляду залежності (2.49) були проведені лабораторні дослідження напружено-деформованого стану балки рівного опору (див. рисунок 2.16).



1 – балка рівного опору; 2 – вимірювальний тензодавач; 3 – опорний вузол

Рисунок 2.16 – Загальний вигляд стану з балкою рівного опору для тарування тензодавачів

З метою співставлення та контролю за результатами експериментів маси тягарців 4 (згідно із рисунком 2.15) були підібрані таким чином, щоб напруження в поперечному перерізі балки рівного опору, які визначалися за

формулами (2.47) та (2.48), були приблизно рівні величинам, що отримувались при таруванні тензодавачів на фрагменті моделі трубної колони. Відтак, були отримані дані подані у таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Результати тарування тензодавачів на балці рівного опору

Напруження, МПа	Напруга на тарувальному тензодавачі, $B \times 10^{-2}$			
	вимір. № 1	вимір. № 2	вимір. № 3	середня
55	-0,309	-0,312	-0,311	-0,311
73	-0,333	-0,330	-0,332	-0,332
91	-0,349	-0,351	-0,352	-0,351
109	-0,367	-0,368	-0,366	-0,367
127	-0,382	-0,384	-0,383	-0,383
146	-0,398	-0,340	-0,397	-0,398
164	-0,413	-0,414	-0,415	-0,414

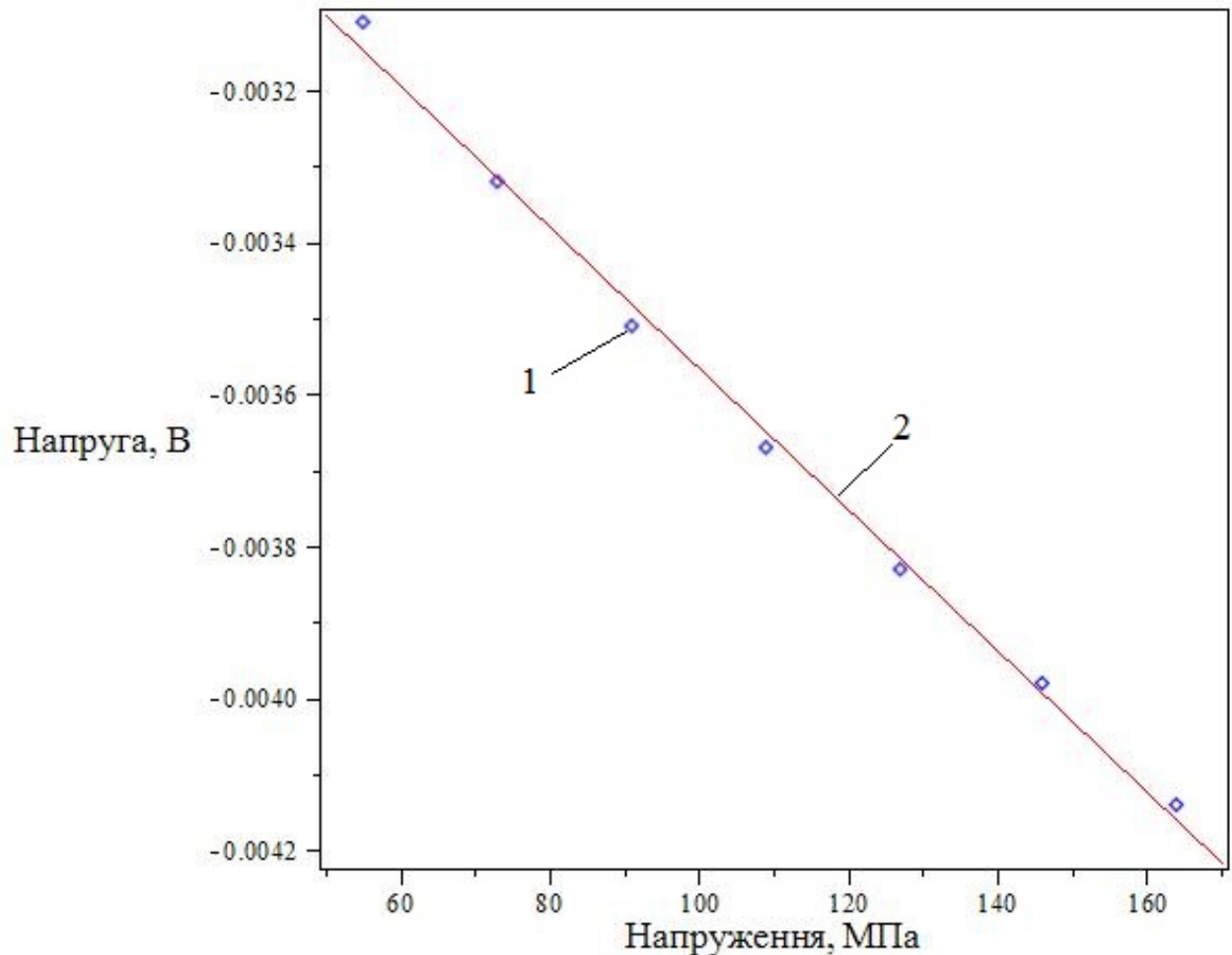
Проведемо статистичний аналіз результатів використовуючи критерій Діксона (див. таблицю 2.9).

Таблиця 2.9 – Величини розрахункових критеріїв Діксона під час тарування тензодавачів на балці рівного опору

Рівні навантаження	Крайні ліві значення, r_{10}	Крайні праві значення, r_{10}
1	0,667	0,333
2	0,667	0,333
3	0,667	0,333
4	0,5	0,5
5	0,5	0,5
6	0,333	0,667
7	0,5	0,5

Як бачимо з таблиці 2.9, виміри, які можна вважати *промахами* – відсутні.

Апроксимуємо величини напружень та відповідні їм середні значення напруг за допомогою прямолінійної залежності (див. рисунок 2.17).



1 – експериментальні точки; 2 – апроксимуюча пряма

Рисунок 2.17 – Графічна інтерпретація залежності напруги на тарувальному тензодавачі від нормального напруження в поперечному перерізі балки рівного опору

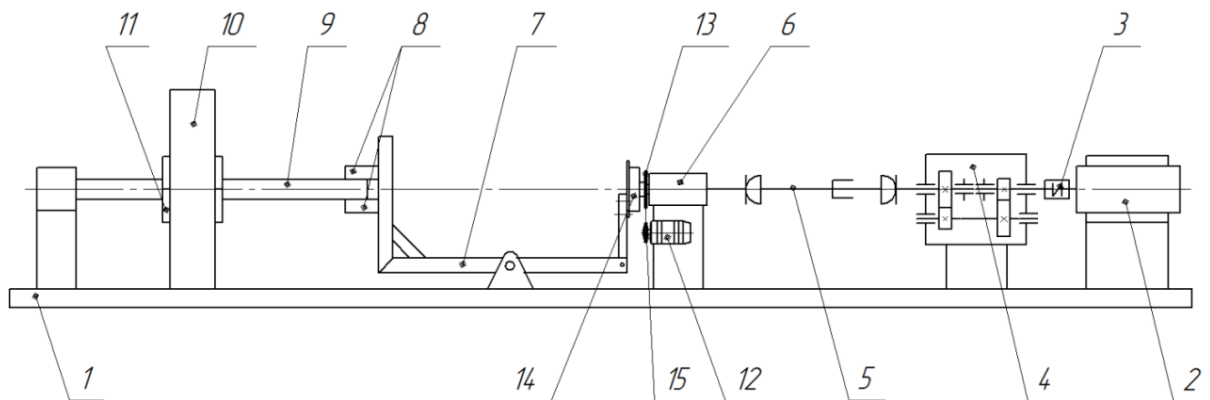
Отже, рівняння (2.49) отримано в наступному вигляді

$$U_{\sigma} = -0,929 \cdot 10^{-5} \sigma_{\sigma} - 0,264 \cdot 10^{-2}. \quad (2.50)$$

2.3 Вдосконалення обладнання для проведення лабораторних досліджень втомної довговічності натурних зразків трубних колон за блокового навантаження

Автором роботи [31] проведено цілу низку теоретичних та експериментальних досліджень, спрямованих на розроблення методу схематизації випадкових процесів з метою їх перетворення у блоки навантаження придатні для прогнозування довговічності елементів трубних колон та лабораторного дослідження їх втомної довговічності. Як зазначено в цій же роботі, постає необхідність у розробленні та модернізації лабораторного обладнання, яке би реалізовувало такі експерименти.

Тож для проведення досліджень втомної довговічності натурних зразків бурильних та насосно-компресорних труб за блокового навантаження у співавторстві [11] (див. додаток Д) запропоновано вдосконалення конструкції установки УКІ-6І (див. рисунок 2.18), яка використовувалася, наприклад, в роботі [52].



- 1 – монтажна рама; 2 – електродвигун; 3 – пружна муфта; 4 – автомобільна коробка передач; 5 – карданний вал; 6 – навантажувальна головка; 7 – коромисло; 8 – тримач; 9 – експериментальний зразок; 10 – корпус; 11 – губки; 12 – черв'ячний редуктор; 13 – ведена зірочка силової головки; 14 – силова головка; 15 – ведуча зірочка

Рисунок 2.18 – Конструктивна схема випробувальної установки

Випробувальна установка складається з монтажної рами 1, силового та опорного вузлів. В склад силового вузла входить електродвигун 2, який, за допомогою пружної муфти 3, з'єднаний із автомобільною коробкою передач 4, що, через карданний вал 5, приводить у рух вал навантажувальної головки 6.

Коливання навантажувальної головки 6, через коромисло 7 та тримач 8, передаються експериментальному зразку 9.

У склад опорного вузла входить корпус 10 і губки 11.

Черв'ячний редуктор 12, ведена зірочка 13 та ведуча зірочка 15 ланцюгової передачі використовуються для зміни сумарного ексцентриситету силової головки 14 без зупинки випробувального стенду. Це дає можливість забезпечувати перехід від одного рівня блоку навантажування до іншого не припиняючи процес втомних випробувань.

Розріз та загальний вигляд силової головки 14 відображено на рисунку 2.19.

На валу 16 навантажувальної головки нерухомо встановлено внутрішню ексцентричну втулку 17, на якій змонтовано кулькові підшипники 18 та дистанційне кільце 19. В свою чергу, на підшипники 18 встановлюється зовнішня ексцентрична втулка 20, яка виконана як одне ціле із веденою зірочкою 13 ланцюгової передачі.

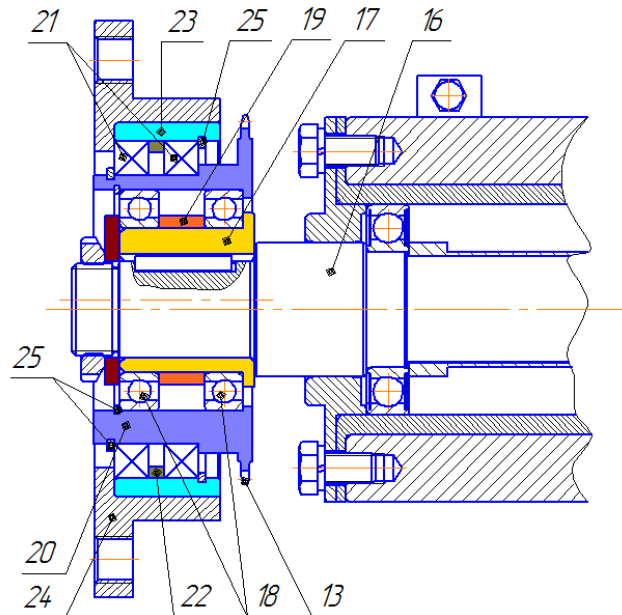
На зовнішню ексцентричну втулку 20 посаджені кулькові підшипники 21, для забезпечення заданої відстані між якими встановлено дистанційне кільце 22. В свою чергу, на підшипники 21 монтується кільце 23, що служить основою для встановлення корпусу 24, який через шатун передає рух коромислу. Для надійної фіксації деталей на валу 16 використовують розпірні кільця 25.

Потужність привідного електродвигуна 2 становить 3 кВт, частота обертання – 1450 об/хв. За допомогою автомобільної коробки передач 4 частоту обертання валу навантажувальної головки 6 і, відповідно, навантажування зразків можна змінювати дискретно з наступними параметрами:

1 передача – 3,8 об./с; 2 передача – 7,8 об./с; 3 передача – 14,5 об./с;

4 передача – 24,2 об./с; зворотній хід – 3,0 об./с.

Для підрахунку кількості циклів навантажування та аварійного вимикання живлення присутні необхідні контрольно-вимірювальні прилади та блокувальна автоматика.



а)



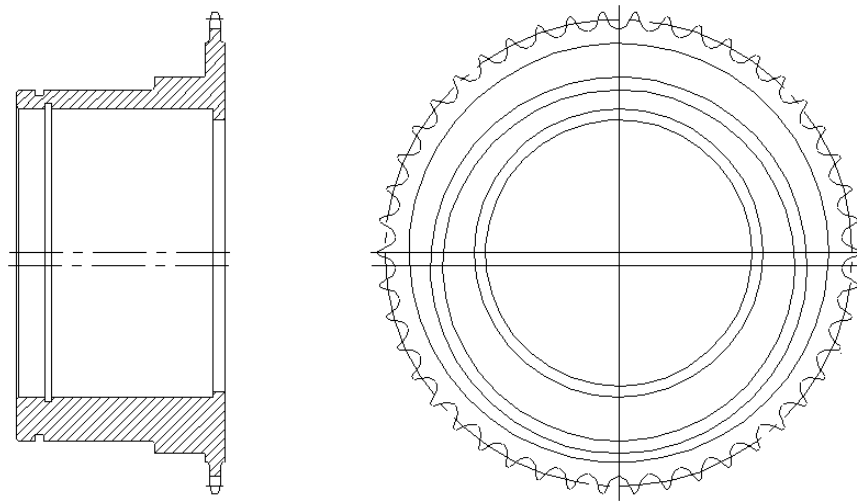
б)

а) – розріз; б) – загальний вигляд

13 – ведена зірочка; 16 – вал навантажувальної головки; 17 – внутрішня ексцентрична втулка; 18 – кулькові підшипники; 19 – дистанційне кільце; 20 – зовнішня ексцентрична втулка; 21 – кулькові підшипники; 22 – дистанційне кільце; 23 – кільце; 24 – корпус; 25 – розпірні кільця

Рисунок 2.19 – Силова головка випробувального стенду

Розріз та зовнішній вигляд ексцентричної втулки 20 відображено на рисунку 2.20.



а)



б)

а) – розріз та фронтальний вигляд; б) – зовнішній вигляд

Рисунок 2.20 – Зовнішня ексцентрична втулка

Установка працює наступним чином. Експериментальний зразок 9 нерухомо консольно закріплюється у губках 11 з допомогою стяжок.

Привідний електродвигун 2 забезпечує обертання валу навантажувальної головки 6 та коливання силової головки 14. Внаслідок цього експериментальний зразок 9 зазнає циклічного згину.

Необхідна максимальна величина згину, згідно із наперед визначеним виглядом блоку навантажування, забезпечується зміною значення сумарного ексцентриситету силової головки 14 шляхом обертання на задану кількість обертів рукоятки вхідного валу черв'ячного редуктора 12, ведуча зірочка 15 якого спричиняє рух веденої зірочки 13.

Конструкція установки дозволяє проводити випробування в широкому діапазоні геометричних параметрів зразків з регулюванням максимальної величини їх прогину в межах 0..10 мм. Використання запропонованої у співавторстві спеціальної силової головки дозволяє змінювати коефіцієнт асиметрії циклу R в межах $-1 \leq R < 1$.

Встановимо залежність сумарного ексцентриситету від кількості обертів вхідного валу черв'яка. В якості вихідних даних маємо: передаточне число черв'ячного редуктора $U_P = 39$; кількість зубців ведучої зірочки $Z_1 = 22$; кількість зубців веденої зірочки $Z_2 = 46$.

Загальне передаточне число механізму зміни ексцентриситету

$$U_{\text{заг}} = U_P U_{\text{лп}} = 39 \cdot \frac{46}{22} = 81,549.$$

Відтак, між кутом повороту валу черв'яка із рукояткою $\alpha_{\text{рук}}$ та кутом повороту веденої зірочки силової головки $\alpha_{\text{вз}}$ існує наступна залежність

$$\alpha_{\text{вз}} = \frac{\alpha_{\text{рук}}}{U_{\text{заг}}}. \quad (2.51)$$

Тоді сумарний ексцентриситет силової головки визначається за наступною формулою

$$e_{\Sigma} = e_{17} - e_{20} \sin(\alpha_{\text{вз}} + 90^{\circ}), \quad (2.52)$$

де e_{Σ} – сумарний ексцентриситет;

e_{17} – ексцентриситет внутрішньої ексцентричної втулки ($e_{17} = 5$ мм);

e_{20} – ексцентриситет зовнішньої ексцентричної втулки ($e_{20} = 5$ мм).

Використовуючи рівності (2.51) і (2.52) нами розраховано величини сумарних ексцентриситетів для кількості обертів рукоятки вхідного валу черв'яка від 0 до 80 (див. таблицю 2.10).

Таблиця 2.10 – Залежність величини сумарного ексцентриситету від кількості обертів вхідного валу черв'яка

Кількість обертів вхідного валу черв'яка, об.	Величина сумарного ексцентриситету e_{Σ} , мм
1	2
0	0
2	0,059
4	0,236
6	0,525
8	0,920
10	1,412
12	1,989
14	2,637
16	3,342
18	4,086
20	4,851
22	5,620
24	6,374
26	7,096

Продовження таблиці 2.10

1	2
28	7,767
30	8,374
32	8,900
34	9,334
36	9,666
38	9,886
40	9,991
42	9,978
44	9,846
46	9,600
48	9,245
50	8,789
52	8,244
54	7,621
56	6,937
58	6,206
60	5,447
62	4,677
64	3,915
66	3,179
68	2,486
70	1,852
72	1,293
74	0,822
76	0,450
78	0,186
80	0,036

2.4 Висновки до розділу 2

Запропоновані критерії подібності разом із розробленим експериментальним стендом дозволяють в лабораторних умовах досліджувати напружено-деформований стан моделей колон бурильних і насосно-компресорних труб, враховуючи особливості їх розташування в криволінійному стовбурі свердловини з віссю, що має довільну просторову кривину. При цьому є можливість навантажувати модель трубної колони осьовою силою розтягу та крутним моментом. Варто відзначити, що, на відміну від уже існуючих зразків, конструкція стенду дозволяє імітувати свердловини з так званими локальними перегинами або, наприклад, з двома послідовними криволінійними ділянками.

Запропонований у співавторстві та виготовлений пристрій для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб. Він дозволяє визначати та фіксувати на цифровий носій інформації дві взаємно перпендикулярні компоненти внутрішнього згинального моменту в поперечному перерізі труб за допомогою системи із трьох датчиків, що розміщені під кутом 120^0 у площині перпендикулярній до осі бурильної колони. Це дає можливість проводити розрахунки нормальних напружень від згину в просторовій постановці.

Додатково, пристрій дозволяє отримувати в цифровому вигляді часову розгортку поздовжніх навантажень, яких зазнають бурильні труби.

В той же час, він простий у використанні та має відносно невелику вартість, що є суттєвою перевагою порівняно із закордонними аналогами.

Також розроблено методику оброблення результатів вимірювань даного пристрою, що дозволяє, маючи сигнал з його аналого-цифрового перетворювача, отримувати значення згинального моменту в поперечному перерізі бурильної колони.

Вперше розроблено та виготовлено в співавторстві силову головку для реалізації блокового навантажування при дослідженні втоми елементів бурильних і насосно-компресорних труб на випробувальній установці УКІ-6І.

Конструкція силової головки забезпечує можливість переходу від попереднього рівня навантаження експериментального зразка до наступного без зупинки випробувань. Це дає можливість уникнути впливу на довговічність зміни властивостей матеріалу перед фронтом втомної тріщини через фіксацію її розкриття на час, необхідний для налаштування обладнання.

РОЗДІЛ 3

АНАЛІТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТРУБНИХ КОЛОН У СТОВБУРІ СВЕРДЛОВИНИ

При аналітичному дослідженні напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб за умови плоскої деформації їх пружної осі доводиться розробляти окремі математичні моделі, в залежності від кількості точок контакту зі стінкою свердловини. В даному розділі необхідно розробити узагальнену математичну модель на основі класичної теорії згину балок, яка дозволить проводити розрахунки за довільної кількості реакцій між трубною колоною та стінкою свердловини.

Для оцінки впливу точної форми осі та стовбура свердловини, які задаються згідно із даними інклінометричних і профілометричних досліджень, на напружено-деформований стан колон бурильних і насосно-компресорних труб за просторової деформації їх пружної осі, потрібно розробити математичну модель, що базується на положеннях механіки гнучких стрижнів.

3.1 Моделювання трубних колон на основі класичної теорії згину балок

Як зазначалося в розділі 1 даної роботи, для математичного моделювання трубних колон у стовбурі криволінійної свердловини, вісь якої лежить у одній площині, а впливом реактивного крутного моменту знехтувано, зручно користуватися класичною теорією згину балок.

В якості базових виберемо наступні спрощені диференціальні рівняння пружної осі 4-го порядку однопрогонної балки [183]

$$EI \frac{d^4 y}{dz^4} + P \frac{d^2 y}{dz^2} = -q_r, \quad (3.1)$$

$$EI \frac{d^4 y}{dz^4} - P \frac{d^2 y}{dz^2} = -q_r, \quad (3.2)$$

де EI – жорсткість балки на згин;

$y(z)$ – функція пружної осі;

P – осьова сила;

q_r – радіальна складова ваги одиниці довжини.

Формула (3.1) використовується при стиску балки, а формула (3.2) – при розтягу.

Розв'язки диференціальних рівнянь (3.1) та (3.2) відповідно будуть мати вигляд

$$y(z) = -C_2 \frac{EI}{P} \sin\left(\sqrt{\frac{P}{EI}} z\right) - C_1 \frac{EI}{P} \cos\left(\sqrt{\frac{P}{EI}} z\right) - \frac{q_r z^2}{2P} + C_3 z + C_4, \quad (3.3)$$

$$y(z) = C_2 \frac{EI}{P} \exp\left(\sqrt{\frac{P}{EI}} z\right) + C_1 \frac{EI}{P} \exp\left(-\sqrt{\frac{P}{EI}} z\right) + \frac{q_r z^2}{2P} + C_3 z + C_4, \quad (3.4)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – змінні інтегрування, які визначаються використовуючи системи граничних умов.

Отже, нормальні напруження від згину, які виникають у поперечному перерізі балки, можна визначити за відомою залежністю [182]

$$\sigma(z) = \frac{M(z)h}{I} = E y''(z) h,$$

де $M(z)$ – функція згинального моменту в поперечному перерізі;

h – координата досліджуваної точки відносно нейтральної осі;

I – момент інерції поперечного перерізу;

E – модуль пружності першого роду матеріалу балки.

В свою чергу, кількість і вигляд рівнянь системи граничних умов залежить від числа прогонів балки та виду її опор.

Розглянемо однорозмірну вагому балку на n шарнірних опорах, що зазнає дії осевого зусилля (див. рисунок 3.1).

В залежності від того, який напрямок буде мати сила P , пружна вісь балки на кожному прогоні описуватиметься рівняннями (3.3) або (3.4). Причому, за необхідності, величини EI та q_r можуть бути відмінними для кожного прогону. В загальному випадку систему граничних умов слід записувати у вигляді

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = \delta_0, \\ EI_1 y_1''(0) = 0, \\ y_1(l_1) = \delta_1, \\ y_2(l_1) = \delta_1, \\ y_1'(l_1) = y_2'(l_1), \\ EI_1 y_1''(l_1) = EI_2 y_2''(l_1), \\ y_2(l_1 + l_2) = \delta_2, \\ y_3(l_1 + l_2) = \delta_2, \\ y_2'(l_1 + l_2) = y_3'(l_1 + l_2), \\ EI_2 y_2''(l_1 + l_2) = EI_3 y_3''(l_1 + l_2), \\ y_3(l_1 + l_2 + l_3) = \delta_3, \\ y_4(l_1 + l_2 + l_3) = \delta_3, \\ y_3'(l_1 + l_2 + l_3) = y_4'(l_1 + l_2 + l_3), \\ EI_3 y_3''(l_1 + l_2 + l_3) = EI_4 y_4''(l_1 + l_2 + l_3), \\ \dots\dots\dots \\ y_{n-1}(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = \delta_{n-1}, \\ y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = \delta_{n-1}, \\ y_{n-1}'(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = y_n'(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\ EI_{n-1} y_{n-1}''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\ y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = \delta_n, \\ EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = 0, \end{array} \right. \quad (3.5)$$

де $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ – прогини балки в опорах «0», «1», «2», ..., «n» відповідно.

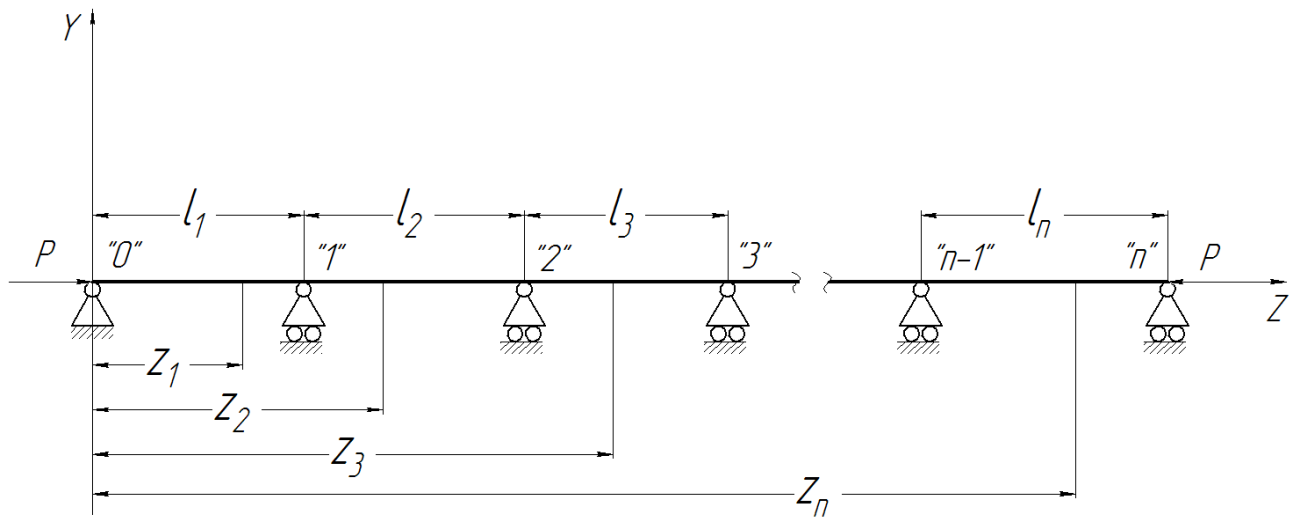


Рисунок 3.1 – Однорозмірна вагома балка на n шарнірних опорах

Часто, для моделювання трубних колон слід використовувати балку, що подібна до зображеної на рисунку 3.1, втім крайні шарнірні опори («0» та «n») потрібно замінити на опори защемлення. Система із граничних умов буде також аналогічною до (3.5), але із наступними змінами

$$EI_1 y_1''(0) = 0 \text{ замінити на } y_1'(0) = \vartheta_0, \quad (3.6)$$

$$EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = 0 \text{ замінити на } y_n'(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = \vartheta_n, \quad (3.7)$$

де ϑ_0, ϑ_n – кути повороту поперечного перерізу колони в опорах «0» та «n» відповідно.

Поряд із розглянутим вище випадком, при математичному моделюванні колон бурильних і насосно-компресорних труб також використовуються балки зображені на рисунку 3.2. Дана балка опирається на дві шарнірні опори. Однак, для описання її пружної осі на ділянці «0» – «n» необхідно використовувати n

різних функції виду (3.3), (3.4), оскільки, наприклад, може існувати відмінність між жорсткостями на згин і вагами одиниці довжини ділянок $l_1, l_2, \dots, l_n$.

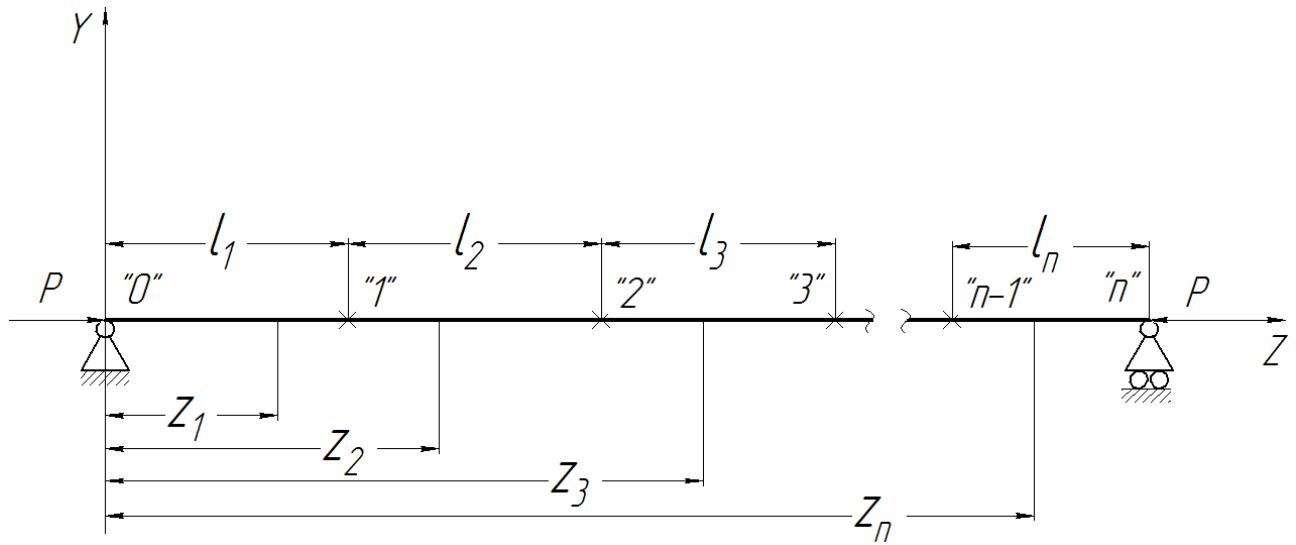


Рисунок 3.2 – N -розмірна вагома балка на двох шарнірних опорах

Відтак, система рівнянь граничних умов набуде вигляду

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = \delta_0, \quad EI_1 y_1''(0) = 0, \\ y_1(l_1) = y_2(l_1), \quad y_1'(l_1) = y_2'(l_1), \\ EI_1 y_1''(l_1) = EI_2 y_2''(l_1), \quad EI_1 y_1'''(l_1) = EI_2 y_2'''(l_1), \\ y_2(l_1 + l_2) = y_3(l_1 + l_2), \\ y_2'(l_1 + l_2) = y_3'(l_1 + l_2), \\ EI_2 y_2''(l_1 + l_2) = EI_3 y_3''(l_1 + l_2), \\ EI_2 y_2'''(l_1 + l_2) = EI_3 y_3'''(l_1 + l_2), \\ \dots\dots\dots \\ y_{n-1}(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\ y_{n-1}'(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = y_n'(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\ EI_{n-1} y_{n-1}''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\ EI_{n-1} y_{n-1}'''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}) = EI_n y_n'''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_{n-1}), \\ y_n(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = \delta_n, \\ EI_n y_n''(l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_n) = 0. \end{array} \right. \quad (3.8)$$

Варто відзначити, що такий підхід до моделювання трубної колони передбачає заміну односторонніх реакцій стовбура свердловини на відповідні опори балки.

3.2 Моделювання трубних колон на основі положень механіки стрижнів

Використання підходу представленого в підрозділі 3.1 для моделювання трубних колон, що знаходяться у свердловинах з просторовим викривленням осі не можливе, оскільки відсутня можливість описання деформації пружної осі у двох взаємно перпендикулярних площинах. До того ж, диференціальні рівняння (3.1), (3.2) не дають змогу врахувати вплив крутного моменту, який, наприклад, неодмінно виникає у бурильній колоні, на її деформацію. Для врахування вказаних чинників нами пропонується використовувати положення механіки стрижнів.

В основі такої математичної моделі лежить наступна система векторних диференціальних рівнянь рівноваги [184]

$$\frac{d\vec{Q}}{d\varepsilon} + \vec{\chi} \times \vec{Q} + \vec{P} = 0, \quad (3.9)$$

$$\frac{d\vec{M}}{d\varepsilon} + \vec{\chi} \times \vec{M} + \vec{e}_1 \times \vec{Q} + \vec{T} = 0, \quad (3.10)$$

$$\vec{M} = A(\vec{\chi} - \vec{\chi}_0^{(1)}), \quad (3.11)$$

$$L \frac{d\vec{g}}{de} + L_2 \vec{\chi}_0^{(1)} - A^{-1} \vec{M} = 0, \quad (3.12)$$

$$\frac{d\vec{u}}{de} + \vec{\chi} \times \vec{u} + (l_{11} - 1)\vec{e}_1 + l_{21}\vec{e}_2 + l_{31}\vec{e}_3 = 0, \quad (3.13)$$

де $\vec{Q}$ та $\vec{M}$ – вектори внутрішніх сил та моментів;

ε – безрозмірна координата;

P, T – вектори зовнішніх сил та моментів;

$\chi, \chi^{(l)}_0$ – вектор поточної та початкової кривини стрижня;

e_1, e_2, e_3 – одиничні вектори зв'язаної системи координат (рухомої системи координат, напрям осей якої співпадає з напрямом головних осей інерції поперечного перерізу стрижня);

A – матриця жорсткостей стрижня;

L, L_2 – матриці переходу між векторними базисами;

ϑ – вектор кута повороту зв'язаної системи координат відносно початкового положення;

u – вектор переміщення;

l_{11}, l_{21}, l_{31} – елементи матриці L .

В свою чергу вектори P та T визначаються за формулами [184]

$$\vec{P} = \vec{q} + \sum_{i=1}^n \vec{P}^{(i)} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i), \quad (3.14)$$

$$\vec{T} = \vec{\mu} + \sum_{v=1}^p \vec{T}^{(v)} \delta(\varepsilon - \varepsilon_v), \quad (3.15)$$

де q – вектор розподіленої сили;

$P^{(i)}$ – вектор зосередженої сили;

μ – вектор розподіленого моменту;

$T^{(v)}$ – вектор зосередженого моменту;

$\varepsilon_i, \varepsilon_v$ – криволінійні координати прикладання відповідних векторів.

Для подальшого дослідження напружено-деформованого стану гнучкого стрижня слід ввести дві системи координат: *нерухому (локальну)* ортогональну систему координат $Ox_1x_2x_3$, відносно якої визначається його положення, і *рухому* ортогональну систему координат $Oe_1e_2e_3$, що жорстко зв'язана з віссю стрижня [184]. Опираючись на рекомендації [184] розв'язок системи (3.9) – (3.13) будемо проводити спроекціювавши її на *рухомі* осі. Враховуючи, що у ненавантаженому стані вісь стрижня приймає прямолінійну форму, матимемо

$$\frac{dQ_1}{d\varepsilon} + Q_3\chi_2 - Q_2\chi_3 + P_1 = 0, \quad (3.16)$$

$$\frac{dQ_2}{d\varepsilon} + Q_1\chi_3 - Q_3\chi_1 + P_2 = 0, \quad (3.17)$$

$$\frac{dQ_3}{d\varepsilon} + Q_2\chi_1 - Q_1\chi_2 + P_3 = 0, \quad (3.18)$$

$$\frac{dM_1}{d\varepsilon} + M_3\chi_2 - M_2\chi_3 + T_1 = 0, \quad (3.19)$$

$$\frac{dM_2}{d\varepsilon} + M_1\chi_3 - M_3\chi_1 - Q_3 + T_2 = 0, \quad (3.20)$$

$$\frac{dM_3}{d\varepsilon} + M_2\chi_1 - M_1\chi_2 + Q_2 + T_3 = 0, \quad (3.21)$$

$$M_1 = A_{11}\chi_1, M_2 = A_{22}\chi_2, M_3 = A_{33}\chi_3, \quad (3.22)$$

$$\chi_1 = \frac{d\vartheta_1}{d\varepsilon} \cos \vartheta_2 \cos \vartheta_3 - \frac{d\vartheta_3}{d\varepsilon} \sin \vartheta_2, \quad (3.23)$$

$$\chi_2 = \frac{d\vartheta_2}{d\varepsilon} - \frac{d\vartheta_1}{d\varepsilon} \sin \vartheta_3, \quad (3.24)$$

$$\chi_3 = \frac{d\vartheta_3}{d\varepsilon} \cos \vartheta_2 + \frac{d\vartheta_1}{d\varepsilon} \sin \vartheta_2 \cos \vartheta_3, \quad (3.25)$$

$$\frac{du_1}{d\varepsilon} + u_3\chi_2 - u_2\chi_3 + l_{11} - 1 = 0, \quad (3.26)$$

$$\frac{du_2}{d\varepsilon} + u_1\chi_3 - u_3\chi_1 + l_{21} = 0, \quad (3.27)$$

$$\frac{du_3}{d\varepsilon} + u_2\chi_1 - u_1\chi_2 + l_{31} = 0. \quad (3.28)$$

Додатково введемо *глобальну* систему координат $OXYZ$, відносно якої розглядається розташування осі свердловини, що задана дискретно за допомогою інклінометричних досліджень у вигляді набору точок з координатами (X'_i, Y'_i, Z'_i) . При цьому, вздовж осі OX відкладається абсолютна

глибина X'_i , вздовж OY – відхилення у напрямку «Північ - Південь» Y'_i , вздовж OZ – відхилення у напрямку «Схід - Захід» Z'_i .

Отже, в якості математичної моделі ділянки трубної колони використаємо вагомий гнучкий стрижень, який зображено на рисунку 3.3.

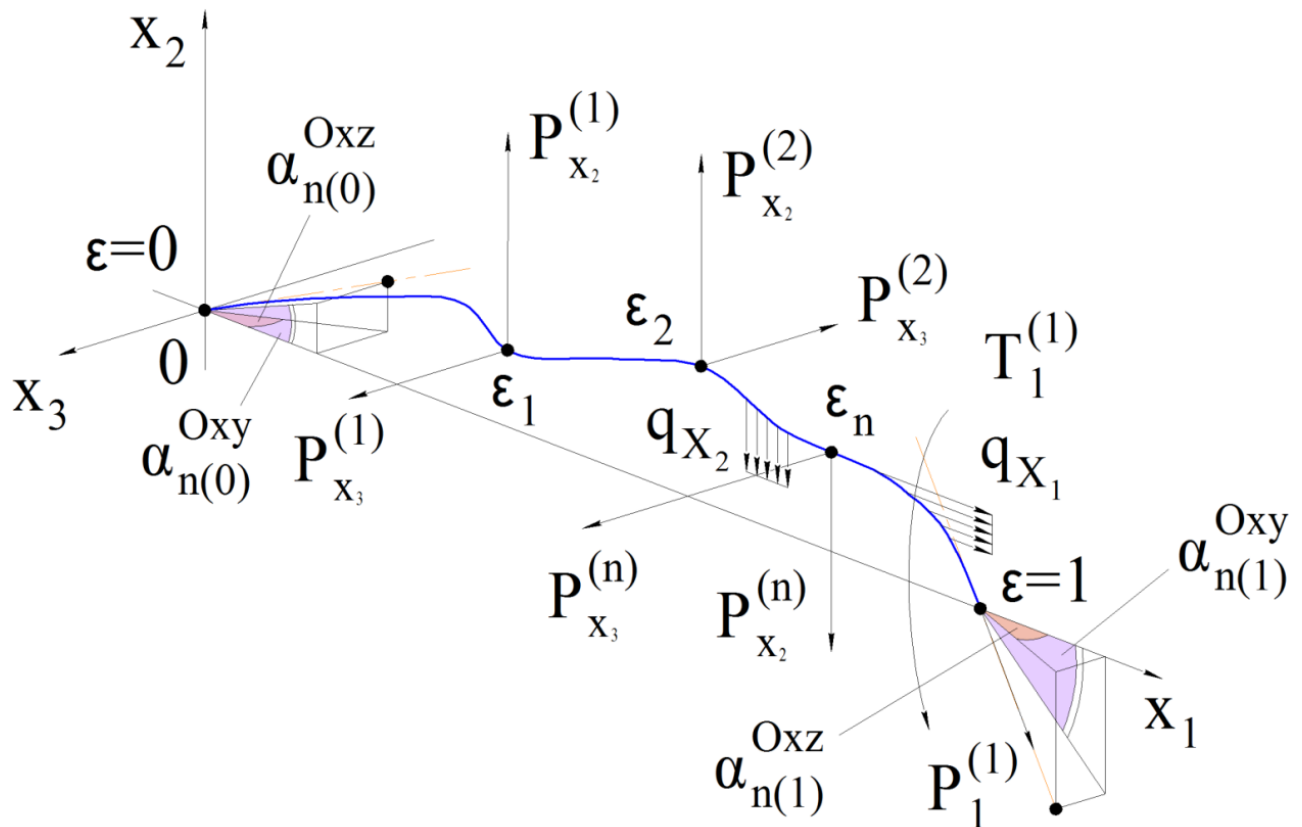


Рисунок 3.3 – Математична модель ділянки трубної колони

Початок $\varepsilon = 0$ та кінець $\varepsilon = 1$ стрижня приймемо жорстко защемленими. Нехай в цих точках дотичні до осей свердловини та трубної колони співпадають. При цьому кути між проекціями вказаних дотичних на площини Ox_1x_3 та Ox_1x_2 і віссю x_1 будуть відповідно рівні $\alpha^{Oxz}_{n(0)}$, $\alpha^{Oxy}_{n(0)}$ та $\alpha^{Oxz}_{n(1)}$, $\alpha^{Oxy}_{n(1)}$ (див. рисунок 3.3). Відзначимо, що кінець стрижня $\varepsilon = 1$ має можливість переміщатися вздовж осі Ox_1 .

Реакції між стінками свердловини та колоною труб змодельовано за допомогою зосереджених сил $P_{x_2}^{(i)}$ та $P_{x_3}^{(i)}$. Ці зусилля паралельні відповідно

осям Ox_2 та Ox_3 *нерухомої* системи координат (див. рисунок 3.3). Їх проекції на осі *рухомої* системи координат матимуть вигляд [184]

$$P_1^{(i)} = l_{12} \sum_{i=1}^n P_{x_2}^{(i)} + l_{13} \sum_{i=1}^n P_{x_3}^{(i)},$$

$$P_2^{(i)} = l_{22} \sum_{i=1}^n P_{x_2}^{(i)} + l_{23} \sum_{i=1}^n P_{x_3}^{(i)},$$

$$P_3^{(i)} = l_{32} \sum_{i=1}^n P_{x_2}^{(i)} + l_{33} \sum_{i=1}^n P_{x_3}^{(i)}.$$

Величини l_{12} , l_{13} , l_{22} , l_{23} , l_{32} та l_{33} є компонентами матриці L [184].

Слідкуюча зосереджена сила $P_I^{(I)}$ відображатиме осьове навантаження від колони, яка знаходиться нижче перерізу $\varepsilon = I$.

Вагу одиниці довжини трубної колони розкладемо на дві компоненти: паралельну осі $Ox_1 - q_{x1}$ та паралельну осі $Ox_2 - q_{x2}$. Ці компоненти відповідно рівні

$$q_{x1} = q_c \cos \alpha_q, \quad (3.29)$$

$$q_{x2} = q_c \sin \alpha_q, \quad (3.30)$$

де q_c – безрозмірна приведена вага одиниці довжини колони труб в рідині;
 α_q – зенітний кут свердловини у місці для якого проводиться розрахунок.

Припускаємо, що для всіх положень *локальної* системи координат $Ox_1x_2x_3$ відносно *глобальної* величина q_{x3} буде рівна нулю.

Відтак, проекції вектора розподіленої сили на осі *рухомої* системи координат будуть рівні

$$q_1 = q_{x1} l_{11} + q_{x2} l_{12},$$

$$q_2 = q_{x1} l_{21} + q_{x2} l_{22},$$

$$q_3 = q_{x1} l_{31} + q_{x2} l_{32},$$

де l_{12} , l_{22} , та l_{32} – компоненти матриці L переходу між векторними базисами [184].

Можливим впливом будь-яких зовнішніх розподілених моментів на колону труб знехтуємо, тому

$$\vec{\mu} = 0.$$

Реактивний крутний момент, який за певних умов може виникати у трубній колоні, змодельємо у вигляді зосередженого *слідкуючого* крутного моменту $T_1^{(1)}$, що прикладений до кінця гнучкого стрижня $\varepsilon = 1$. Даний момент, згідно із рекомендаціями [184], також вводиться до граничних умов.

Варто відзначити, що всі сили та моменти приймаються безрозмірними.

Розв'язок (3.16) – (3.28) проводиться за використання наступної системи граничних умов

$$\begin{aligned} u_1(0) &= 0, \quad u_2(0) = 0, \quad u_3(0) = 0, \\ \vartheta_1(0) &= 0, \quad \vartheta_2(0) = -\alpha_{n(0)}^{Oxz}, \quad \vartheta_3(0) = \alpha_{n(0)}^{Oxy}, \\ Q_1(1) &= P_1^{(1)}, \quad u_2(1) = 0, \quad u_3(1) = 0, \\ \vartheta_1(1) &= 0, \quad \vartheta_2(1) = -\alpha_{n(1)}^{Oxz}, \quad \vartheta_3(1) = \alpha_{n(1)}^{Oxy}, \end{aligned}$$

де $u_i(\varepsilon)$, $Q_i(\varepsilon)$, $M_i(\varepsilon)$ – проекції вектора переміщення, поперечної сили та згинального моменту на осі *рухомої* системи координат; $i = 1, 2, 3$.

Якщо до трубної колони прикладений реактивний крутний момент, то його дія враховується шляхом заміни в системі граничних умов рівності $\vartheta_1(1) = 0$ на рівність $M_1(1) = T_1^{(1)}$.

Для оцінки відхилення пружної осі гнучкого стрижня від осі свердловини, запишемо проекції вектора переміщення на *нерухому* систему координат

$$\begin{aligned}u_{x_1}(\varepsilon) &= l_{11}u_1(\varepsilon) + l_{21}u_2(\varepsilon) + l_{31}u_3(\varepsilon), \\u_{x_2}(\varepsilon) &= l_{12}u_1(\varepsilon) + l_{22}u_2(\varepsilon) + l_{32}u_3(\varepsilon), \\u_{x_3}(\varepsilon) &= l_{13}u_1(\varepsilon) + l_{23}u_2(\varepsilon) + l_{33}u_3(\varepsilon).\end{aligned}$$

І, насамкінець, після незначних аналітичних перетворень, згідно із роботою [184], рівність для визначення нормальних напружень навколо головних осей інерції поперечного перерізу гнучкого стрижня, який тут і надалі будемо вважати кільцевим, набуде вигляду

$$\sigma_i(l_b) = \frac{E M_i(\varepsilon) d_c}{2l_b}, \quad i = 1, 2,$$

де l_b – довжина гнучкого стрижня;

d_c – зовнішній діаметр гнучкого стрижня.

3.3 Визначення допустимого прогину трубної колони в околі заданої точки інклінометрії

В залежності від місцезнаходження ділянки трубної колони, яка підлягатиме аналізу, положення початку *локальної* системи координат та напрям її осей будуть змінюватися відносно *глобальної* системи координат. Обчислимо напрямні косинуси осей $Ox_1x_2x_3$ по відношенню до осей $OXYZ$.

Нехай вісь Ox_1 проходить через дві точки інклінометрії: (X'_1, Y'_1, Z'_1) та (X'_2, Y'_2, Z'_2) . Координати даних точок подані у безрозмірній формі і визначаються наступним чином

$$X_i = \frac{X'_i}{L'}, \quad Y_i = \frac{Y'_i}{L'}, \quad Z_i = \frac{Z'_i}{L'}, \quad i = 1, 2,$$

де L' – відстань між точками (X'_1, Y'_1, Z'_1) та (X'_2, Y'_2, Z'_2) .

Тоді, напрямні косинуси осі Ox_1 по відношенню до осей *глобальної* системи координат будуть рівними [185]

$$t_{11} = \frac{X_2 - X_1}{\sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2}}, \quad (3.31)$$

$$t_{21} = \frac{Y_2 - Y_1}{\sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2}}, \quad (3.32)$$

$$t_{31} = \frac{Z_2 - Z_1}{\sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2}}. \quad (3.33)$$

Для розрахунку напрямних косинусів осей Ox_2 та Ox_3 необхідно знайти координати їх кінцевих точок (X_3, Y_3, Z_3) та (X_4, Y_4, Z_4) (див. рисунок 3.4). Зробимо деякі припущення. Нехай «перше» можливе обертання *локальної* системи координат буде навколо осі Ox_3 . «Друге» обертання нехай буде таке, що вісь Ox_3 завжди лежатиме у площині, що паралельна площині $O X Z$ *глобальної* системи координат. Із вказаних припущень отримуємо наступні наслідки:

- проекції осей Ox_1 та Ox_2 у площині $O X Z$ завжди будуть лежати на одній прямій;
- проекцією осі Ox_3 на площини $O X Y$ та $O Y Z$ завжди буде пряма, перпендикулярна до осі OY ;
- кінцеві точки осей Ox_2 та Ox_3 повинні належати площині, що перпендикулярна до осі Ox_1 .

Враховуючи вищезгадані наслідки розрахуємо координати кінцевої точки осі Ox_2 . Нагадаємо, що проекція осі Ox_1 на площині $O X Z$ проходить через дві точки з координатами (X_1, Z_1) та (X_2, Z_2) . Отже, рівняння прямої, що проходить через ці дві точки можна записати у вигляді [185]

$$\frac{X - X_1}{X_2 - X_1} = \frac{Z - Z_1}{Z_2 - Z_1}.$$

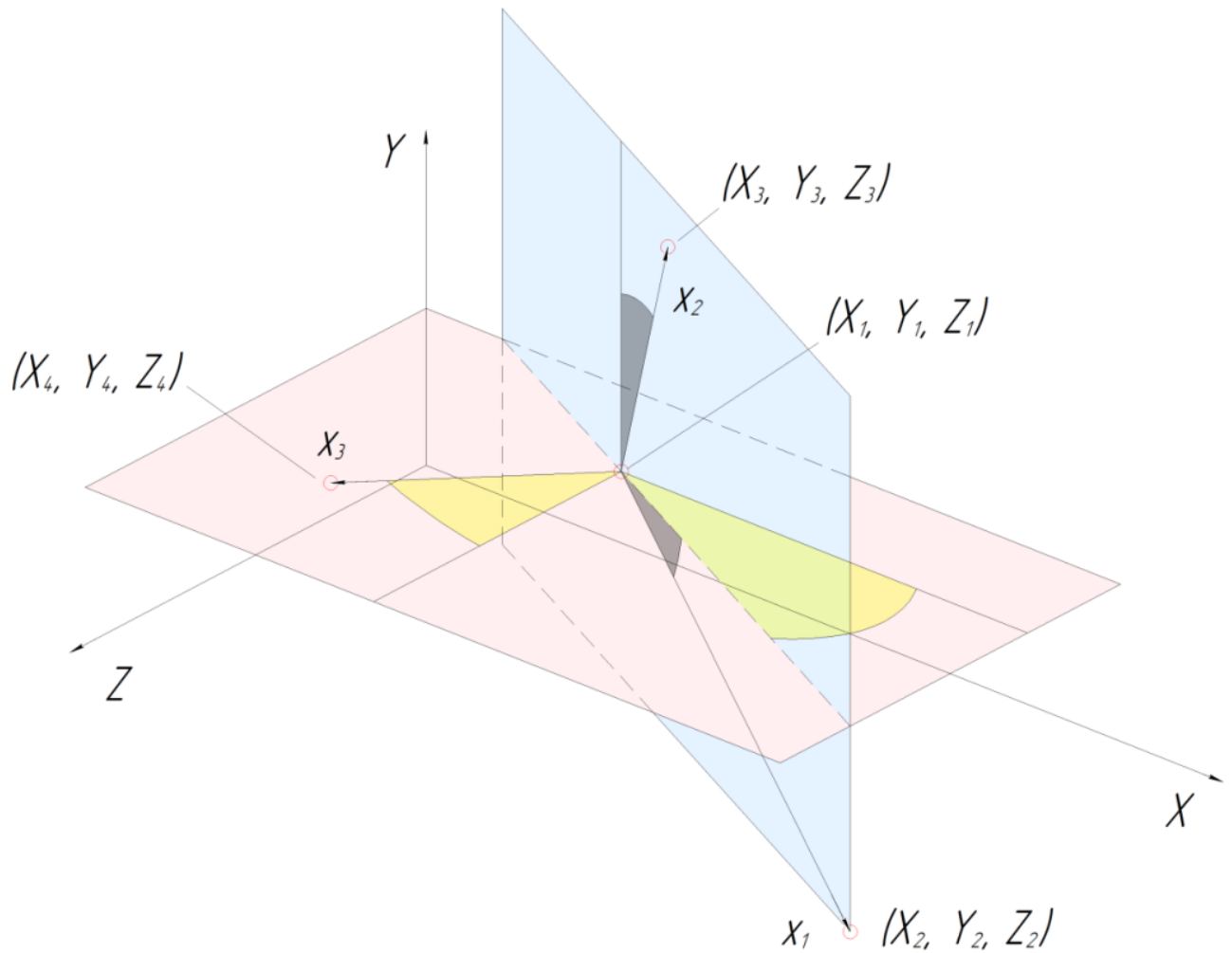


Рисунок 3.4 – Положення *локальної* системи координат по відношенню до *глобальної*

Грунтуючись на вищезазначених висновках матимемо

$$\frac{X_3 - X_1}{X_2 - X_1} = \frac{Z_3 - Z_1}{Z_2 - Z_1}. \quad (3.34)$$

З іншого боку, опираючись на приналежність т. (X_3, Y_3, Z_3) площині, що перпендикулярна осі Ox_1 , справедливим буде рівняння [185]

$$A(X_3 - X_1) + B(Y_3 - Y_1) + C(Z_3 - Z_1) = 0, \quad (3.35)$$

де A, B, C – коефіцієнти рівняння площини, що перпендикулярна осі Ox_1 .

Далі, необхідно задатися значенням координати $Y_3 > Y_1$. Дві інші координати X_3 та Z_3 визначаються як розв'язки системи рівнянь (3.34), (3.35).

Наступним кроком слід розрахувати координати другої точки (X_4, Y_4, Z_4) осі Ox_3 . Для цього, на основі 2-го і 3-го припущень, задамося координатою $Z_4 > Z_1$, а $Y_4 = Y_1$. Координату X_4 визначимо із рівняння

$$A(X_4 - X_1) + B(Y_4 - Y_1) + C(Z_4 - Z_1) = 0.$$

Маючи значення (X_3, Y_3, Z_3) та (X_4, Y_4, Z_4) , визначимо напрямні косинуси осей *локальної* системи координат Ox_2 та Ox_3 по відношенню до осей *глобальної* системи координат [185]

$$t_{12} = \frac{X_3 - X_1}{\sqrt{(X_3 - X_1)^2 + (Y_3 - Y_1)^2 + (Z_3 - Z_1)^2}}, \quad (3.36)$$

$$t_{22} = \frac{Y_3 - Y_1}{\sqrt{(X_3 - X_1)^2 + (Y_3 - Y_1)^2 + (Z_3 - Z_1)^2}}, \quad (3.37)$$

$$t_{32} = \frac{Z_3 - Z_1}{\sqrt{(X_3 - X_1)^2 + (Y_3 - Y_1)^2 + (Z_3 - Z_1)^2}}, \quad (3.38)$$

$$t_{13} = \frac{X_4 - X_1}{\sqrt{(X_4 - X_1)^2 + (Y_4 - Y_1)^2 + (Z_4 - Z_1)^2}}, \quad (3.39)$$

$$t_{23} = \frac{Y_4 - Y_1}{\sqrt{(X_4 - X_1)^2 + (Y_4 - Y_1)^2 + (Z_4 - Z_1)^2}}, \quad (3.40)$$

$$t_{33} = \frac{Z_4 - Z_1}{\sqrt{(X_4 - X_1)^2 + (Y_4 - Y_1)^2 + (Z_4 - Z_1)^2}}. \quad (3.41)$$

Значення направляючих косинусів дають можливість здійснювати перерахунок координат точок із *глобальної* до *локальної* системи за наступними формулами [185]

$$x_1 = t_{11}(X - X_1) + t_{21}(Y - Y_1) + t_{31}(Z - Z_1), \quad (3.42)$$

$$x_2 = t_{12}(X - X_1) + t_{22}(Y - Y_1) + t_{32}(Z - Z_1), \quad (3.43)$$

$$x_3 = t_{13}(X - X_1) + t_{23}(Y - Y_1) + t_{33}(Z - Z_1). \quad (3.44)$$

Тож, надалі будемо вважати, що координати будь-якої точки у $Ox_1x_2x_3$ отримані за допомогою формул (3.42) – (3.44).

Як вже було зазначено, в початковій на кінцевій точці напрям дотичної до пружної осі гнучкого стрижня задається кутами $\alpha^{Oxz}_{n(0)}$, $\alpha^{Oxy}_{n(0)}$, $\alpha^{Oxz}_{n(1)}$ та $\alpha^{Oxy}_{n(1)}$. Визначимо їх.

Нехай у *локальній* системі координат задано координати трьох послідовних точок $(x_{1(f-1)}, x_{2(f-1)}, x_{3(f-1)})$, $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$ та $(x_{1(f+1)}, x_{2(f+1)}, x_{3(f+1)})$ (див. рисунок 3.5). Можна вважати, що ці три точки є частиною ламаної просторової кривої 1, що наведена потовщеною лінією на рисунку 3.5. Пряма 2 є дотичною до ламаної кривої 1 в т. $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$. Ламана 3 є проекцією 1 на площину Ox_1x_2 , а пряма 4 – проекцією 2 на цю ж площину.

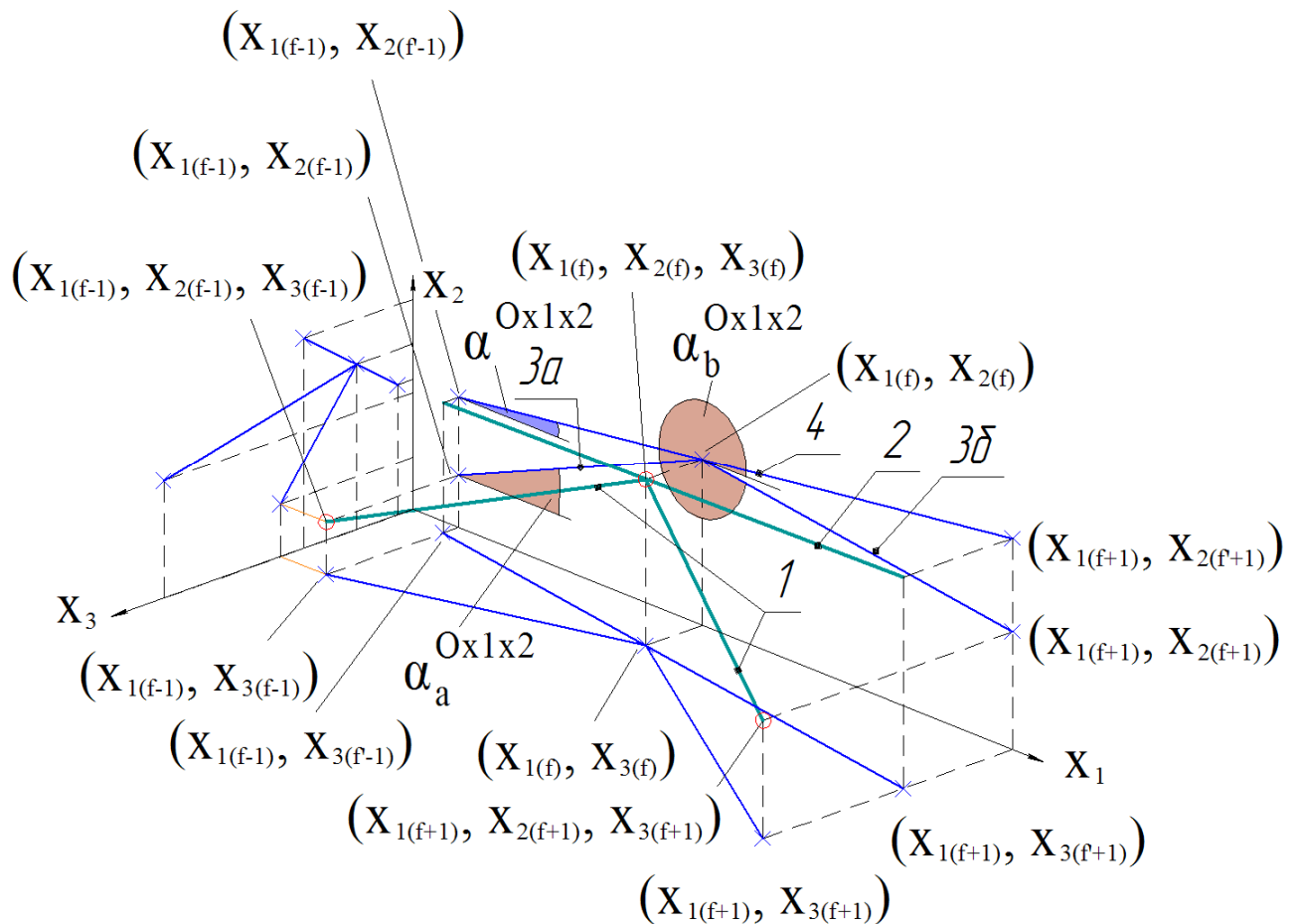
Згідно із [185], кути між відрізками 3а і 3б та віссю Ox_1 можна визначити за формулами

$$a_a^{Ox_1x_2} = \arctg\left(\frac{x_{2(f)} - x_{2(f-1)}}{x_{1(f)} - x_{1(f-1)}}\right), \quad (3.45)$$

$$a_b^{Ox_1x_2} = \arctg\left(\frac{x_{2(f+1)} - x_{2(f)}}{x_{1(f+1)} - x_{1(f)}}\right). \quad (3.46)$$

Оскільки пряма 4 є проекцією дотичної 2 на площину Ox_1x_2 , то вона буде дотичною і до ламаної кривої 3. А, отже, кут між прямою 4 та віссю Ox_1 можна визначити за формулою

$$a^{Ox_1x_2} = \frac{a_a^{Ox_1x_2} + a_b^{Ox_1x_2}}{2}. \quad (3.47)$$



1 – ламана просторова крива, що з'єднує три послідовні точки інклінометрії; 2 – дотична до осі свердловини в заданій точці інклінометрії; 3а, 3б – проекції ламаної просторової кривої 1 на площину Ox_1x_2 ; 4 – проекція дотичної до осі свердловини 2 на площину Ox_1x_2

Рисунок 3.5 – Просторове положення дотичної до осі свердловини в заданій точці інклінометрії

Для площини Ox_1x_3 можна використати аналогічні міркування. Отже, кут між проекцією дотичної на площину Ox_1x_3 та віссю Ox_3 можна визначити за наступними рівностями

$$a_a^{Ox_1x_3} = \arctg \left(\frac{x_{3(f)} - x_{3(f-1)}}{x_{1(f)} - x_{1(f-1)}} \right), \quad (3.48)$$

$$a_b^{Ox_1x_3} = \arcsin \left(\frac{x_{3(f+1)} - x_{3(f)}}{x_{1(f+1)} - x_{1(f)}} \right), \quad (3.49)$$

$$a^{Ox_1x_3} = \frac{a_a^{Ox_1x_3} + a_b^{Ox_1x_3}}{2}. \quad (3.50)$$

Для подальших розрахунків додатково визначимо координати точок $(x_{1(f-1)}, x_{2(f'-1)}), (x_{1(f+1)}, x_{2(f'+1)}), (x_{1(f-1)}, x_{3(f'-1)})$ та $(x_{1(f+1)}, x_{3(f'+1)})$ (див. рисунок 3.5).

Розглянемо площину Ox_1x_2 . Очевидно, що проекція нормалі на дану площину проходить через т. $(x_{1(f-1)}, x_{2(f'-1)})$, т. $(x_{1(f)}, x_{2(f)})$ і т. $(x_{1(f+1)}, x_{2(f'+1)})$ (див. рисунок 3.5), а її рівняння будемо шукати у вигляді

$$x_2 = k^{Ox_1x_2} x_1 + b^{Ox_1x_2}, \quad (3.51)$$

де $k^{Ox_1x_2}$ – кутовий коефіцієнт, який рівний

$$k^{Ox_1x_2} = \tg a^{Ox_1x_2}. \quad (3.52)$$

Використовуючи значення $k^{Ox_1x_2}$ можемо визначити

$$b^{Ox_1x_2} = x_{2(f)} - k^{Ox_1x_2} x_{1(f)}. \quad (3.53)$$

Маючи коефіцієнти рівняння (3.51) розраховуємо невідомі координати

$$x_{2(f'-1)} = k^{Ox_1x_2} x_{1(f-1)} + b^{Ox_1x_2}, \quad (3.54)$$

$$x_{2(f'+1)} = k^{Ox_1x_2} x_{1(f+1)} + b^{Ox_1x_2}. \quad (3.55)$$

Для пари координат $x_{3(f'-1)}$, $x_{3(f'-1)}$ можна використати абсолютно аналогічні міркування, тільки застосувати їх для площини Ox_1x_3 . В даному випадку формули (3.51) – (3.55) набудуть вигляду

$$k^{Ox_1x_3} = \operatorname{tg} a^{Ox_1x_3}, \quad (3.56)$$

$$b^{Ox_1x_3} = x_{3(f)} - k^{Ox_1x_3} x_{1(f)}, \quad (3.57)$$

$$x_{3(f'-1)} = k^{Ox_1x_3} x_{1(f-1)} + b^{Ox_1x_3}, \quad (3.58)$$

$$x_{3(f'+1)} = k^{Ox_1x_3} x_{1(f+1)} + b^{Ox_1x_3}. \quad (3.59)$$

Відтак, якщо початок *локальної* системи координат сумістити із т. $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$, найближчій точці інклінометрії перед початком присвоїти координати $(x_{1(f-1)}, x_{2(f-1)}, x_{3(f-1)})$, а наступній після початку – $(x_{1(f+1)}, x_{2(f+1)}, x_{3(f+1)})$, величини кутів $\alpha^{Oxy}_{n(0)}$, $\alpha^{Oxz}_{n(0)}$ можна визначити за формулами (3.47) та (3.50) відповідно. Якщо ж кінець гнучкого стрижня буде мати координати $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$, а найближчим до нього точкам інклінометрії у напрямку із ліва на право присвоїти координати $(x_{1(f-1)}, x_{2(f-1)}, x_{3(f-1)})$ та $(x_{1(f+1)}, x_{2(f+1)}, x_{3(f+1)})$ відповідно, за формулами (3.47) та (3.50) можна визначити величини кутів $\alpha^{Oxy}_{n(1)}$, $\alpha^{Oxz}_{n(1)}$.

При аналізі напружено-деформованого стану бурильних або насосно-компресорних труб слід враховувати можливість їх контакту із внутрішньою поверхнею свердловини чи обсадної колони. У місцях взаємного доторкання будуть виникати так звані односторонні реакції. Для їх визначення необхідно накласти геометричні обмеження на переміщення пружної осі гнучкого стрижня (див. рисунок 3.6).

Оскільки розв'язок системи рівнянь (3.16) – (3.28) передбачається отримувати чисельним методом, пружна вісь трубної колони буде набором

точок із координатами $(\varepsilon + u_{x1}(\varepsilon), u_{x2}(\varepsilon), u_{x3}(\varepsilon))$, де ε – будь-яке число від 0 до 1. Із даного набору виберемо дві точки із координатами $(\varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a), u_{x2}(\varepsilon_a), u_{x3}(\varepsilon_a))$ та $(\varepsilon_c + u_{x1}(\varepsilon_c), u_{x2}(\varepsilon_c), u_{x3}(\varepsilon_c))$ користуючись наступною умовою

$$\varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a) < x_{1(f)} < \varepsilon_c + u_{x1}(\varepsilon_c).$$

З іншого боку, у напрямку від устя до вибою виокремлено три послідовні точки інклінометрії $(x_{1(f-1)}, x_{2(f-1)}, x_{3(f-1)})$, $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$ і $(x_{1(f+1)}, x_{2(f+1)}, x_{3(f+1)})$ (див. рисунок 3.6).

Через т. $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$ проходить площина Π_1 , перпендикулярна до дотичної осі свердловини. З центром у цій же точці побудовано сферу радіуса r_{adm} , яка, при перетині із згаданою площиною, утворює круг, який назовемо *розрахунковим перерізом* стовбура свердловини. Величину r_{adm} називатимемо *стрілою прогину* та визначатимемо за формулою

$$r_{adm} = R_H - r_c,$$

де R_H – радіус стовбура свердловини, який визначається за результатами профілеметрії; r_c – зовнішній радіус колони.

Якщо точки $(\varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a), u_{x2}(\varepsilon_a), u_{x3}(\varepsilon_a))$ та $(\varepsilon_c + u_{x1}(\varepsilon_c), u_{x2}(\varepsilon_c), u_{x3}(\varepsilon_c))$ сполучити прямою, то остання перетне площину Π_1 у т. $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ (див. рисунок 3.6).

Цілком очевидно, що у випадку, коли т. $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ лежатиме в межах круга, колона труб не буде контактувати із стінками свердловини в даній точці інклінометрії, а, отже, і буде відсутня одностороння реакція між ними. Проте можливий випадок, коли т. $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ знаходитиметься поза межами *розрахункового перерізу*. В експлуатаційних умовах така ситуація абсолютно не можлива. Тому до гнучкого стрижня в точці $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ слід прикласти зосереджену силу з таким модулем та

напрямок, щоб вказана точка лежала на колі, що обмежує *розрахунковий переріз*. Власне ця сила і буде односторонньою реакцією. Визначимо її.

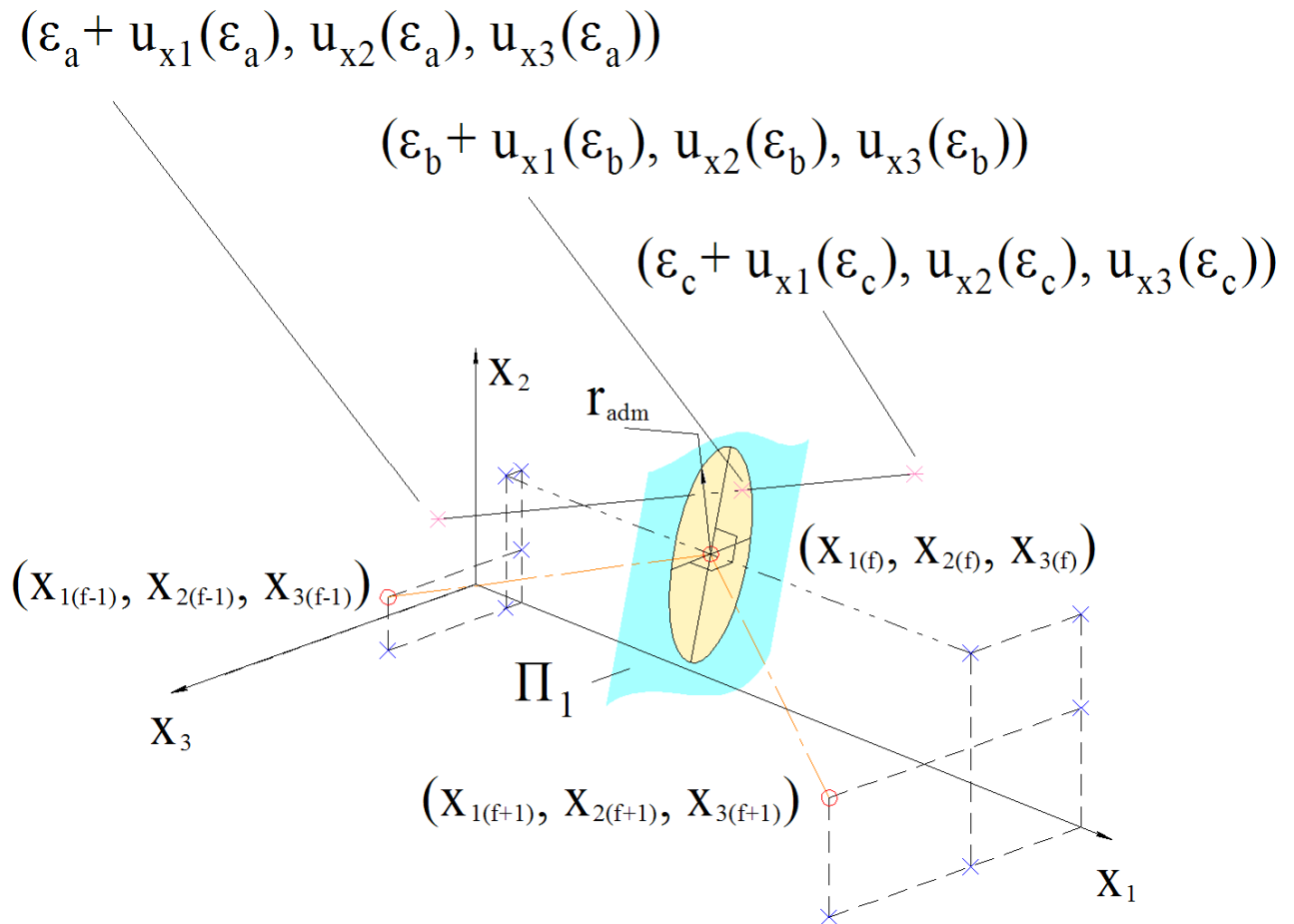


Рисунок 3.6 – Визначення допустимого прогину в заданій точці інклінометрії

Для початку запишемо рівняння площини Π_1 [185]

$$A(x_1 - x_{1(f)}) + B(x_2 - x_{2(f)}) + C(x_3 - x_{3(f)}) = 0, \quad (3.60)$$

де A , B , C – проекції вектора нормалі до площини на осі системи координат $Ox_1x_2x_3$, які, в свою чергу, визначаються за формулами

$$A = x_{1(f+1)} - x_{1(f-1)},$$

$$B = x_{2(f'+1)} - x_{2(f'-1)},$$

$$C = x_{3(f'+1)} - x_{3(f'-1)}.$$

Знайдемо координати точки $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$. Рівняння прямої, що проходить через т. $(\varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a), u_{x2}(\varepsilon_a), u_{x3}(\varepsilon_a))$ та т. $(\varepsilon_c + u_{x1}(\varepsilon_c), u_{x2}(\varepsilon_c), u_{x3}(\varepsilon_c))$ запишемо у вигляді [186]

$$\frac{x_1 - (\varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a))}{m} = \frac{x_2 - u_{x2}(\varepsilon_a)}{n} = \frac{x_3 - u_{x3}(\varepsilon_a)}{\rho},$$

де m, n, ρ – розраховуються за формулами

$$m = [\varepsilon_c + u_{x1}(\varepsilon_c)] - [\varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a)],$$

$$n = u_{x2}(\varepsilon_c) - u_{x2}(\varepsilon_a),$$

$$\rho = u_{x3}(\varepsilon_c) - u_{x3}(\varepsilon_a).$$

Згідно із [186], координати шуканої точки будуть рівними

$$\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b) = \varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a) + m t,$$

$$u_{x2}(\varepsilon_b) = u_{x2}(\varepsilon_a) + n t,$$

$$u_{x3}(\varepsilon_b) = u_{x3}(\varepsilon_a) + \rho t,$$

де t – параметр, який визначається за формулою [186]

$$t = -\frac{A(\varepsilon_a + u_{x1}(\varepsilon_a)) + B u_{x2}(\varepsilon_a) + C u_{x3}(\varepsilon_a) + D}{A m + B n + C \rho},$$

тут D – коефіцієнт, яких становить

$$D = -A x_{1(f)} - B x_{2(f)} - C x_{3(f)}.$$

Далі, координати отриманої точки $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ слід підставити у рівняння сфери із центром у т. $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$ та радіусом рівним стрілі прогину r_{adm}

$$(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b) - x_{1(f)})^2 + (u_{x2}(\varepsilon_b) - x_{2(f)})^2 + (u_{x3}(\varepsilon_b) - x_{3(f)})^2 < r_{adm}^2. \quad (3.61)$$

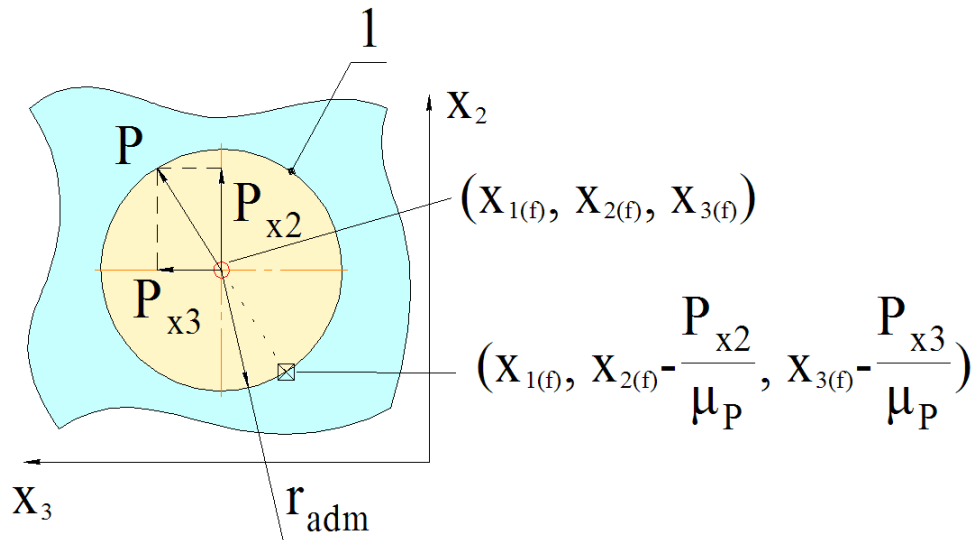
Виконання умови (3.61) свідчитиме, що в околі даної точки інклінометрії колона труб не буде контактувати із внутрішньою поверхнею обсадної колони. Якщо ж умова (3.61) не виконується, то до гнучкого стрижня в т. $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ прикладається зосереджена сила, величина та напрям якої мають забезпечити виконання рівності

$$(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b) - x_{1(f)})^2 + (u_{x2}(\varepsilon_b) - x_{2(f)})^2 + (u_{x3}(\varepsilon_b) - x_{3(f)})^2 = r_{adm}^2. \quad (3.62)$$

Власне цю зосереджену силу і будемо вважати односторонньою реакцією.

Втім, як бачимо із рисунку 3.7, рівняння (3.62) будуть задовольняти координати будь-якої точки, яка знаходиться на колі 1. Для визначення розташування точки на колі 1, через яку буде проходити пружна вісь трубної колони, нами запропоновано наступні залежності. На першому етапі розрахунку, у т. $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ прикладається дві зосереджені сили P_{x2} та P_{x3} . Величини цих сил визначаються за допомогою циклічної процедури з умови рівності координат точок $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ та $(x_{1(f)}, x_{2(f)}, x_{3(f)})$. Як видно з рисунку 3.7, можна записати наступну рівність

$$\left(\frac{P_{x2}}{\mu_p} \right)^2 + \left(\frac{P_{x3}}{\mu_p} \right)^2 = r_{adm}^2. \quad (3.63)$$



1 – коло, що є геометричним місцем точок, через які може проходити пружна вісь трубної колони при її максимальному відхиленні від осі свердловини

Рисунок 3.7 – Визначення положення точки в поперечному перерізі свердловини, через яку буде проходити пружна вісь трубної колони

Величину μ_p назвемо *масштабним коефіцієнтом* та, опираючись на (3.63), визначимо за формулою

$$\mu_p = \frac{\sqrt{P_{x2}^2 + P_{x3}^2}}{r_{adm}}.$$

Отже, координати шуканої точки, назвемо її *точкою контакту*, приймемо наступними (див. рисунок 3.7)

$$\left(x_{1(f)}, x_{2(f)} - \frac{P_{x2}}{\mu_p}, x_{3(f)} - \frac{P_{x3}}{\mu_p} \right). \quad (3.64)$$

Другий етап обчислень полягає у перерахунку величин сил P_{x2} та P_{x3} з тим, щоб точка пружної осі гнучкого стрижня з координатами $(\varepsilon_b + u_{x1}(\varepsilon_b), u_{x2}(\varepsilon_b), u_{x3}(\varepsilon_b))$ потрапила у *точку контакту*. Саме ці значення сил будемо вважати величинами компонентів реакції між колоною труб та стінкою свердловини в заданій точці інклінометрії.

Як вже було зазначено, при аналізі напружено-деформованого стану трубної колони ми використовуємо дві системи координат: *глобальну* і *локальну*. У *глобальній* системі координат напрям вектора ваги одиниці довжини труб буде співпадати із напрямом осі OX . Нехай початок даного вектора співпадає із початком *локальної* системи координат (X_1', Y_1', Z_1') . Тоді кінець даного вектора матиме координати $(X_1' + l, Y_1', Z_1')$. В той же час, координати початку та закінчення осі Ox_1 *локальної* системи координат відповідно рівні (X_1', Y_1', Z_1') та (X_2', Y_2', Z_2') . Знайдемо кут між прямою, що проходить через точки (X_1', Y_1', Z_1') , $(X_1' + l, Y_1', Z_1')$ та віссю Ox_1 [185]. Після нескладних аналітичних перетворень формула набуде вигляду

$$\cos \alpha_q = \frac{(X_2' - X_1')}{\sqrt{(X_2' - X_1')^2 + (Y_2' - Y_1')^2 + (Z_2' - Z_1')^2}},$$

$$\sin \alpha_q = \sqrt{1 - \left(\frac{(X_2' - X_1')}{\sqrt{(X_2' - X_1')^2 + (Y_2' - Y_1')^2 + (Z_2' - Z_1')^2}} \right)^2}.$$

Вказані кути дають можливість визначити компоненти ваги одиниці довжини трубної колони за формулами (3.29), (3.30).

3.4 Алгоритм чисельного розв'язку системи диференціальних рівнянь пружної рівноваги трубної колони

В аналітичному вигляді розв'язок системи (3.16) – (3.28) отримати надзвичайно важко, особливо, враховуючи той факт, що вектори сил $P_{x2}^{(i)}$ та

$P_{xz}^{(i)}$, які відображають реакції стінки свердловини, залишаються невідомими. Для їх визначення запропоновано спеціальний алгоритм, який дав можливість розв'язувати пряму задачу при аналізі напружено-деформованого стану гнучкого стрижня та значно спростити розрахунки. Розглянемо детальніше суть даного алгоритму.

Використовуючи результати інклінометричних досліджень свердловини, в *глобальній* системі координат вибирається потенційно небезпечна ділянка. Зазвичай, такими є інтервали з найбільшою інтенсивністю зміни зенітного та азимутального кута. Далі фіксується *середня точка* небезпечної ділянки.

Початок *локальної* системи координат поміщається у точку інклінометричних досліджень, яка знаходиться вище *середньої*. Довжина стрижня вибирається таким чином, щоб його *нижній* кінець потрапив у точку інклінометрії, яка знаходиться нижче *середньої*. Нагадаємо, через цю точку проходить також і вісь Ox_1 .

Далі, використовуючи формули (3.31) – (3.33), (3.36) – (3.41), визначаються напрямні косинуси осей *локальної* системи координат по відношенню до осей *глобальної*. Це дає можливість за рівностями (3.42) – (3.44) визначати координати будь-якої точки в *локальній* системі координат за умови, що вони задані у *глобальній*. Потім, розраховуються координати початку та кінця гнучкого стрижня, а також координати усіх проміжних точок інклінометричних досліджень, які потрапили в розглядуваний інтервал. Додатково визначаються координати точок, які лежать безпосередньо перед початковою та після кінцевої точок гнучкого стрижня.

Наступним етапом, за формулами (3.47), (3.50), визначаються кути $\alpha_{n(0)}^{Oxy}$, $\alpha_{n(0)}^{Oxz}$, $\alpha_{n(1)}^{Oxy}$ та $\alpha_{n(1)}^{Oxz}$, що входять до системи граничних умов. До кінцевої точки гнучкого стрижня прикладається сила $P_I^{(1)}$, яка вважається відомою та може бути визначена використовуючи методики відображені, наприклад, в роботах [52 – 57]. Задаються фізико-геометричні характеристики гнучкого стрижня.

Розглянемо загальний випадок і припустимо, що між початком та закінченням гнучкого стрижня знаходиться задана кількість проміжних точок інклінометричних досліджень. Будемо вважати, що криволінійні координати $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \dots, \varepsilon_n$ точок прикладання сил $P_{x2}^{(1)}, P_{x2}^{(2)}, P_{x2}^{(3)}, \dots, P_{x2}^{(n)}, P_{x3}^{(1)}, P_{x3}^{(2)}, P_{x3}^{(3)}, \dots, P_{x3}^{(n)}$ до гнучкого стрижня у недеформованому стані будуть співпадати із координатами вздовж осі Ox_1 проміжних точок інклінометричних досліджень.

Загалом алгоритм розрахунку наступний. Вибирається схема навантаження гнучкого стрижня в послідовності, що вказана у таблицях 3.1 та 3.2. Варто відзначити, що таблиці 3.1 та 3.2 ілюструють випадки, коли одночасно не дорівнюють нулю модулі однієї або двох пар сил. Насправді ж, розрахунки проводяться до тих пір, поки величина жодної із пар сил не дорівнюватиме нулю.

Таблиця 3.1 – Послідовність навантаження гнучкого стрижня однією парою сил

Етап № 1	Етап № 2	Етап № 3
1	2	3
$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$ $\dots$ $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$(P_{x2}^{(1)})_{\min} < P_{x2}^{(1)} < (P_{x2}^{(1)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(1)})_{\min} < P_{x3}^{(1)} < (P_{x3}^{(1)})_{\max},$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$ $\dots$ $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $(P_{x2}^{(2)})_{\min} < P_{x2}^{(2)} < (P_{x2}^{(2)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(2)})_{\min} < P_{x3}^{(2)} < (P_{x3}^{(2)})_{\max},$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$ $\dots$ $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$

Продовження таблиці 3.1

1	2	3
Етап № 4	...	Етап № n
$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $(P_{x2}^{(3)})_{\min} < P_{x2}^{(3)} < (P_{x2}^{(3)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(3)})_{\min} < P_{x3}^{(3)} < (P_{x3}^{(3)})_{\max},$... $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	...	$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$... $(P_{x2}^{(n)})_{\min} < P_{x2}^{(n)} < (P_{x2}^{(n)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(n)})_{\min} < P_{x3}^{(n)} < (P_{x3}^{(n)})_{\max}.$

Таблиця 3.2 – Послідовність навантаження гнучкого стрижня двома парами сил

Етап № 1.1	Етап № 1.2	Етап № 1.n
1	2	3
$(P_{x2}^{(1)})_{\min} < P_{x2}^{(1)} < (P_{x2}^{(1)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(1)})_{\min} < P_{x3}^{(1)} < (P_{x3}^{(1)})_{\max},$ $(P_{x2}^{(2)})_{\min} < P_{x2}^{(2)} < (P_{x2}^{(2)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(2)})_{\min} < P_{x3}^{(2)} < (P_{x3}^{(2)})_{\max},$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$... $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$(P_{x2}^{(1)})_{\min} < P_{x2}^{(1)} < (P_{x2}^{(1)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(1)})_{\min} < P_{x3}^{(1)} < (P_{x3}^{(1)})_{\max},$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $(P_{x2}^{(3)})_{\min} < P_{x2}^{(3)} < (P_{x2}^{(3)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(3)})_{\min} < P_{x3}^{(3)} < (P_{x3}^{(3)})_{\max},$... $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$(P_{x2}^{(1)})_{\min} < P_{x2}^{(1)} < (P_{x2}^{(1)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(1)})_{\min} < P_{x3}^{(1)} < (P_{x3}^{(1)})_{\max},$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$... $(P_{x2}^{(n)})_{\min} < P_{x2}^{(n)} < (P_{x2}^{(n)})_{\max},$ $(P_{x3}^{(n)})_{\min} < P_{x3}^{(n)} < (P_{x3}^{(n)})_{\max},$

Продовження таблиці 3.2

1	2	3
Етап № 2.1	Етап № 2.2	Етап № 2.n
$(P_{x2}^{(1)})_{min} < P_{x2}^{(1)} < (P_{x2}^{(1)})_{max},$ $(P_{x3}^{(1)})_{min} < P_{x3}^{(1)} < (P_{x3}^{(1)})_{max},$ $(P_{x2}^{(2)})_{min} < P_{x2}^{(2)} < (P_{x2}^{(2)})_{max},$ $(P_{x3}^{(2)})_{min} < P_{x3}^{(2)} < (P_{x3}^{(2)})_{max},$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$ $\dots$ $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $(P_{x2}^{(2)})_{min} < P_{x2}^{(2)} < (P_{x2}^{(2)})_{max},$ $(P_{x3}^{(2)})_{min} < P_{x3}^{(2)} < (P_{x3}^{(2)})_{max},$ $(P_{x2}^{(3)})_{min} < P_{x2}^{(3)} < (P_{x2}^{(3)})_{max},$ $(P_{x3}^{(3)})_{min} < P_{x3}^{(3)} < (P_{x3}^{(3)})_{max},$ $\dots$ $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $(P_{x2}^{(2)})_{min} < P_{x2}^{(2)} < (P_{x2}^{(2)})_{max},$ $(P_{x3}^{(2)})_{min} < P_{x3}^{(2)} < (P_{x3}^{(2)})_{max},$ $P_{x2}^{(3)} = 0,$ $P_{x3}^{(3)} = 0,$ $\dots$ $(P_{x2}^{(n)})_{min} < P_{x2}^{(n)} < (P_{x2}^{(n)})_{max},$ $(P_{x3}^{(n)})_{min} < P_{x3}^{(n)} < (P_{x3}^{(n)})_{max}.$
Етап № 3.1	Етап № 3.2	Етап № 3.n
$(P_{x2}^{(1)})_{min} < P_{x2}^{(1)} < (P_{x2}^{(1)})_{max},$ $(P_{x3}^{(1)})_{min} < P_{x3}^{(1)} < (P_{x3}^{(1)})_{max},$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $(P_{x2}^{(3)})_{min} < P_{x2}^{(3)} < (P_{x2}^{(3)})_{max},$ $(P_{x3}^{(3)})_{min} < P_{x3}^{(3)} < (P_{x3}^{(3)})_{max},$ $\dots$ $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $(P_{x2}^{(2)})_{min} < P_{x2}^{(2)} < (P_{x2}^{(2)})_{max},$ $(P_{x3}^{(2)})_{min} < P_{x3}^{(2)} < (P_{x3}^{(2)})_{max},$ $(P_{x2}^{(3)})_{min} < P_{x2}^{(3)} < (P_{x2}^{(3)})_{max},$ $(P_{x3}^{(3)})_{min} < P_{x3}^{(3)} < (P_{x3}^{(3)})_{max},$ $\dots$ $P_{x2}^{(n)} = 0,$ $P_{x3}^{(n)} = 0.$	$P_{x2}^{(1)} = 0,$ $P_{x3}^{(1)} = 0,$ $P_{x2}^{(2)} = 0,$ $P_{x3}^{(2)} = 0,$ $(P_{x2}^{(3)})_{min} < P_{x2}^{(3)} < (P_{x2}^{(3)})_{max},$ $(P_{x3}^{(3)})_{min} < P_{x3}^{(3)} < (P_{x3}^{(3)})_{max},$ $\dots$ $(P_{x2}^{(n)})_{min} < P_{x2}^{(n)} < (P_{x2}^{(n)})_{max},$ $(P_{x3}^{(n)})_{min} < P_{x3}^{(n)} < (P_{x3}^{(n)})_{max}.$

Як бачимо, на будь-якому етапі навантаження, окрім першого, певним парам сил задаються значення з наперед встановленого діапазону та проводяться чисельні розв'язки системи (3.16) – (3.28). Із отриманих таким чином дискретних значень прогинів вибираються ті набори, за яких пружна вісь гнучкого стрижня проходить через ті точки інклінометричних досліджень, координати яких вздовж осі Ox_l рівні криволінійним координатам пар сил із

модулями відмінними від нуля. Для таких наборів, величини прикладених пар сил використовуються з метою визначення координат точок (згідно із формулою (3.64), через які в дійсності повинна проходити пружна вісь гнучкого стрижня. Потім значення прикладених сил корегуються з тим, щоб пружна вісь гнучкого стрижня проходила через точки із знайденими за рівністю (3.64) координатами.

Для всіх точок інклінометрії які залишилися, перевіряється виконання умови (3.61). В разі справедливості нерівності (3.61), визначається потенціальна енергія згину одиниці довжини гнучкого стрижня за формулою

$$U = \frac{1}{l_b} \sum_{i=2}^3 \int_0^{l_b} \frac{M_i(l_b)}{2EI} dl_b, \quad (3.65)$$

де $M_i(l_b)$ – функція згинального моменту вздовж його осі.

Значення U та l_b фіксуються для подальшого використання.

У випадку, якщо існує хоча б одна точка інклінометрії, для якої умова (3.61) не виконується, схема навантаження стрижня змінюється на наступну і проводяться всі вищезазначені обчислення.

Після завершення розрахунків за останньою схемою навантаження (коли жодна із пар сил не дорівнює нулю), із всіх зафіксованих раніше дискретних наборів функцій пружних осей вибирається той, для якого значення потенціальної енергії згину одиниці довжини гнучкого стрижня є мінімальним. Він і буде вважатися таким, що описує напружено-деформований стан ділянки трубної колони заданої довжини l_b .

Обчислення за описаним вище алгоритмом слід провести для довжин l_b , що визначаються використовуючи, наприклад, наступне правило. Спочатку початок гнучкого стрижня поміщається у точку, яка безпосередньо знаходиться над *середньою*, а кінець – у точку, що знаходиться безпосередньо під *середньою*. Проводяться всі необхідні розрахунки. Далі довжина гнучкого стрижня l_b збільшується. Для цього, його *верхній* кінець переміщається на одну

точку інклінометрії у напрямку до устя свердловини, а *нижній* – у напрямку до вибою свердловини. Згідно із вищезазначеним алгоритмом, проводиться розрахунок, в результаті якого отримується наступне імовірне положення пружної осі.

Довжина стрижня збільшується до тих пір, поки залежність $U(l_b)$ не набуде чітко вираженого мінімуму. Функція пружної осі, яка відповідає цьому мінімуму, і є шуканим розташуванням трубної колони у ділянці свердловини, що розглядається.

3.5 Висновки до розділу 3

Для моделювання трубних колон в плоскій постановці запропоновано узагальнену математичну модель, яка базується на розрахункових схемах однорозмірної вагової балки на n опорах і n -розмірної вагової балки на двох опорах, що навантажені осьовою силою розтягу чи стиску. Це дозволить проводити оцінку напружено-деформованого стану кусково-сталих колон бурильних і насосно-компресорних труб беручи до уваги необхідну кількість точок їх контакту зі стінками стовбура свердловини. Існує можливість моделювання трубної колони як в прямолінійному, так і криволінійному стовбурі свердловини за зміни зенітного кута з сталою інтенсивністю.

Для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у місцях викривлення осі свердловини з довільною інтенсивністю зміни зенітного та азимутального кутів, використано математичну модель, що базується на положеннях механіки стрижнів. При цьому слід відзначити ряд особливостей, зокрема:

- в якості аргументу функції пружної осі трубної колони прийнято криволінійну координату, що дає можливість аналізувати напружено-деформований стан у випадках, коли переміщення пружної осі відносно початкового положення співрозмірні із довжиною ділянки колони, що розглядається;

- напрямки векторів зовнішнього навантаження вибрано залежно від специфіки їх дії в реальних умовах. Так, наприклад, вектор власної ваги трубної колони задається проекціями в *нерухомій* системі координат. Отже, при аналізі напружено-деформованого стану колони, величини його проекцій на *зв'язані* осі можуть змінюватися в залежності від розташування пружної осі. Це дає можливість враховувати вплив власної ваги на деформацію труб як в осьовому, так і в радіальному напрямках. Вектори зовнішньої осьової сили та крутного моменту, що прикладені до *нижнього* кінця трубної колони, навпаки, задані в проекціях на *зв'язану* систему координат. Це дає можливість зберегти їх напрямки відносно поперечного перерізу труб не залежно від деформації пружної осі колони;

- вигляд функції пружної осі не задається наперед, а є результатом чисельного розв'язку системи диференціальних рівнянь рівноваги;

- вісь і внутрішній діаметр свердловини задаються за результатами промислової інклінометрії та профілеметрії.

Для визначення величини, напрямку, точки прикладання та, власне, наявності чи відсутності односторонніх реакцій між колоною бурильних або насосно-компресорних труб і стінкою свердловини запропоновано алгоритм, суть якого полягає в наступному: за допомогою системи вкладених циклів визначаються деформації пружної осі трубної колони, що в певній послідовності та кількості навантажуються змінними за модулем зосередженими силами, які імітують реакції стінок свердловини. Для комбінацій сил, за дії яких прогин пружної осі не перевищує радіальний зазор, визначається потенціальна енергія згину стрижня. Форма пружної осі трубної колони, для якої потенціальна енергія деформації стрижня мінімальна приймається за шукану.

Даний метод, ґрунтуючись на відмінності у взаємному положенні осей колони бурильних або насосно-компресорних труб і свердловини, дозволяє в просторовій постановці визначити положення точок контакту між ними та обчислити величини односторонніх реакцій.

РОЗДІЛ 4

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН КОЛОН БУРИЛЬНИХ ТРУБ У ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИН ІЗ КАВЕРНАМИ (ЖОЛОБАМИ) ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ДІЛЯНКАХ ЗНАЧНОЇ ДОВЖИНИ

Процес буріння часто супроводжується утворенням каверн (жолобів) на стінках свердловин. Відтак, постає необхідність у розробленні методу, який би дозволив врахувати вплив їх розмірів на напружено-деформований стан колон бурильних труб, які зазнають дії як осьових, так і радіальних зусиль.

З іншого боку, чітка тенденція до збільшення обсягів спорудження похило-скерованих свердловин також вимагає подальшого розвитку методів аналізу напружено-деформованого стану колон бурильних труб, які зазнають стиску у горизонтальних стовбурах значної довжини.

Вирішення вказаних завдань наводиться в даному розділі роботи.

4.1 Вплив розмірів каверн (жолобів) на напружено-деформований стан колон бурильних труб

Буріння свердловин для видобування нафти і газу часто супроводжується непередбачуваними зупинками технологічного процесу. Так, у буровому управлінні «Укрбургаз» за період з 2007 по 2009 рр. сталося 73 ускладнення та 14 аварій. Із них 39 пов'язано із утворенням жолобних виробок та порушенням цілісності стінок стовбура, що становить 45 % від загальної кількості ускладнень та аварій.

Наприклад, 4-го квітня 2007 р. на свердловині № 300 Веселівської площі після підйому бурильної колони виявилось, що в стовбурі залишилась компоновка низу колони та бурильні труби діаметром 127 мм довжиною 38 м. Причиною роз'єднання бурильної колони було потрапляння її в жолобну виробку.

27 листопада 2007 року проводилось пророблення стовбура свердловини № 4 Чкалівської площі. В ході підйому бурильної колони, при знаходженні долота на глибині 1340 м, відбулося прихоплення внаслідок потрапляння в жолобну виробку.

Крупна аварія сталася при бурінні третього стовбура свердловини № 1 Комишнянського нафтогазоконденсатного родовища. Причиною руйнування труб були значні знакозмінні напруження в кавернозній частині ствола. Після інклінометричного дослідження свердловини на інтервалі 4182 – 4205 м було виявлено каверни, діаметр яких становив 500 мм.

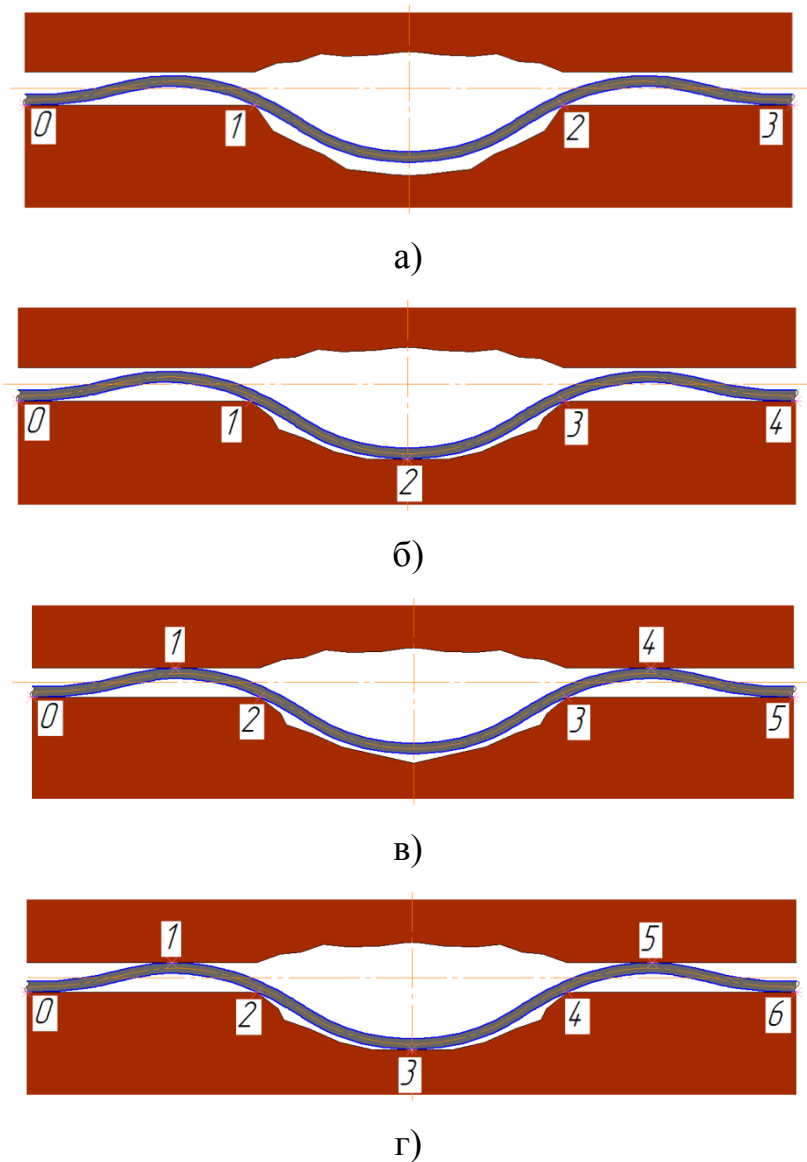
Отже, представляють практичний інтерес аналітичні методи, які би дозволили кількісно оцінити зовнішні навантаження, деформації та напруження, що виникають у бурильній колоні, яка експлуатується безпосередньо у місці каверни (жолоба) [6, 9, 19, 23].

4.1.1 Метод розрахунку для прямолінійного стовбура свердловини

Як зазначено вище, на практиці, форма стовбура свердловин значною мірою відрізняється від циліндричної. В наслідок притискання бурильної колони до стінок свердловини, осипання та вимивання буровим розчином більш м'яких порід утворюються жолоби та каверни, які значною мірою ускладнюють умови роботи бурильної колони, яка, під їх впливом, може зазнавати поперечних деформацій навіть у прямолінійному стовбурі свердловини. Розглянемо, як впливають довжина та глибина каверни (жолоба) на напружено-деформований стан бурильних труб.

Припустимо, що бурильна колона безпосередньо над каверною (жолобом) буде займати наступні положення по відношенню до стінок прямолінійної ділянки свердловини (див. рисунок 4.1).

Яке саме із чотирьох положень матиме місце в заданих умовах, можна з'ясувати наступним чином.



- а) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 4-х точках
 б) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 5-ти точках;
 в) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 6-ти точках;
 г) – бурильна колона доторкається до стовбура свердловини у 7-ми точках

Рисунок 4.1 – Положення бурильної колони в стовбурі свердловини з каверною (жолобом)

В якості розрахункової схеми виберемо балку, що зображена на рисунку 3.1. При цьому число опор приймемо рівним 4-ри. Розглянемо випадок розтягу. Відтак, для кожного прогону балки диференціальне рівняння пружної осі та його розв'язок описуватимуться формулами (3.2) та (3.4) відповідно. При

цьому, опираючись на (3.5), система граничних умов виглядатиме наступним чином

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -r_{adm}, \\ EI_1 y_1''(0) = 0, \\ y_1(l) = -r_{adm}, \\ y_2(l) = -r_{adm}, \\ y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + l_m) = -r_{adm}, \\ y_3(l + l_m) = -r_{adm}, \\ y_2'(l + l_m) = y_3'(l + l_m), \\ EI_2 y_2''(l + l_m) = EI_3 y_3''(l + l_m), \\ y_3(2l + l_m) = -r_{adm}, \\ EI_3 y_3''(2l + l_m) = 0, \end{array} \right. \quad (4.1)$$

де l – відстань від краю каверни (жолоба) до найближчої точки контакту бурильної колони зі стінкою свердловини (ділянки 0 – 1 та 2 – 3 на рисунку 4.1а);

l_m – довжина каверни (жолобу) вздовж осі свердловини (ділянка 1 – 2 на рисунку 4.1а).

Величина l , в даному випадку, є невідомою і знаходиться чисельно використовуючи додаткову рівність

$$y_1'(0) = 0.$$

При цьому радіальна складова ваги одиниці довжини бурильної колони рівна

$$q_r = q \sin(\alpha_{zen}),$$

де q – приведена вага одиниці довжини бурильної колони в промивальній рідині;

α_{zen} – зенітний кут свердловини.

Далі, слід перевірити виконання наступних умов

$$y_{1\max} < r_{adm}, \quad (4.2)$$

$$y_{2\min} < r_{cav}, \quad (4.3)$$

де $y_{1\max}$ – максимальне значення функції $y_1(z_1)$ за зміни аргументу від 0 до l ;

$y_{2\min}$ – мінімальне значення функції $y_2(z_2)$ за зміни аргументу від l до l_m ;

r_{cav} – стріла прогину бурильної колони над каверною (жолобом),

$$r_{cav} = R_{cav} - r_c,$$

де R_{cav} – радіус стовбура свердловини у місці каверни (жолоба);

r_c – зовнішній радіус колони.

Виконання умов (4.2) та (4.3) свідчить про те, що бурильна колона не доторкається ані верхньої частини стінки свердловини, ані дна каверни (жолоба). В цьому випадку нормальні напруження можна визначити за наступними формулами

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} E d_c y_1'', \quad (4.4)$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2} E d_c y_2'', \quad (4.5)$$

d_c – зовнішній діаметр бурильної колони.

Якщо ж умова (4.2) виконується, а (4.3) – ні, бурильна колона доторкається до дна каверни (жолоба). Для аналізу напружено-деформованого стану в цьому випадку, слід враховувати реакцію дна каверни (жолоба) на

бурильну колону. Отже, для моделювання слід використовувати балку з рисунку 3.1, проте кількість опор приймемо рівною 5-ти (див. рисунок 4.1б). Як вже було зазначено, для кожного прогону балки диференціальне рівняння пружної осі та його розв'язок набудуть вигляду (3.2) та (3.4) відповідно. Система граничних умов, опираючись на (3.5), запишеться наступним чином

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -r_{adm}, \\ EI_1 y_1''(0) = 0, \\ y_1(l) = -r_{adm}, \\ y_2(l) = -r_{adm}, \\ y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + 0,5l_m) = -r_{cav}, \\ y_3(l + 0,5l_m) = -r_{cav}, \\ y_2'(l + 0,5l_m) = y_3'(l + 0,5l_m), \\ EI_2 y_2''(l + 0,5l_m) = EI_3 y_3''(l + 0,5l_m), \\ y_3(l + l_m) = -r_{adm}, \\ y_4(l + l_m) = -r_{adm}, \\ y_3'(l + l_m) = y_4'(l + l_m), \\ EI_3 y_3''(l + l_m) = EI_4 y_4''(l + l_m), \\ y_4(2l + l_m) = -r_{adm}, \\ EI_4 y_4''(2l + l_m) = 0. \end{array} \right. \quad (4.6)$$

Залежності для визначення нормальних напружень від згину матимуть вигляд (4.4) та (4.5), проте змінні інтегрування, які до них входять, слід шукати використовуючи систему (4.6).

Додатково є можливість визначити реакцію стінки каверни (жолоба) на бурильну колону за формулою

$$R_{cav} = EI_3 y_3'''(l + 0,5l_m). \quad (4.7)$$

Як видно з рисунка 4.1, можливий такий випадок деформації бурильної колони, коли має місце її контакт з верхньою частиною стінки свердловини, однак, контакт з дном каверни (жолоба) відсутній. Про це буде свідчити невиконання умови (4.2) та виконання умови (4.3). В цьому випадку, для моделювання бурильної колони вибирається вагома балка на 6-ти опорах (див. рисунок 4.1в). Загальний вигляд диференціальних рівнянь та їх розв'язки залишаються незмінними ((3.2) та (3.4) відповідно). Проте для визначення змінних інтегрування слід використовувати наступну систему граничних умов

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -r_{adm}, \\ EI_1 y_1''(0) = 0, \\ y_1(l) = r_{adm}, \\ y_2(l) = r_{adm}, \\ y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + l_1) = -r_{adm}, \\ y_3(l + l_1) = -r_{adm}, \\ y_2'(l + l_1) = y_3'(l + l_1), \\ EI_2 y_2''(l + l_1) = EI_3 y_3''(l + l_1), \\ y_3(l + l_1 + l_m) = -r_{adm}, \\ y_4(l + l_1 + l_m) = -r_{adm}, \\ y_3'(l + l_1 + l_m) = y_4'(l + l_1 + l_m), \\ EI_3 y_3''(l + l_1 + l_m) = EI_4 y_4''(l + l_1 + l_m), \\ y_4(l + 2l_1 + l_m) = -r_{adm}, \\ y_5(l + 2l_1 + l_m) = -r_{adm}, \\ y_4'(l + 2l_1 + l_m) = y_5'(l + 2l_1 + l_m), \\ EI_4 y_4''(l + 2l_1 + l_m) = EI_5 y_5''(l + 2l_1 + l_m), \\ y_5(2l + 2l_1 + l_m) = -r_{adm}, \\ EI_5 y_5''(2l + 2l_1 + l_m) = 0. \end{array} \right. \quad (4.8)$$

В системі (4.8) l – відстань між точками контакту бурильної колони з нижньою та верхньою частинами стінки стовбура вздовж осі свердловини

(ділянки 0 – 1 та 4 – 5, рисунок 4.1в), l_l – відстань від краю каверни (жолоба) до точки контакту бурильної колони з верхньою частиною стінки свердловини (ділянки 1 – 2 та 3 – 4, рисунок 4.1в).

Враховуючи (4.8), нормальні напруження від згину визначаються за формулами (4.4), (4.5) та рівністю

$$\sigma_3 = \frac{1}{2} E d_c y_3''.$$
 (4.9)

Реакцію верхньої частини стінки свердловини визначимо за формулою

$$R_{vs} = EI_2 y_2'''(l).$$
 (4.10)

І, насамкінець, можливий варіант, коли жодна з умов (4.2), (4.3) не виконується. Це означає, що бурильна колона буде доторкатися як до верхньої частини стовбура свердловини, так і до дна каверни (жолобу) (див. рисунок 4.1г). Як бачимо, для моделювання бурильної колони слід використати балку на 7-ми опорах. Як і у попередніх випадках, загальний вигляд диференціальних рівнянь та їх розв'язки будуть наступними (3.2) та (3.4) відповідно. Для розрахунку значень змінних інтегрування використовуємо наступну систему граничних умов

$$\left\{ \begin{array}{l}
y_1(0) = -r_{adm}, \\
EI_1 y_1''(0) = 0, \\
y_1(l) = r_{adm}, \\
y_2(l) = r_{adm}, \\
y_1'(l) = y_2'(l), \\
EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\
y_2(l + l_1) = -r_{adm}, \\
y_3(l + l_1) = -r_{adm}, \\
y_2'(l + l_1) = y_3'(l + l_1), \\
EI_2 y_2''(l + l_1) = EI_3 y_3''(l + l_1), \\
y_3(l + l_1 + 0,5l_m) = -r_{cav}, \\
y_4(l + l_1 + 0,5l_m) = -r_{cav}, \\
y_3'(l + l_1 + 0,5l_m) = y_4'(l + l_1 + 0,5l_m), \\
EI_3 y_3''(l + l_1 + 0,5l_m) = EI_4 y_4''(l + l_1 + 0,5l_m), \\
y_4(l + l_1 + l_m) = -r_{adm}, \quad y_5(l + l_1 + l_m) = -r_{adm}, \\
y_4'(l + l_1 + l_m) = y_5'(l + l_1 + l_m), \\
EI_4 y_4''(l + l_1 + l_m) = EI_5 y_5''(l + l_1 + l_m), \\
y_5(l + 2l_1 + l_m) = r_{adm}, \quad y_6(l + 2l_1 + l_m) = r_{adm}, \\
y_5'(l + 2l_1 + l_m) = y_6'(l + 2l_1 + l_m), \\
EI_5 y_5''(l + 2l_1 + l_m) = EI_6 y_6''(l + 2l_1 + l_m), \\
y_6(2l + 2l_1 + l_m) = -r_{adm}, \\
EI_6 y_6''(2l + 2l_1 + l_m) = 0.
\end{array} \right. \quad (4.11)$$

Напружений стан бурильної колони в даному випадку описується функціями (4.4), (4.5) і (4.9). Реакцію верхньої частини стінки свердловини можна визначити за формулою (4.10), а реакцію дна каверни (жолоба) за формулою

$$R_{cav} = EI_4 y_4'''(l + l_1 + 0,5l_m). \quad (4.12)$$

Використовуючи залежності (3.2), (3.4), (4.1) – (4.11), досліджено напружено-деформований стан колони бурильних труб зовнішнім діаметром

127 мм із товщиною стінки 9 мм, що знаходиться над каверною (жолобом) в прямолінійному стовбурі свердловини (див. таблицю 4.1) діаметром 219,5 мм. Для розрахунків вибрано наступні величини коефіцієнту кавернозності стовбура свердловини: $K_k=2$, $K_k=3$ та $K_k=4$ [187].

Таблиця 4.1 – Максимальні нормальні напруження від згину (МПа) у поперечному перерізі бурильної колони

Зенітний кут, град	Коеф. кавернозності	Сила розтягу, кН	Протяжність каверни (жолобу), м			
			5	10	15	20
1	2	3	4	5	6	7
30	2	0	2	10	22	29 (240)
60	2	0	4	17	39	37 (736)
90	2	0	5	20	45	39 (920)
30	2	75	2	9	17	26
60	2	75	4	15	29	37 (339)
90	2	75	5	17	34	39 (522)
30	2	150	2	8	14	21
60	2	150	4	13	25	36
90	2	150	5	15	28	39 (132)
30	3	0	2	10	22	40
60	3	0	4	17	39	52 (398)
90	3	0	5	20	45	54 (577)
30	3	75	2	9	17	26
60	3	75	4	15	29	45
90	3	75	5	17	34	52
30	3	150	2	8	14	21
60	3	150	4	13	25	36
90	3	150	5	15	28	42

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
30	4	0	2	10	22	40
60	4	0	4	17	39	63 (124)
90	4	0	5	20	45	66 (300)
30	4	75	2	9	17	26
60	4	75	4	15	29	45
90	4	75	5	17	34	52
30	4	150	2	8	14	21
60	4	150	4	13	25	36
90	4	150	5	15	28	42

Примітка. Позначення (const) означає, що величина напруження отримана із врахуванням контакту бурильної колони із дном каверни (жолоба). В дужках вказано величину реакції (Н).

Як і слід було очікувати, величина нормальних напружень від згину зростає зі збільшенням протяжності каверни (жолоба). Зростання зенітного кута свердловини, при інших незмінних умовах, також призводить до збільшення величини нормальних напружень від згину. Натомість зростання осьової сили розтягу, при незмінній довжині каверни (жолоба) та величині зенітного кута, зменшує рівень нормальних напружень від згину. Також відзначимо, що збільшення величини коефіцієнту кавернозності призводить до зростання нормальних напружень від згину.

Як бачимо, за найбільш несприятливих умов (зенітний кут свердловини 90° , довжина каверни (жолоба) 20 м, осьова сила розтягу відсутня, коефіцієнт кавернозності 4) величина нормального напруження від згину (66 МПа) сягає 73 % від значення границі втоми при віднульовому циклі для розглянутого типорозміру труб ($\sigma_0 = 90$ МПа).

4.1.2 Метод розрахунку для криволінійного стовбура свердловини

Цілком очевидно, що порушення цілісності стінок свердловин у вигляді каверн (жолобів) можуть бути присутні у будь-якому місці стовбура, в тому числі і на криволінійній ділянці.

Розглянемо випадки, коли відбувається збільшення або зменшення тільки зенітного кута, тобто криволінійна вісь свердловини лежить у одній площині.

Припустимо, по аналогії до попереднього підрозділу, що в межах кожного випадку можливі чотири положення бурильної колони по відношенню до каверни (жолоба). Звідси випливає, що пружна вісь колони також описуватиметься диференціальним рівнянням (3.2) із розв'язком (3.4), а моделювання її станів також слід проводити за допомогою вагової балки, що навантажена осьюовою силою та опирається на 4-ри, 5-ть, 6-ть та 7-м опор (див. рисунок 3.1). Щоправда, крайні шарнірні опори «0» та «n» слід замінити на опори защемлення. Структура систем для розрахунку змінних інтегрування також залишається незмінною, за виключенням необхідності врахування формул (3.6) та (3.7). Втім, на величини прогинів опор балки та радіальної складової власної ваги бурильної колони будуть впливати інклінометричні показники криволінійного стовбура. Встановимо як саме.

Для початку розглянемо випадок, коли відбувається збільшення зенітного кута (див. рисунок 4.2).

Припустимо, напрям осі балки до деформації співпадає із напрямом осі абсцис X_{CS} ортогональної системи координат, а прогини опор балки паралельні осі Y_{CS} . Довжина балки рівна $2AB$ (див. рисунок 4.2).

Початок системи координат $[X_{CS} : Y_{CS}]$ т. A лежить на осі свердловини, що позначена штрихпунктирною лінією. Дуга AE відповідає ділянці криволінійного стовбура без порушення цілісності його стінок. Дуга EJ осі свердловини лежить безпосередньо над каверною (жолобом). Причому довжина ділянки свердловини із порушенням цілісності її стінок становить $2EJ$.

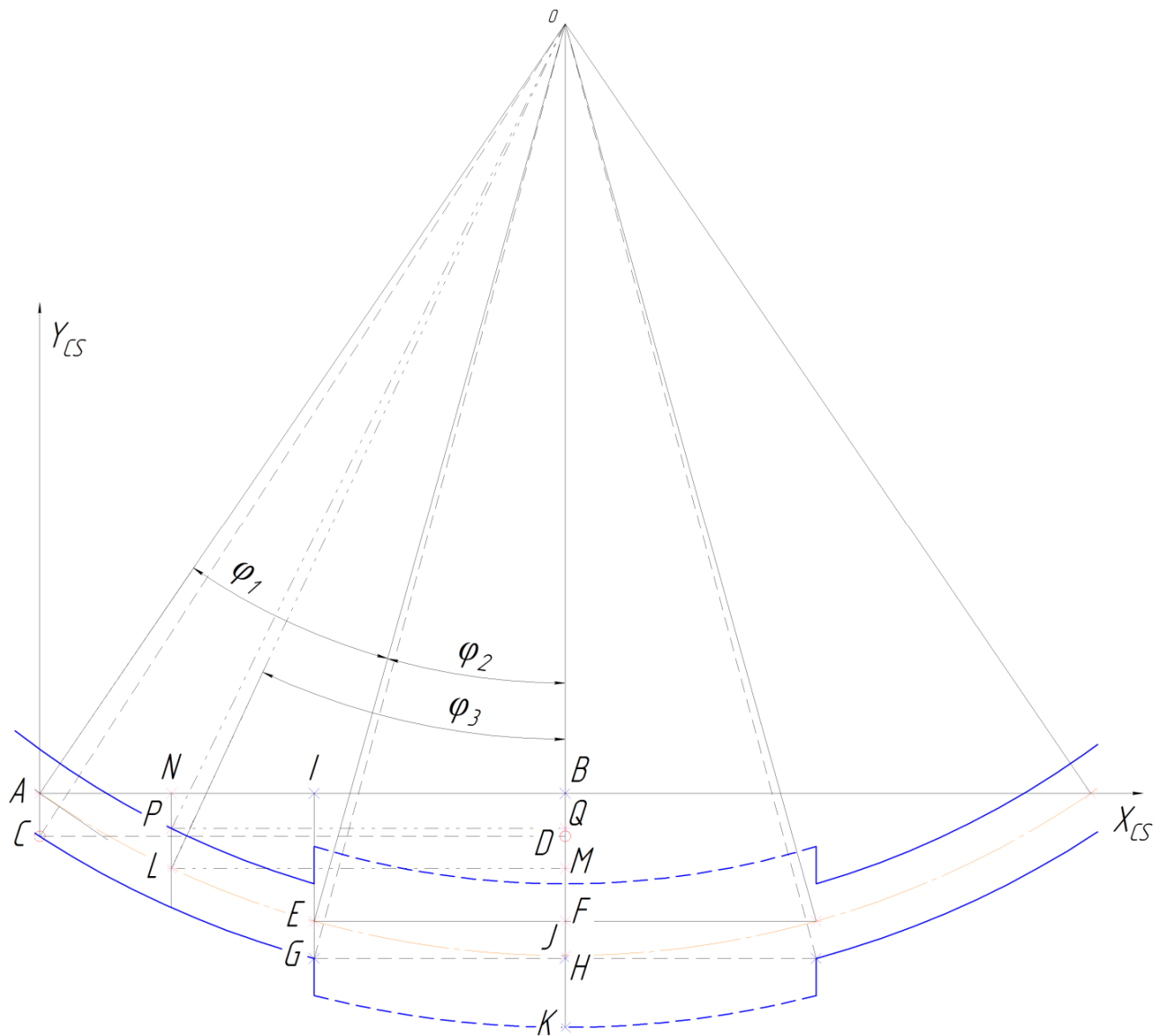


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема для визначення допустимих прогинів бурильної колони над каверною (жолобом) при збільшенні зенітного кута

Стінки свердловини схематично позначені суцільною лінією, а умовні межі каверни (жолоба) – штриховою. Оскільки ми вважаємо, що деформація балки відбувається симетрично відносно каверни (жолоба), прогини її опор будуть рівні довжині наступних відрізків (див. таблицю 4.2).

На початковому етапі розрахунку припускаємо, що бурильна колона контактує із стінками свердловини у 4-х точках. Для визначення величин змінних інтегрування, що входять до функцій пружної осі бурильної колони на кожному прогоні, скористаємося системою рівнянь

$$\begin{cases}
 y_1(0) = -AC, \\
 y_1'(0) = -\tan(\varphi_1 + \varphi_2), \\
 y_1(l) = -IG, \\
 y_2(l) = -IG, \\
 y_1'(l) = y_2'(l), \\
 EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\
 y_2(l + l_m) = -IG, \\
 y_3(l + l_m) = -IG, \\
 y_2'(l + l_m) = y_3'(l + l_m), \\
 EI_2 y_2''(l + l_m) = EI_3 y_3''(l + l_m), \\
 y_3(2l + l_m) = -AC, \\
 y_3'(2l + l_m) = \tan(\varphi_1 + \varphi_2).
 \end{cases} \quad (4.13)$$

Таблиця 4.2 – Позначення відрізків, довжини яких рівні прогинам опор балки згідно із рисунком 4.1

Номер положення згідно із рисунком 4.1	Позначення опори						
	0	1	2	3	4	5	6
а)	AC	IG	IG	AC	–	–	–
б)	AC	IG	BK	IG	AC	–	–
в)	AC	NP	IG	IG	NP	AC	–
г)	AC	NP	IG	BK	IG	NP	AC

Згідно із рисунком 4.2, визначимо довжини відрізків AC та IG . В результаті отримаємо

$$\begin{aligned}
 AB &= R_H \sin(\varphi_1 + \varphi_2), \\
 OB &= R_H \cos(\varphi_1 + \varphi_2), \\
 OD &= \sqrt{(R_H + r_{adm})^2 - AB^2},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 AC &= OD - OB, \\
 EF &= R_H \sin(\varphi_2), \\
 OF &= R_H \cos(\varphi_2), \\
 OH &= \sqrt{(R_H + r_{adm})^2 - EF^2},
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

$$IG = OH - OB, \tag{4.15}$$

де R_H – радіус викривлення осі криволінійної ділянки свердловини.

Кути φ_1 та φ_2 розраховуються наступним чином

$$\varphi_1 = \frac{\overset{\smile}{AE}}{R_H}, \quad \varphi_2 = \frac{\overset{\smile}{EJ}}{R_H}. \tag{4.16}$$

Довжина дуги AE визначається чисельно, опираючись на наступні умови

$$(OB - y_1(z_1))^2 + (z_1 - AB)^2 \leq (R_H + r_{adm})^2, \quad 0 \leq z_1 \leq l, \tag{4.17}$$

$$\frac{1}{R_H} = y_1''(0). \tag{4.18}$$

Величини l та l_m відповідно рівні

$$l = AB - EF, \tag{4.19}$$

$$l_m = 2EF.$$

Якщо бурильна колона не буде контактувати із верхньою частиною стінки свердловини та дном каверни (жолоба), то додатково виконуватимуться наступні умови

$$(OB - y_1(z_1))^2 + (z_1 - AB)^2 > (R_H - r_{adm})^2, \quad 0 \leq z_1 \leq l, \tag{4.20}$$

$$(OB - y_2(z_2))^2 + (z_2 - AB)^2 < (R_H + r_{cav})^2, \quad l \leq z_2 \leq l + l_m. \quad (4.21)$$

В цьому випадку, за формулами (4.4) та (4.5) можна визначити величину нормальних напружень від згину.

Якщо ж нерівність (4.20) виконається, а (4.21) – ні, це означає, що бурильна колона буде доторкатися до дна каверни (жолоба). В цьому випадку для її моделювання слід використовувати балку на 5-ти опорах, а система для визначення величин змінних інтегрування набуде вигляду

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -AC, \\ y_1'(0) = -\tan(\varphi_1 + \varphi_2), \\ y_1(l) = -IG, \\ y_2(l) = -IG, \\ y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + 0,5l_m) = -BK, \\ y_3(l + 0,5l_m) = -BK, \\ y_2'(l + 0,5l_m) = y_3'(l + 0,5l_m), \\ EI_2 y_2''(l + 0,5l_m) = EI_3 y_3''(l + 0,5l_m), \\ y_3(l + l_m) = -IG, \\ y_4(l + l_m) = -IG, \\ y_3'(l + l_m) = y_4'(l + l_m), \\ EI_3 y_3''(l + l_m) = EI_4 y_4''(l + l_m), \\ y_4(2l + l_m) = -AC, \\ EI_4 y_4''(2l + l_m) = \tan(\varphi_1 + \varphi_2), \end{array} \right. \quad (4.22)$$

де

$$BK = (R_H + r_{cav}) - OB.$$

Як зазначалося раніше, можливий випадок, коли бурильна колона доторкатиметься до верхньої частини стінки свердловини у двох точках. При

цьому, контакт із дном каверни (жолоба) буде відсутній. Про таке розташування колони буде свідчити невиконання нерівності (4.20) та виконання (4.21). В даному випадку, для моделювання напружено-деформованого стану бурильної колони слід використовувати балку на 6-ти опорах. Тоді величини змінних інтегрування отримуються як розв'язки наступної системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -AC, \\ y_1'(0) = -tg(\varphi_1 + \varphi_2), \\ y_1(l) = -NP, \\ y_2(l) = -NP, \\ y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + l_1) = -IG, \\ y_3(l + l_1) = -IG, \\ y_2'(l + l_1) = y_3'(l + l_1), \\ EI_2 y_2''(l + l_1) = EI_3 y_3''(l + l_1), \\ y_3(l + l_1 + l_m) = -IG, \\ y_4(l + l_1 + l_m) = -IG, \\ y_3'(l + l_1 + l_m) = y_4'(l + l_1 + l_m), \\ EI_3 y_3''(l + l_1 + l_m) = EI_4 y_4''(l + l_1 + l_m), \\ y_4(l + 2l_1 + l_m) = -NP, \\ y_5(l + 2l_1 + l_m) = -NP, \\ y_4'(l + 2l_1 + l_m) = y_5'(l + 2l_1 + l_m), \\ EI_4 y_4''(l + 2l_1 + l_m) = EI_5 y_5''(l + 2l_1 + l_m), \\ y_5(2l + 2l_1 + l_m) = -AC, \\ y_5'(2l + 2l_1 + l_m) = tg(\varphi_1 + \varphi_2). \end{array} \right. \quad (4.23)$$

Довжина відрізка NP визначається за формулами (див. рисунок 4.2)

$$LM = R_H \sin(\varphi_3),$$

$$OM = R_H \cos(\varphi_3),$$

$$OQ = \sqrt{(R_H - r_{adm})^2 - LM}, \quad (4.24)$$

$$NP = OQ - OB. \quad (4.25)$$

Довжини l , l_1 та кути φ_1 , φ_2 , φ_3 при розв'язку системи (4.23) рівні

$$l = AB - LM, \quad (4.26)$$

$$l_1 = LM - EF, \quad (4.27)$$

$$\varphi_1 = \frac{\overset{\circ}{AL} + \overset{\circ}{LE}}{R_H}, \quad \varphi_2 = \frac{\overset{\circ}{EJ}}{R_H}, \quad \varphi_3 = \frac{\overset{\circ}{LE} + \overset{\circ}{EJ}}{R_H}. \quad (4.28)$$

Довжини дуг AL та LE визначаються чисельно. При цьому повинні виконуватися умови (4.17), (4.18) та наступна рівність

$$y'_1(l) = tg(\varphi_3).$$

Підчас проведення розрахунків можливий варіант, коли ні жодна з умов (4.20) та (4.21) не виконується. Це буде означати, що бурильна колона доторкається як до верхньої частини стінки свердловини, так і до дна каверни (жолоба). Для моделювання стану бурильної колони в даному випадку слід використовувати балку на 7-ми опорах. При цьому, величини змінних інтегрування слід визначати із наступної системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l}
 y_1(0) = -AC, \\
 y_1'(0) = -\tan(\varphi_1 + \varphi_2), \\
 y_1(l) = -NP, \\
 y_2(l) = -NP, \\
 y_1'(l) = y_2'(l), \\
 EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\
 y_2(l + l_1) = -IG, \\
 y_3(l + l_1) = -IG, \\
 y_2'(l + l_1) = y_3'(l + l_1), \\
 EI_2 y_2''(l + l_1) = EI_3 y_3''(l + l_1), \\
 y_3(l + l_1 + 0,5l_m) = -BK, \\
 y_4(l + l_1 + 0,5l_m) = -BK, \\
 y_3'(l + l_1 + 0,5l_m) = y_4'(l + l_1 + 0,5l_m), \\
 EI_3 y_3''(l + l_1 + 0,5l_m) = EI_4 y_4''(l + l_1 + 0,5l_m), \\
 y_4(l + l_1 + l_m) = -IG, \\
 y_5(l + l_1 + l_m) = -IG, \\
 y_4'(l + l_1 + l_m) = y_5'(l + l_1 + l_m), \\
 EI_4 y_4''(l + l_1 + l_m) = EI_5 y_5''(l + l_1 + l_m), \\
 y_5(l + 2l_1 + l_m) = -NP, \\
 y_6(l + 2l_1 + l_m) = -NP, \\
 y_5'(l + 2l_1 + l_m) = y_6'(l + 2l_1 + l_m), \\
 EI_5 y_5''(l + 2l_1 + l_m) = EI_6 y_6''(l + 2l_1 + l_m), \\
 y_6(2l + 2l_1 + l_m) = -AC, \\
 y_6'(2l + 2l_1 + l_m) = \tan(\varphi_1 + \varphi_2).
 \end{array} \right. \quad (4.29)$$

Довжини l , l_1 та кути φ_1 , φ_2 , φ_3 розраховуються за формулами (4.26), (4.27), (4.28).

Нормальні напруження від згину в довільному перерізі бурильної колони, а також величини реакцій дна каверни (жолоба) та верхньої частини стінки свердловини, можна визначити за вказаними у таблиці 4.3 формулами.

У випадку, коли розрахунок проводиться для криволінійної ділянки свердловини, радіальна складова одиниці довжини бурильної колони буде рівна

$$q_r = q \sin(\alpha_{zen}^*),$$

де α_{zen}^* – zenітний кут свердловини по середині каверни (жолоба).

Таблиця 4.3 – Моделі бурильної колони та відповідні їм номери формул для визначення напружень та реакцій у криволінійному стовбурі свердловини

Модель бурильної колон	Номери формул для визначення напружень	Номери формул для визначення реакції дна каверни (жолоба)	Номери формул для визначення реакції верхньої частини стінки свердловини
Балка на 4-х опорах	(4.4), (4.5)	—	—
Балка на 5-ти опорах	(4.4), (4.5)	(4.7)	—
Балка на 6-ти опорах	(4.4), (4.5), (4.9)	—	(4.10)
Балка на 7-ми опорах	(4.4), (4.5), (4.9)	(4.12)	(4.10)

Розглянемо випадок, коли відбувається зменшення zenітного кута (див. рисунок 4.3).

Всі твердження, які стосувалися рисунка 4.2, будуть справедливими і для рисунка 4.3. Таблиці 4.2 та 4.3 також можна використовувати для випадку зменшення zenітного кута. Додаткові нерівності, за допомогою яких можна з'ясувати положення бурильної колони у місці каверни (жолоба) виглядатимуть наступним чином

$$(OB + y_1(z_1))^2 + (z_1 - AB)^2 < (R_H + r_{adm})^2, \quad 0 \leq z_1 \leq l, \quad (4.30)$$

$$(OB + y_2(z_2))^2 + (z_2 - AB)^2 > (R_H - r_{cav})^2, \quad l \leq z_2 \leq l + l_m. \quad (4.31)$$

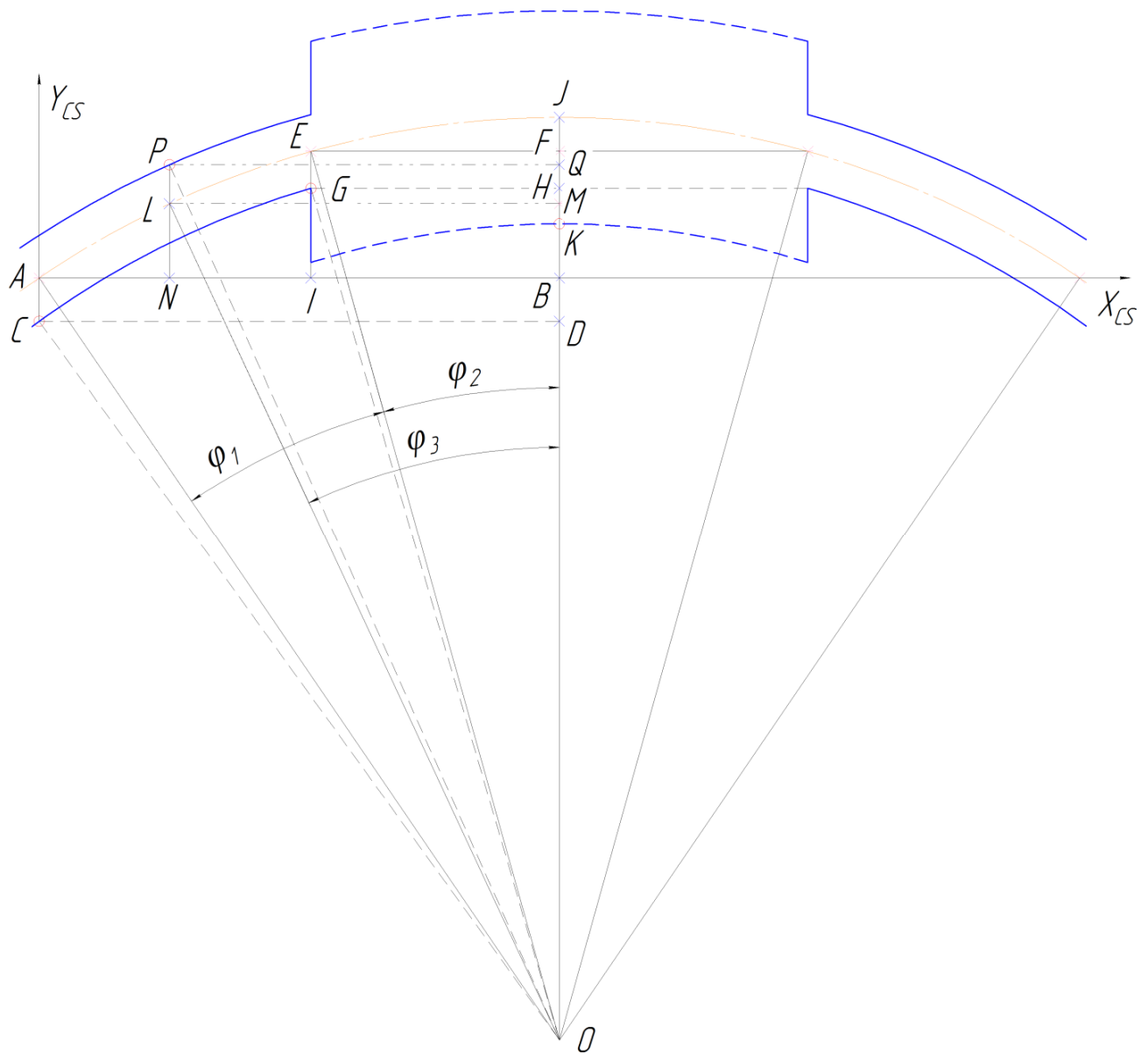


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема для визначення допустимих прогинів бурильної колони над каверною (жолобом) при зменшенні зенітного кута

Загальний вигляд систем граничних умов (4.13), (4.22), (4.23) та (4.29), звичайно ж, також залишиться без змін. Однак, враховуючи рисунок 4.3, будуть деякі відмінності:

– відсутній контакт як з дном каверни (жолоба), так і з верхньою частиною стінки свердловини (нерівності (4.30), (4.31) виконуються)

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -AC, \\ y_1'(0) = tg(\varphi_1 + \varphi_2), \\ y_1(l) = IG, \\ y_2(l) = IG, \\ y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + l_m) = IG, \\ y_3(l + l_m) = IG, \\ y_2'(l + l_m) = y_3'(l + l_m), \\ EI_2 y_2''(l + l_m) = EI_3 y_3''(l + l_m), \\ y_3(2l + l_m) = -AC, \\ y_3'(2l + l_m) = -tg(\varphi_1 + \varphi_2); \end{array} \right.$$

– присутній контакт з дном каверни (жолоба), проте відсутній з верхньою частиною стінки свердловини (нерівність (4.30) виконується, (4.31) – ні)

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -AC, y_1'(0) = tg(\varphi_1 + \varphi_2), \\ y_1(l) = IG, y_2(l) = IG, y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + 0,5l_m) = BK, \\ y_3(l + 0,5l_m) = BK, \\ y_2'(l + 0,5l_m) = y_3'(l + 0,5l_m), \\ EI_2 y_2''(l + 0,5l_m) = EI_3 y_3''(l + 0,5l_m), \\ y_3(l + l_m) = IG, \\ y_4(l + l_m) = IG, \\ y_3'(l + l_m) = y_4'(l + l_m), \\ EI_3 y_3''(l + l_m) = EI_4 y_4''(l + l_m), \\ y_4(2l + l_m) = -AC, \\ y_4'(2l + l_m) = -tg(\varphi_1 + \varphi_2); \end{array} \right.$$

– відсутній контакт з дном каверни (жолоба), проте присутній з верхньою частиною стінки свердловини (нерівність (4.30) не виконується, (4.31) – виконується)

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = -AC, \\ y_1'(0) = tg(\varphi_1 + \varphi_2), \\ y_1(l) = NP, \\ y_2(l) = NP, \\ y_1'(l) = y_2'(l), \\ EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(l + l_1) = IG, \\ y_3(l + l_1) = IG, \\ y_2'(l + l_1) = y_3'(l + l_1), \\ EI_2 y_2''(l + l_1) = EI_3 y_3''(l + l_1), \\ y_3(l + l_1 + l_m) = IG, \\ y_4(l + l_1 + l_m) = IG, \\ y_3'(l + l_1 + l_m) = y_4'(l + l_1 + l_m), \\ EI_3 y_3''(l + l_1 + l_m) = EI_4 y_4''(l + l_1 + l_m), \\ y_4(l + 2l_1 + l_m) = NP, \\ y_5(l + 2l_1 + l_m) = NP, \\ y_4'(l + 2l_1 + l_m) = y_5'(l + 2l_1 + l_m), \\ EI_4 y_4''(l + 2l_1 + l_m) = EI_5 y_5''(l + 2l_1 + l_m), \\ y_5(2l + 2l_1 + l_m) = -AC, \\ y_5'(2l + 2l_1 + l_m) = -tg(\varphi_1 + \varphi_2); \end{array} \right.$$

– присутній контакт як з дном каверни (жолоба), так і з верхньою частиною стінки свердловини (жодна з нерівностей (4.30), (4.31) не виконується)

$$\left\{ \begin{array}{l}
 y_1(0) = -AC, \\
 y_1'(0) = tg(\varphi_1 + \varphi_2), \\
 y_1(l) = NP, \\
 y_2(l) = NP, \\
 y_1'(l) = y_2'(l), \\
 EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\
 y_2(l + l_1) = IG, \\
 y_3(l + l_1) = IG, \\
 y_2'(l + l_1) = y_3'(l + l_1), \\
 EI_2 y_2''(l + l_1) = EI_3 y_3''(l + l_1), \\
 y_3(l + l_1 + 0,5l_m) = BK, \\
 y_4(l + l_1 + 0,5l_m) = BK, \\
 y_3'(l + l_1 + 0,5l_m) = y_4'(l + l_1 + 0,5l_m), \\
 EI_3 y_3''(l + l_1 + 0,5l_m) = EI_4 y_4''(l + l_1 + 0,5l_m), \\
 y_4(l + l_1 + l_m) = IG, \\
 y_5(l + l_1 + l_m) = IG, \\
 y_4'(l + l_1 + l_m) = y_5'(l + l_1 + l_m), \\
 EI_4 y_4''(l + l_1 + l_m) = EI_5 y_5''(l + l_1 + l_m), \\
 y_5(l + 2l_1 + l_m) = NP, \\
 y_6(l + 2l_1 + l_m) = NP, \\
 y_5'(l + 2l_1 + l_m) = y_6'(l + 2l_1 + l_m), \\
 EI_5 y_5''(l + 2l_1 + l_m) = EI_6 y_6''(l + 2l_1 + l_m), \\
 y_6(2l + 2l_1 + l_m) = -AC, \\
 y_6'(2l + 2l_1 + l_m) = -tg(\varphi_1 + \varphi_2).
 \end{array} \right.$$

Для випадку зменшення зенітного кута (див. рисунок 4.3), довжини відрізків AC та BK визначаються за наступними рівняннями

$$AC = OB - OD,$$

$$BK = (R_H - r_{cav}) - OB.$$

Величини IG , NP , l , l_1 , φ_1 , φ_2 та φ_3 можна обчислити за формулами (4.15), (4.25), (4.19) або (4.26), (4.27), (4.16) та (4.28). Втім, в розрахункових алгоритмах слід замінити рівність (4.14) на

$$OH = \sqrt{(R_H - r_{adm})^2 - EF},$$

а рівність (4.24) на

$$OQ = \sqrt{(R_H + r_{adm})^2 - LM}.$$

Використовуючи залежності, наведені в даному підрозділі, проаналізуємо напружено-деформований стан бурильної колони зовнішнім діаметром 127 мм із товщиною стінки 9 мм у місці із каверною (жолобом) в криволінійному стовбурі свердловини діаметром 219,5 мм. Радіус викривлення осі криволінійної ділянки 319 м. Зенітний кут свердловини по середині каверни (жолобу) становить 46° . Осьова сила розтягу відсутня. Результати розрахунків наведено у таблиці 4.4.

Як бачимо, збільшення довжини каверни (жолоба) спричиняє зростання нормальних напружень від згину у випадку, коли бурильна колона не контактує із його дном. Цей результат цілком очікуваний. Однак, коли бурильна колона доторкається до дна каверни (жолоба), спостерігається зворотній ефект. Очевидно це можна пояснити тим, що збільшення довжини каверни (жолоба), при незмінній глибині, призводить до того, що збільшується радіус кола, яке є геометричним місцем точок початку, закінчення каверни (жолоба) та середньої точки на його дні. В результаті, якщо бурильна колона опирається на дно каверни (жолоба), збільшення його довжини призводить до зменшення величини нормальних напружень від згину (це видно із таблиці 4.4).

Зміна величини сили притискання до дна каверни (жолоба) носить чітко виражений характер. Збільшення довжини дефекту стінки свердловини та її zenітного кута призводить до зростання величини реакції між бурильною колоною та дном каверни (жолобу), і навпаки.

Таблиця 4.4 – Максимальні нормальні напруження від згину (МПа) у поперечному перерізі бурильної колони

Довжина каверни (жолобу), м	Коеф. кавернозності	Максимальні нормальні напруження від згину, МПа	Максимальні нормальні напруження від згину без каверни (жолобу), МПа
1	2	3	4
2	2, 3, 4	42	42
4	2, 3, 4	44	
6	2, 3, 4	46	
8	2, 3, 4	49	
10	2, 3, 4	53	
12	2, 3, 4	58	
14	2, 3, 4	63	
16	2, 3, 4	70	
18	2	63 (277)	
20	2	60 (535)	
22	2	58 (744)	
18	3, 4	77	
20	3	74 (202)	

Продовження таблиці 4.4

1	2	3	4
22	3	67 (486)	42
24	3	65 (719)	
26	3	64 (916)	
			42
20	4	86	
22	4	77 (277)	
24	4	71 (553)	
26	4	68 (782)	
28	4	68 (980)	

Примітка. Позначення (const) означає, що величина напруження отримана із врахуванням контакту бурильної колони із дном каверни (жолоба). В дужках вказано величину реакції (Н).

Дещо змінимо вхідні дані. Нехай номінальний діаметр свердловини рівний 190,5 мм. Геометричні параметри свердловини у місці каверни (жолоба) наступні: діаметр – 2000 мм; довжина – 32 м; зенітний кут – 70°. Згідно із нерівностями (4.20) та (4.21) бурильна колона буде доторкатися до верхньої частини стінки свердловини. Максимальні напруження від згину, які при цьому виникатимуть, рівні 186 МПа. Як бачимо, дана величина приблизно у два рази більша ніж границя втомної міцності бурильних труб. При цьому сила притискання бурильної колони до верхньої частини стінки свердловини рівна 2445 Н.

Якщо б діаметр свердловини у місці дефекту її стінки був рівний 1800 мм, бурильна колона б додатково контактувала із дном каверни (жолоба). В даному випадку, максимальна величина нормальних напружень від згину становитиме 176 МПа. Сила притискання бурильної колони до дна каверни (жолоба) становитиме 112 Н, а реакція між колоною та верхньою частиною стінки свердловини буде рівна 2205 Н.

Підсумовуючи результати розрахунків із таблиць 4.1 та 4.4, варто відзначити, що запропоновані аналітичні залежності дають можливість врахувати збільшення рівня нормальних напружень від згину в бурильній колоні, яка перебуває в місці утворення каверни (жолоба) як у прямолінійному так, і у криволінійному стовбурі свердловини. Даний метод дозволить оцінювати напружено-деформований стан бурильних колон за результатами профілеметрії стовбура свердловини. Така інформація, наприклад, може слугувати вихідними даними для прогнозування їх втомної довговічності. Також, варто відзначити, що дані теоретичні дослідження не охоплюють випадок, коли бурильна колона «лягає» на дно каверни (жолоба). Як показують результати із таблиць 4.1 та 4.4, імовірність виникнення такої ситуації при бурінні реальних свердловин доволі низька, однак, нею не варто нехтувати. Представляє інтерес розроблення аналогічного методу, але для криволінійних ділянок свердловин із зміною як зенітного так і азимутального кутів.

4.2 Напружено-деформований стан колони бурильних труб при її стиску в горизонтальному стовбурі свердловини

4.2.1 Метод розрахунку без врахування ваги одиниці довжини

Для математичного моделювання бурильної колони розглянемо задачу втрати стійкості стрижнем в обмеженому просторі [188] (задача Феодосьєва В.І.) (рисунок 4.4). Для спрощення теоретичних викладень приймемо, що стрижень – невагомий. Таке припущення, на нашу думку, можна використати при розрахунку легкосплавних бурильних труб [10].

Нехай стрижень AB стискається осьовою силою P , яка менша від критичної

$$P < P_c = \frac{EI\pi^2}{l},$$

$$EI \frac{d^2 y_1(z_1)}{dz_1^2} = R_A z_1 - P y_1(z_1).$$

Розв'язок даного диференціального рівняння матиме вигляд

$$y_1(z_1) = C_1 \sin(kz_1) + C_2 \cos(kz_2) + \frac{R_A z_1}{P}, \quad (4.32)$$

де

$$k^2 = \frac{P}{EI}.$$

Визначимо змінні інтегрування, використавши граничні умови. При $y_1(0) = 0$ отримаємо, що $C_2 = 0$. Наступна гранична умова $y_1(l_1) = \Delta$. В даному випадку матимемо

$$\Delta = C_1 \sin(kl_1) + \frac{R_A l_1}{P}. \quad (4.33)$$

Також можемо записати $y'_1(l_1) = 0$. В результаті отримаємо рівняння

$$C_1 k \cos(kl_1) + \frac{R_A}{P} = 0. \quad (4.34)$$

Тепер розглянемо ділянку довжиною l_2 . Оскільки вона прямолінійна, згинальний момент в поперечному перерізі повинен дорівнювати нулю. З іншого боку,

$$M_2(z_2) = P\Delta - R_A z_2 + R_{A1}(z_2 - l_1),$$

або, враховуючи $|R_A| = |R_{A1}|$,

$$M_2(z_2) = P\Delta - R_A z_2 + R_A(z_2 - l_1).$$

Розглянемо точку $z_2 = l_1$. Будемо мати

$$0 = P\Delta - R_A l_1,$$

або

$$R_A = \frac{P\Delta}{l_1}. \quad (4.35)$$

Підставивши величину реакції R_A з рівняння (4.35) у систему із рівнянь (4.33) та (4.34), отримаємо такі значення невідомих:

$$C_1 = \frac{\Delta}{\pi}, \quad l_1 = \frac{\pi}{k},$$

або

$$l_1^2 = \frac{\pi^2 EI}{P},$$

звідки

$$P = \frac{\pi^2 EI}{l_1^2}. \quad (4.36)$$

Запишемо формулу (4.36) для випадку, коли $l_1 = 0,5l$

$$P = \frac{4\pi^2 EI}{l^2}.$$

Отже, можемо зробити такий важливий висновок: у разі виконання нерівності

$$\frac{\pi^2 EI}{l^2} \leq P \leq \frac{4\pi^2 EI}{l^2},$$

стрижень втрачає стійкість, деформується та доторкається до стінки в одній точці. При

$$\frac{4\pi^2 EI}{l^2} \leq P,$$

почне утворюватися ділянка прилягання A_I-B_I (див. рисунок 4.4), про яку було згадано вище. За подальшого збільшення осьової сили, ділянка A_I-B_I втратить стійкість при

$$P = \frac{4\pi^2 EI}{l_2^2}. \quad (4.37)$$

Прирівнявши праві частини формул (4.36) та (4.37)

$$\frac{\pi^2 EI}{l_1^2} = \frac{4\pi^2 EI}{l_2^2},$$

отримаємо $2l_1 = l_2$. З іншого боку, згідно із рисунком 4.4, можемо записати

$$l_2 = l - 2l_1,$$

або

$$2l_1 = l - 2l_1,$$

звідки

$$l_1 = \frac{l}{4}. \quad (4.38)$$

Підставимо значення l_1 із рівності (4.38) у формулу (4.36). В результаті отримаємо:

$$P = \frac{16\pi^2 EI}{l^2}.$$

Отже, можемо стверджувати: при стискаючій силі

$$\frac{16\pi^2 EI}{l^2} \leq P,$$

ділянка A_1-B_1 втратить стійкість і стрижень займе положення, зображене на рисунку 4.5 [188].

Фактично стрижень AB довжиною l розділиться на три рівні частини (див. рисунок 4.5). Стосовно кожної із них можна використовувати вищенаведені міркування, прийнявши l'_1 замість l_1 та l'_2 замість l_2 . Відтак, при досягненні силою P величини, при якій $l'_2 = 2l'_1$, ділянка l'_2 втратить стійкість і середньою точкою доторкнеться до протилежної стінки свердловини. З теоретичної точки зору, за збільшення сили P цей процес може повторюватися нескінчену кількість разів. Загалом для деякої форми пружної рівноваги можемо записати

$$\frac{4\pi^2 EI(3^{i-1})^2}{l^2} \leq P \leq \frac{16\pi^2 EI(3^{i-1})^2}{l^2}, \quad (4.39)$$

де i – порядковий номер форми пружної рівноваги (тут вважаємо, що для форми пружної рівноваги на рисунку 4.4 $i=1$, на рисунку 4.5 – $i=2$).

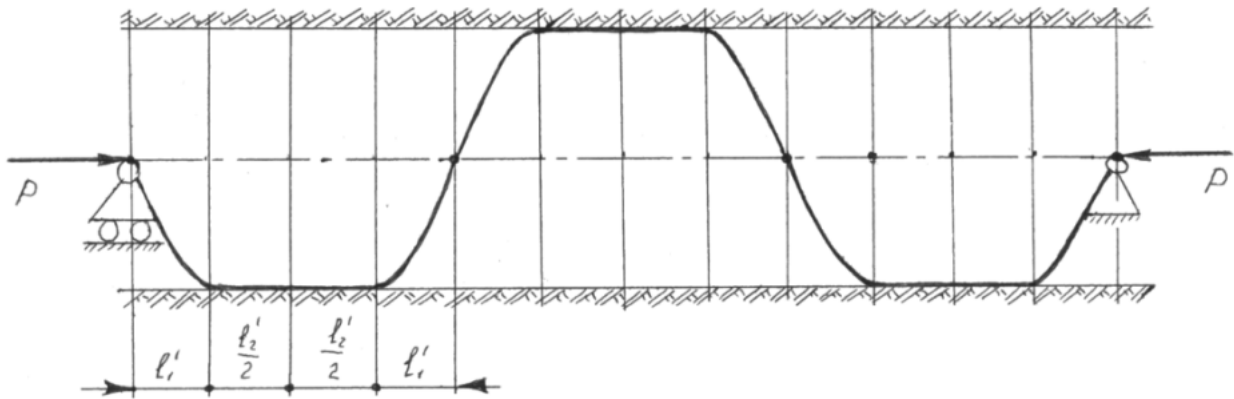


Рисунок 4.5 – Форма пружної осі стрижня при втраті стійкості ділянкою A_I-B_I

Таким чином, використовуючи нерівність (4.39), ми завжди можемо визначити, якої форми пружної рівноваги набуде стрижень довжиною l та жорсткістю EI під дією стискаючої сили P .

Визначимо, які нормальні напруження виникають в поперечному перерізі стрижня. Враховуючи, що $C_2 = 0$, рівняння (4.32) набуде вигляду

$$y_1(z_1) = C_1 \sin(kz_1) + \frac{R_A z_1}{P},$$

або, враховуючи вищевикладений матеріал,

$$y_1(z_1) = \frac{\Delta}{\pi} (\sin(kz_1) + kz_1). \quad (4.40)$$

Помноживши подвійну похідну від функції пружної осі (4.40) на жорсткість, отримаємо величину згинального моменту

$$M_1(z_1) = -\frac{EI \Delta k^2 \sin(kz_1)}{\pi}.$$

Тоді максимальне значення згинального моменту описуватиметься виразом

$$M_{max} = \frac{EI \Delta k^2}{\pi}.$$

Отже, максимальне нормальне напруження в стрижні можна визначити за формулою

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{M_{max} d}{2I_x}, \quad (4.41)$$

де A – площа поперечного перерізу;

d – зовнішній діаметр стрижня;

I_x – момент інерції поперечного перерізу.

Розглянемо приклад розрахунку. Вихідні дані отримано із роботи [189]. Отже, конструкція бурильного снаряду така: КНБК довжиною 7 м; сталеві бурильні труби діаметром 88,9 мм, довжиною 27 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 103 мм і довжиною 2904 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 147,3 мм і довжиною 3162 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 150 мм і довжиною 135 м; обважені сталеві бурильні труби УБТС діаметром 135 мм і довжиною 135 м. В свою чергу, свердловина складається із 5-ти ділянок від устя до вибою: 1 – вертикальна прямолінійна ділянка; 2 – перша

ділянка набору зенітного кута; 3 – нахилена прямолінійна ділянка; 4 – друга ділянка набору зенітного кута; 5 – горизонтальна прямолінійна ділянка.

Згідно із даними авторів [189], у горизонтальній прямолінійній ділянці свердловини знаходяться: КНБК довжиною 7 м; сталеві бурильні труби діаметром 88,9 мм та довжиною 27 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 103 мм і довжиною 2200 м.

Проаналізуємо стійкість та напружено-деформований стан легкосплавних бурильних труб. Для початку визначимо осьову силу, яка стискає секцію ЛБТПН. Для цього оцінимо сумарну силу розтягу, яку б створювала вся колона бурильних труб у підвішеному стані. В даному випадку

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4.$$

Тут Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 – відповідно сили розтягу, що створюються: секцією обважнених сталевих бурильних труб УБТС діаметром 135 мм і довжиною 135 м; секцією легкосплавних бурильних труб підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 150 мм і довжиною 135 м; секцією легкосплавних бурильних труб підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 147,3 мм і довжиною 1630 м; секцією легкосплавних бурильних труб підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 147,3 мм і довжиною 1262 м.

Для визначення сил розтягу використано формулу

$$Q_i = q_i l_i (\cos \alpha_i - \mu \sin \alpha_i), \quad (4.42)$$

де q_i – вага одиниці довжини труб відповідного типорозміру в буровому розчині;

l_i – довжина відповідної секції бурильних труб;

α_i – зенітний кут свердловини;

μ – коефіцієнт тертя між бурильною колоною та стінкою свердловини;

i – 1, 2, 3, 4.

Підставивши у формулу (4.42) відповідні величини для кожного типорозміру труб, взяті з робіт [189 – 191], отримаємо $Q_s = 638141 \text{ Н}$. Згідно із [189] навантаження на гаку становило 519 кН. Тому, осьова сила на долото рівна різниці цих величин і становить $P = 119141 \text{ Н}$.

З'ясуємо, яку форму пружної рівноваги має колона труб ЛБТПН діаметром 103 мм, скориставшись для розрахунку формулою (4.39). Отримаємо

$$99879 < 119141 < 399516,$$

при $i=6$. Отже, є підстава стверджувати, що за даних умов колона займатиме шосту форму пружної рівноваги.

Максимальні напруження стискання, які при цьому виникають, визначені за формулою (4.41), становлять 30,6 МПа.

4.2.2 Метод розрахунку із врахуванням ваги одиниці довжини

Нехай осьова сила S , що стискає бурильну колону в горизонтальному стовбурі свердловини, менша за деякі значення S_{c1} та S_{c2} . В такому випадку пружна вісь колони зберігатиме прямолінійну форму. Деформацію бурильної колони при подальшому збільшенні сили стиску, тобто коли $S_{c1} < S < S_{c2}$, розглянуто в роботі [192]. У випадку ж виконання умови $S_{c2} < S$, бурильна колона зазнаватиме хвилеподібної деформації одночасно контактуючи із нижньою та верхньою стінками стовбура свердловини (див. рисунок 4.6).

Оскільки можливість зміни осової сили вздовж хвилеподібної ділянки не враховано, то довжини хвиль приймемо однаковими, що, втім, відображає найбільш несприятливий варіант деформації.

Розглянемо розрахункову схему (див. рисунок 4.7) [15]. Як вже зазначалося, S – осьова стискаюча сила; $R_1, R_3, R_5, \dots, R_n$ – реакції нижньої частини стінки свердловини; $R_2, R_4, \dots, R_{n-1}$ – реакції верхньої частини стінки

свердловини; l – довжина півхвилі; Δ – максимально допустимий прогин пружної осі; $y_1(z_1), y_2(z_2), y_3(z_3), \dots, y_n(z_n)$ – функції пружних осей півхвиль.

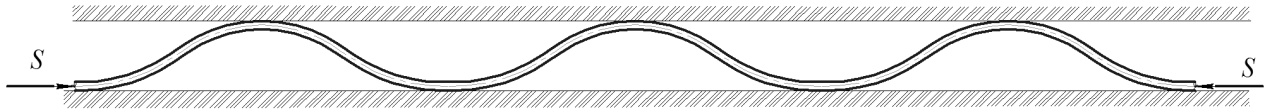


Рисунок 4.6 – Хвилеподібна форма пружної осі бурильної колони в горизонтальному стовбурі свердловини

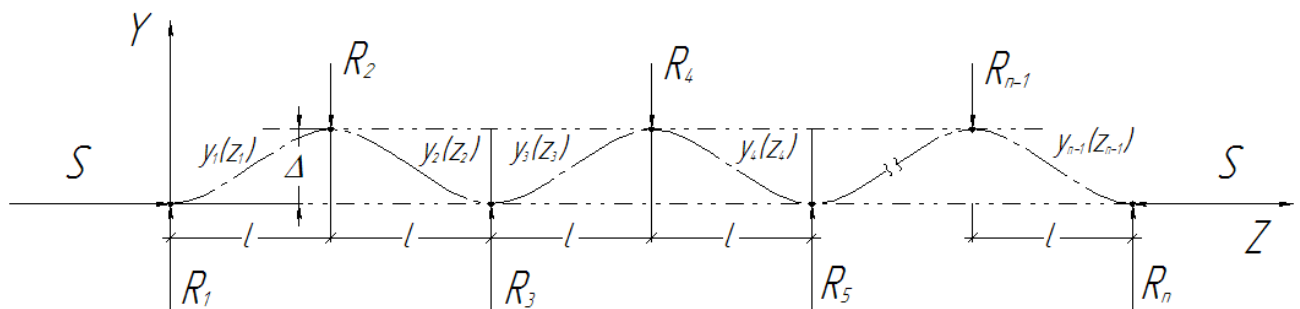


Рисунок 4.7 – Розрахункова схема стисненої бурильної колони

Для більш зручного представлення результатів розрахунків розглянемо одночасно дві хвилі (згідно із рисунком 4.7 першу та другу). Відтак, для моделювання бурильної колони використаємо вагому балку на 5-ти опорах, що зазнає стиску осьовою силою. Диференціальні рівняння пружної осі та їх розв'язки можна записати у вигляді (3.1) та (3.3) відповідно. Опираючись на (3.5), систему алгебраїчних рівнянь для визначення величин змінних інтегрування запишемо у вигляді

$$\begin{cases} y_1(0) = 0, y_1'(0) = 0, y_1(l) = \Delta, y_2(l) = \Delta, y_1'(l) = y_2'(l), EI_1 y_1''(l) = EI_2 y_2''(l), \\ y_2(2l) = 0, y_3(2l) = 0, y_2'(2l) = y_3'(2l), EI_2 y_2''(2l) = EI_3 y_3''(2l), \\ y_3(3l) = \Delta, y_4(3l) = \Delta, y_3'(3l) = y_4'(3l), \\ EI_3 y_3''(3l) = EI_4 y_4''(3l), y_4(4l) = 0, y_4'(4l) = 0. \end{cases} \quad (4.43)$$

Величина Δ (див. рисунок 4.7) розраховується за формулою

$$\Delta = D_b - d,$$

де D_b – діаметр свердловини;

d – зовнішній діаметр бурильної колони.

Довжину l визначимо виходячи із критерію мінімуму потенціальної енергії згину [193]:

$$U = \sum_{m=1}^4 \int_0^l \frac{M_m^2(z_m)}{2EI_x} dz_m, \quad (4.44)$$

де U – потенціальна енергія згину;

$M_m(z_m)$ – функції зміни згинального моменту.

Реакції згідно із рисунком 4.7 рівні

$$R_1 = EI_x y_1'''(0), \quad R_2 = EI_x y_2'''(l), \quad R_3 = EI_x y_3'''(2l), \quad R_4 = EI_x y_4'''(3l). \quad (4.45)$$

Тільки у випадку, якщо $R_1 > 0$, $R_3 > 0$ а $R_2 < 0$, $R_4 < 0$, має місце контакт бурильної колони із верхньою частиною стінки свердловини. Отже, формула для визначення нормальних напружень від згину в поперечному перерізі бурильних труб матиме вигляд

$$\sigma_m(z_m) = \frac{M_m(z_m)d}{2I_x}. \quad (4.46)$$

Проілюструємо розрахунок. Нехай у горизонтальній ділянці свердловини діаметром 152,4 мм зазнають стиску із силою 119141 Н легкосплавні бурильні труби ЛБТПН зовнішнім діаметром 103 мм, внутрішнім 85 мм і довжиною 2200 м [189].

Розрахунок за формулами (3.1), (3.3), (4.43) – (4.46) дає наступні результати: $l = 6,5 \text{ м}$; $R_1 = 975,6 \text{ Н}$; $R_2 = -389,6 \text{ Н}$; $R_3 = 975,6 \text{ Н}$ і т.д. Як бачимо, знаки, а, отже, і напрямки реакцій вказують на те, що має місце хвилеподібна деформація труб (див. рисунок 4.7). При цьому максимальна величина нормального напруження від згину в поперечному перерізі бурових труб становить 23,7 МПа.

Можливі значення довжин хвиль та відповідні їм нормальні напруження згину для цієї ж колони ЛБТПН за інших значень сили стиску наведено в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Результати розрахунку довжини хвилі та нормального напруження від згину в залежності від осової сили стиску

Осова сила стиску, кН	Довжина хвилі, м	Нормальне напруження від згину, МПа
250	6	97
200	11	24
150	12	24
100	14	24
50	не утвориться	0

Розглянемо зменшення осової сили від тертя колони об стінки свердловини в залежності від форми пружної осі. Згідно із розрахунком, довжина півхвилі становить 6,5 м, тобто довжина однієї хвилі 13 м. Враховуючи, що довжина горизонтальної ділянки 2200 м, можемо говорити про утворення 169-ти хвиль ($k = 169$). Відтак, маємо 169-ть реакцій із верхньою частиною стінки свердловини та 170-ть – із нижньою (див. рисунок 4.7). Отже, силу тертя, або як ще її часто називають силу опору переміщенню труб у свердловині, можна визначити за формулою

$$F_{fc} = \mu((k+1)|R_1| + k|R_2|). \quad (4.47)$$

В результаті розрахунку за рівністю (4.47) отримаємо $F_{fc}=46337,9$ Н. Якби пружна вісь колони такої ж довжини (2200 м) була прямолінійною, то для визначення сили тертя слід би було використовувати формулу

$$F_{fc} = \mu q l, \quad (4.48)$$

згідно із якою $F_{fc}=39670,4$ Н. Різниця складає 17 %.

Якщо, наприклад, розрахувати за рівністю (4.47) величину F_{fc} для сили стиску 150 кН, то отримаємо $F_{fc}=71881,2$ Н, що вже на 81 % перевищує величину отриману за формулою (4.48).

4.3 Висновки до розділу 4

Запропоновано метод оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони, що знаходиться як у прямолінійній, так і у криволінійній ділянці свердловини в місці утворення каверни (жолобу). В якості розрахункової, використано узагальнену математичну модель поздовжньо-поперечного згину в площині однорозмірної вагової балки на 4-х, 5-ти, 6-ти або 7-ми опорах.

Як показали обчислення, каверна (жолоб) у нахиленому прямолінійному стовбурі свердловини спричиняє в поперечному перерізі бурильних труб величину напружень від згину, співрозмірну із границею втомної міцності їх матеріалу. В той же час, наявність у криволінійному стовбурі свердловини каверни (жолобу) глибиною всього 10 см, збільшує нормальні напруження від згину в поперечному перерізі бурильної колони більше ніж на половину.

Проведено адаптацію моделі стиску невагомго стрижня в обмеженому просторі, запропонованої В.І. Феодосьєвим, до розрахунку деформацій і напружень у бурильній колоні, що знаходиться в горизонтальному

прямолінійному стовбурі свердловини. Перевагою даного методу є простота розрахунку, що дозволить застосовувати його безпосередньо на промислах.

Розроблено метод аналізу напружено-деформованого стану та сил притискання стисненої бурильної колони до стінок горизонтальної ділянки свердловини за використання узагальненої математичної моделі поздовжньо-поперечного згину в площині однорозмірної вагової балки на 5-ти опорах. Як свідчать результати розрахунку, величина осьової сили, що стискає бурильну колону в горизонтальному стовбурі свердловини, може бути більшою від критичної. В результаті пружна вісь колони набуватиме хвилеподібної форми від втрати стійкості. Це, в свою чергу, зумовлюватиме появу додаткових нормальних напружень від згину в поперечному перерізі бурильних труб. Також, розрахунковим шляхом встановлено, що форма пружної осі суттєво впливає і на величину сили опору переміщенню труб у свердловині. Так, обчислення показують, що при збільшенні осьової сили стиску труб від 50 до 150 кН, форма пружної осі колони змінюється із прямолінійної на хвилеподібну і, як наслідок, сила опору переміщенню труб у свердловині зростає майже у два рази.

РОЗДІЛ 5

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН КОЛОН БУРИЛЬНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ІЗ ПРОСТОРОВИМ ВИКРИВЛЕННЯМ ЇХ ПРУЖНОЇ ОСІ

Наявність ділянок із одночасною зміною як зенітного так і азимутального кутів та локальними перегинами осі є характерною ознакою похило-скерованих і горизонтальних свердловин.

Для аналізу напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб за таких умов, необхідне розроблення методів, що базуються на математичних моделях, які викладені у 3-му розділі даної роботи та ґрунтуються на положеннях механіки стрижнів.

5.1 Вплив локальних перегинів осі свердловини на напружено-деформований стан колон бурильних труб

Практика буріння свідчить, що у значної кількості свердловин присутні місця із різкою зміною як зенітного так і азимутального кутів, які фахівці ще називають локальними перегинами [194 – 198]. Тенденція та інтенсивність зміни кутів на таких ділянках не обов'язково відображає середню тенденцію та інтенсивність зміни зенітного кута та азимута свердловини. Отже, локальні перегини можуть бути як на умовно прямолінійних, так і на криволінійних ділянках свердловин.

Одними із перших це явище дослідили А. Лубінський та Г. Вудс. В роботі [199] автори наводять детальний опис причин утворення локальних перегинів. Серед основних А. Лубінський та Г. Вудс виділяють різку зміну навантаження на долото та властивостей гірських порід, зокрема відмінності у кутах падіння суміжних пластів (див. рисунок 5.1).

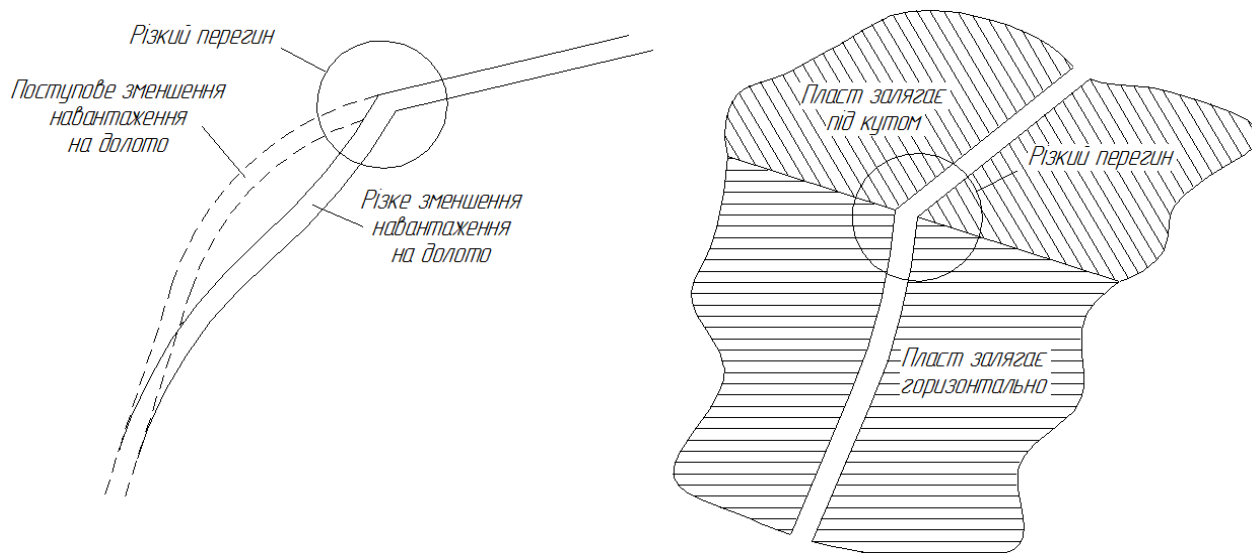


Рисунок 5.1 – Локальний перегин осі свердловини

Автори роботи [200] зазначають, що серед основних причин утворення локальних перегинів є, також, обертання компоновки низу бурильної колони навколо своєї деформованої осі.

Та, незалежно від умов виникнення, локальні перегини зумовлюють додаткову деформацію колони бурильних труб; спричиняють вдавлення з великою силою бурильних замків та тіла труб в стінку свердловини [199]. Це викликає збільшення величини нормальних напружень від згину в поперечному перерізі бурильної колони, швидке зношування бурильних замків та тіла труб, утворення жолобів в стінках свердловини, протирання обсадних колон, що може призвести до передчасного їх зминання під час експлуатації [199]. Крім того, локальні перегини можуть створювати труднощі також і при глибинонасосному видобуванні вуглеводів [199].

Для боротьби із вищенаведеними ускладненнями, автори цієї ж роботи [199] рекомендують не допускати наявності у вертикальних та похило-скерованих свердловинах зміни просторового кута з інтенсивністю більшою ніж $1,65^{\circ}/10$ м. Проте, як зазначають А. Лубінський та Г. Вудс, допустима інтенсивність викривлення локального перегину залежить від відстані між місцем перегину та вибоєм свердловини; діаметрів свердловини, бурильних,

обсадних, насосно-компресорних труб та штанг [199]. Вплив цих факторів на максимально допустиму інтенсивність викривлення локального перегину буде більш зрозумілим після додаткових теоретичних досліджень та накопичення промислових даних [199].

Отже, задачу можна сформулювати наступним чином: визначення аналітичним та експериментальним шляхом напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони, яка перебуває у просторово викривленому інтервалі свердловини із змінною інтенсивністю збільшення або зменшення просторового кута.

5.1.1 Аналітичний метод дослідження

Як вже зазначалося, ефективним шляхом вирішення поставленої задачі є положення механіки стрижнів, тому пружну рівновагу ділянки бурильної колони проаналізуємо за допомогою системи диференціальних рівнянь (3.16) – (3.28) [12, 26, 27]. Для її розв'язку використано наступну систему граничних умов

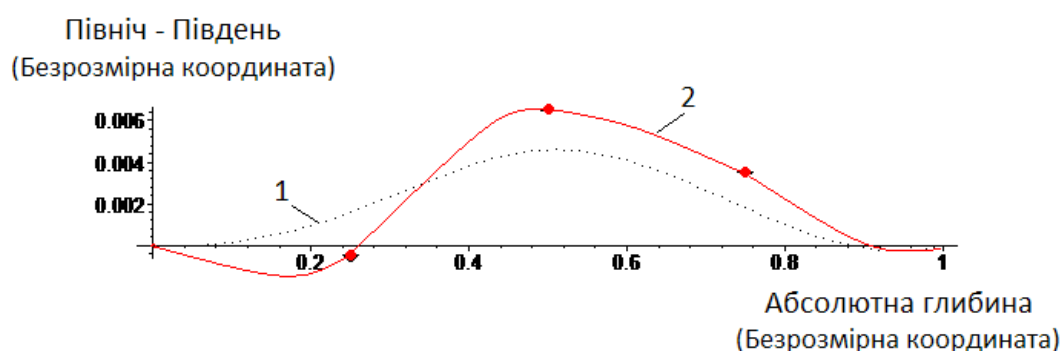
$$\begin{aligned} u_1(0) &= 0, \quad u_2(0) = 0, \quad u_3(0) = 0, \\ \vartheta_1(0) &= 0, \quad \vartheta_2(0) = -\alpha_{n(0)}^{Oxz}, \quad \vartheta_3(0) = \alpha_{n(0)}^{Oxy}, \\ Q_1(1) &= P_1^{(1)}, \quad u_2(1) = 0, \quad u_3(1) = 0, \\ M_1(1) &= T_1^{(1)}, \quad \vartheta_2(1) = -\alpha_{n(1)}^{Oxz}, \quad \vartheta_3(1) = \alpha_{n(1)}^{Oxy}. \end{aligned}$$

Величини сили $P_I^{(l)}$ та моменту $T_I^{(l)}$ рівні відповідно осьовому зусиллю та обертовому моменту, які навантажують ділянку бурильної колони, що підлягає аналізу. Сили $P_{x2}^{(1)}, P_{x2}^{(2)}, P_{x2}^{(3)}, \dots, P_{x2}^{(n)}, P_{x3}^{(1)}, P_{x3}^{(2)}, P_{x3}^{(3)}, \dots, P_{x3}^{(n)}$ визначаються згідно із розробленим у підрозділі 3.4 алгоритмом, який практично реалізовано чисельним методом.

Проілюструємо розрахунки на основі результатів інклінометричних та профілетричних досліджень свердловини № 10 Одеського родовища, де на

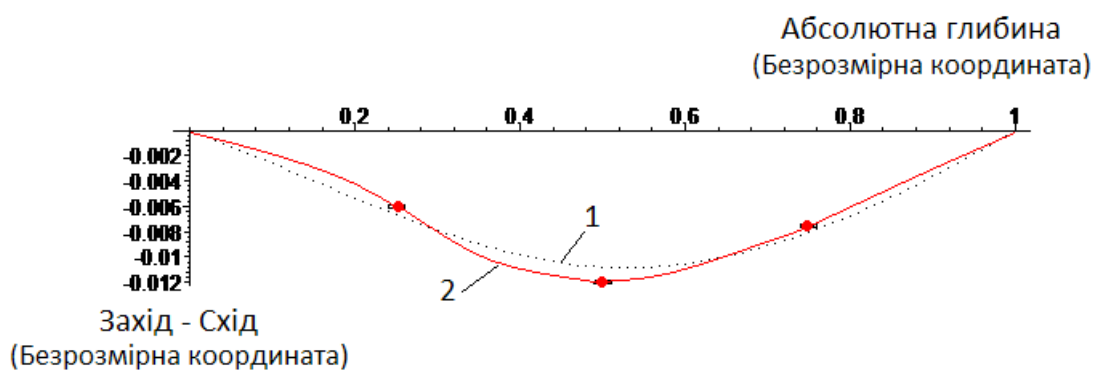
криволінійному інтервалі глибин 990 – 1065 м виявлено ділянку з локальним перегином, на якому відбувається різка зміна як zenітного так і азимутального кутів. Проаналізуємо напружено-деформований стан бурильної колони зовнішнім діаметром 127 мм та внутрішнім діаметром 111 мм в цій ділянці. Діаметр свердловини в місті локального перегину становить 219 мм.

Використовуючи запропонований в підрозділах 3.2 – 3.4 алгоритм, отримано функцію пружної осі бурильної колони. Її проекції на площини X_1OX_2 , X_1OX_3 та X_2OX_3 зображені відповідно на рисунках 5.2, 5.3 та 5.4



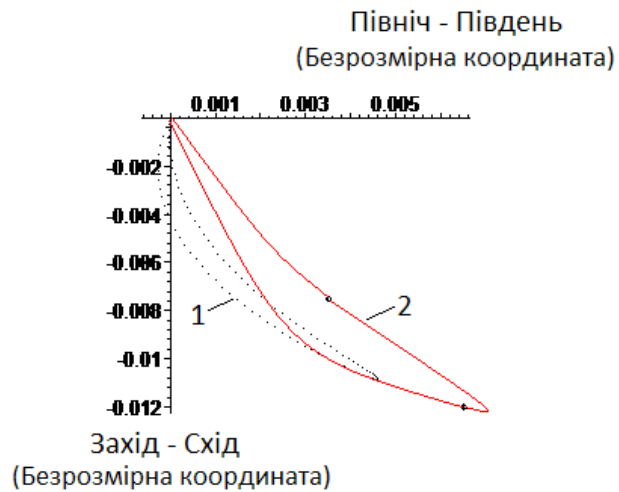
1 – пружна вісь бурильної колони; 2 – вісь свердловини

Рисунок 5.2 – Проекція на площину X_1OX_2 пружної осі бурильної колони в локальному перегині свердловини № 10 Одеського родовища



1 – пружна вісь бурильної колони; 2 – вісь свердловини

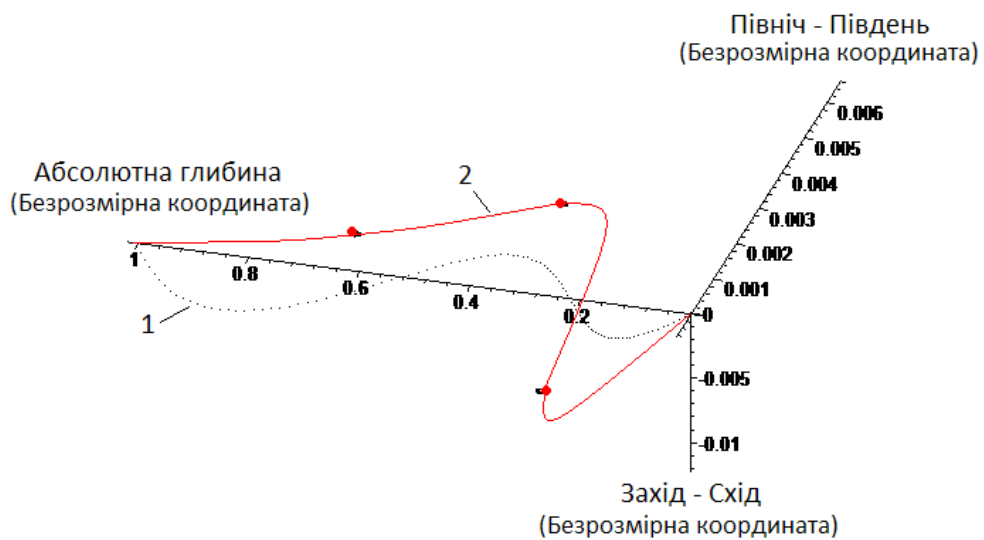
Рисунок 5.3 – Проекція на площину X_1OX_3 пружної осі бурильної колони в локальному перегині свердловини № 10 Одеського родовища



1 – пружна вісь бурильної колони; 2 – вісь свердловини

Рисунок 5.4 – Проекція на площину X_2OX_3 пружної осі бурильної колони в локальному перегині свердловини № 10 Одеського родовища

Вигляд пружної осі бурильної колони у тривимірній системі координат подано на рисунку 5.5.



1 – пружна вісь бурильної колони; 2 – вісь свердловини

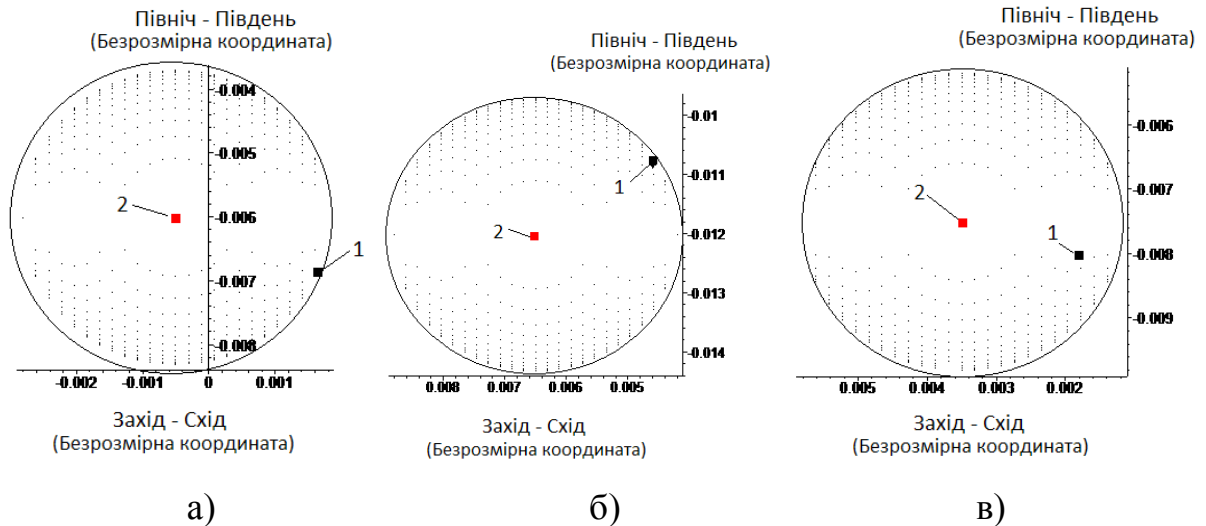
Рисунок 5.5 – Пружна вісь бурильної колони у тривимірній системі координат

При цьому кількість, величини та криволінійні координати сил, які відображають реакції стінок свердловини, наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Величини та криволінійні координати сил, які відображають реакції стінок свердловини

	Сили паралельні осі x_2 (Захід – Схід)			Сили паралельні осі x_3 (Північ – Південь)		
	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75
Безрозмірні криволінійні координати точок прикладання сил						
Величини сил, Н	-2700	5000	0	0	-1850	0

Положення точки перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильної колони зображено на рисунку 5.6.



а) – поперечний переріз свердловини № 1; б) – поперечний переріз свердловини № 2; в) – поперечний переріз свердловини № 3

1 – точка перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильних труб; 2 – точка, через яку проходить вісь свердловини

Рисунок 5.6 – Положення точки перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильних труб

Довжина гнучкого стрижня, яка задовольняла критерію мінімуму потенціальної енергії згину одиниці довжини, при розрахунку становила 19 м.

Графіки зміни нормальних напружень від згину в поперечному перерізі бурильної колони навколо його головних осей інерції наведено на рисунку 5.7.

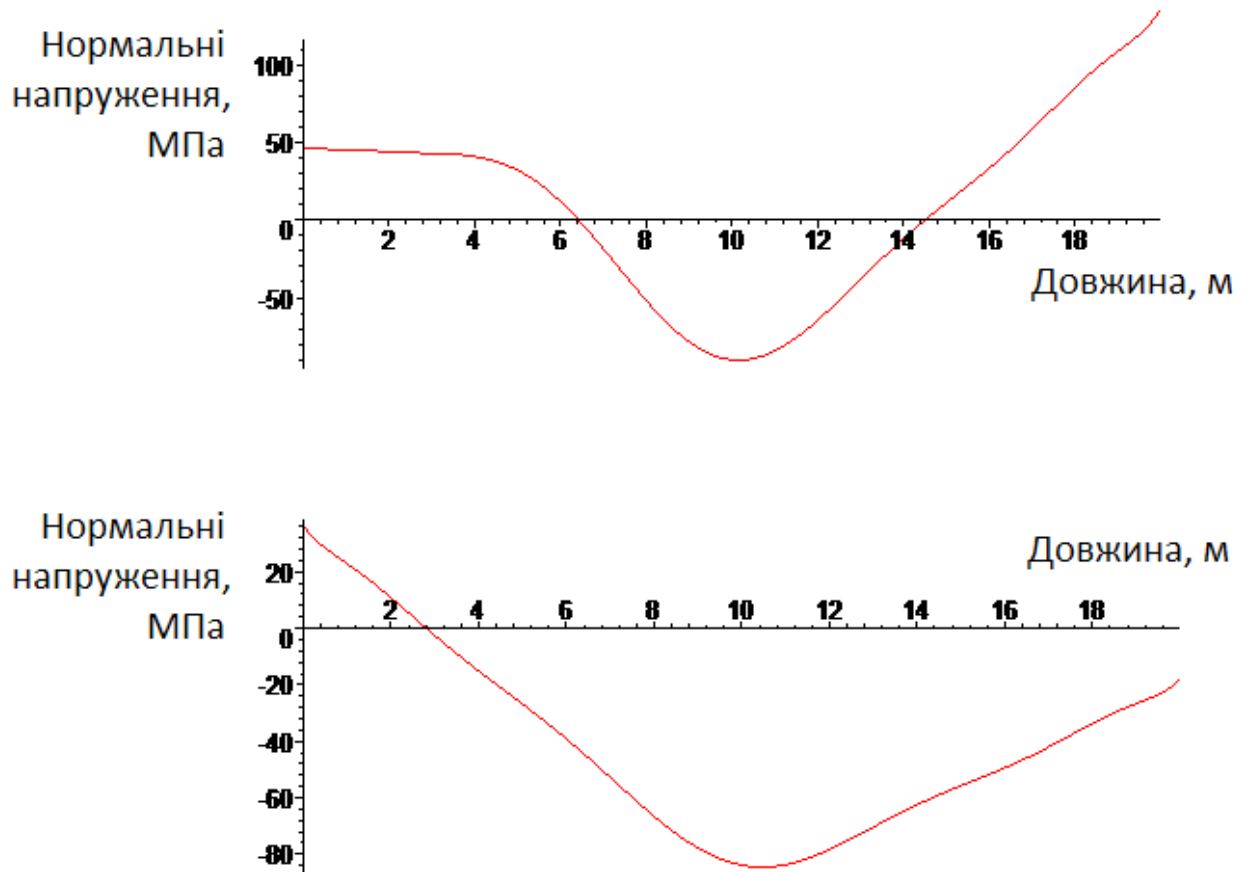


Рисунок 5.7 – Графіки зміни нормальних напружень від згину навколо головних осей інерції поперечного перерізу бурильних труб

Отже, можемо відзначити, що локальний перегин, зафіксований в розглянутій свердловині, буде зумовлювати максимальні напруження від згину в поперечному перерізі бурильних труб рівні понад 100 МПа. При цьому максимальне нормальне напруження по середині ділянки бурильної колони становить приблизно 90 МПа.

5.1.2 Експериментальний метод дослідження

Як було зазначено, фізичне моделювання зовнішніх навантажень, напружень і деформацій бурильної колони в криволінійному стовбурі свердловини дозволяє уникнути ряду методичних труднощів, пов'язаних із використанням теоретичних підходів.

Тож, використовуючи критерії подібності (2.20), експериментальний стенд, описаний у підрозділі 2.1, результати інклінометричного та профілеметричного досліджень, проведено моделювання напружено-деформованого стану колони бурильних труб ТБПК 127 при її роботі у свердловині № 10 Одеського родовища.

Геометричні та фізичні характеристики трубної колони та відповідної їй моделі подано в таблиці 5.2.

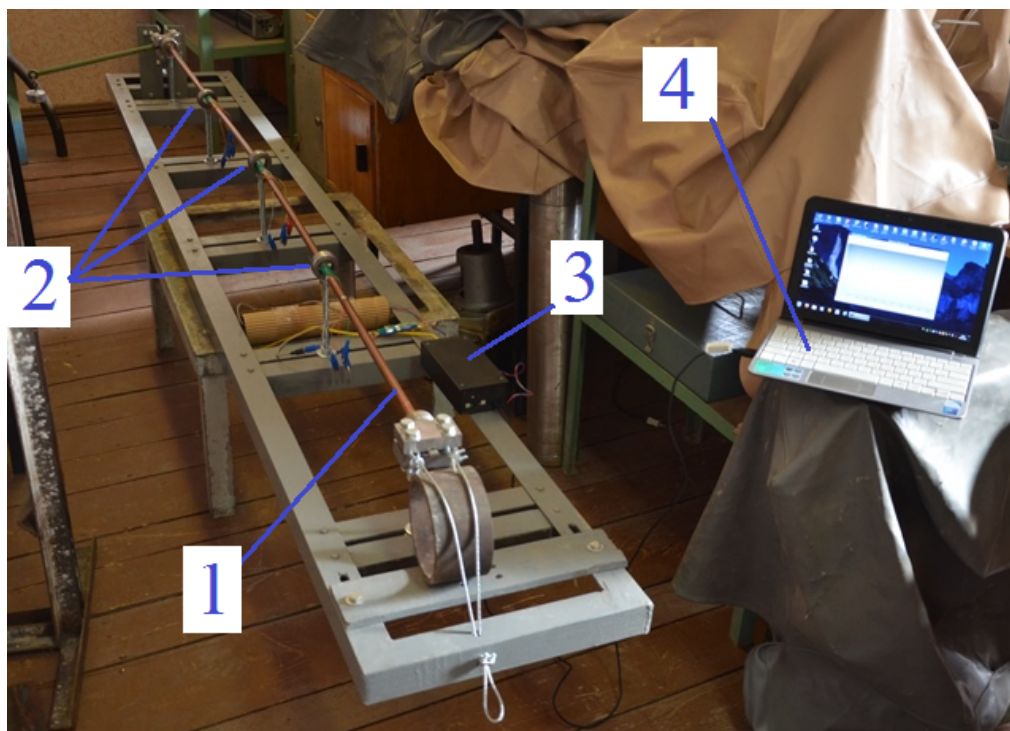
Таблиця 5.2 – Розміри бурильної труби ТБПК 127 та відповідної їй моделі

Назва параметру	Значення параметру	
	натурний об'єкт (стальна бурильна труба ТБПК 127)	модель (мідна трубка)
Зовнішній діаметр, м	0,127	0,015
Внутрішній діаметр, м	0,111	0,013
Модуль пружності першого роду, Нм ²	$2,1 \cdot 10^{11}$	$1,1 \cdot 10^{11}$
Момент інерції поперечного перерізу, м ⁴	$0,53 \cdot 10^{-5}$	$0,11 \cdot 10^{-8}$
Вага одиниці довжини, Н/м	230,3	3,9 [14,9]

Варто відзначити, що вага одиниці довжини мідної трубки, вказана у квадратних дужках таблиці 5.2, наводиться з урахуванням обважнювача, в якості якого використано суміш залізної (88 %) та свинцевої (12 %) стружок.

При цьому внутрішній діаметр кільця імітатора стінки свердловини становив 26 мм.

Загальний вигляд експериментального стенду разом із фото навантажувального та опорного вузлів подано на рисунках 5.8 та 5.9.

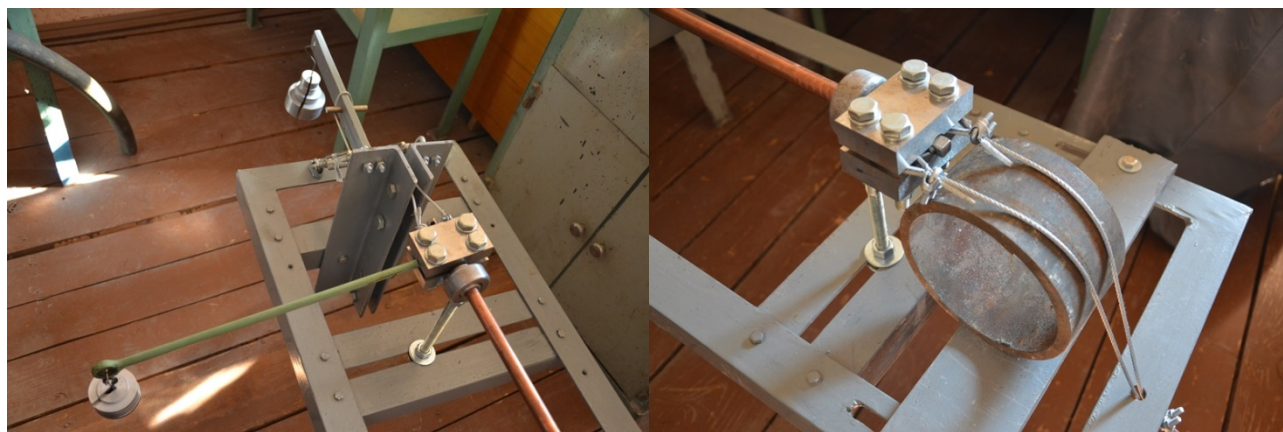


1 – модель трубної колони; 2 – імітатори стінки свердловини; 3 – аналого-цифровий перетворювач; 4 – персональний комп'ютер

Рисунок 5.8 – Загальний вигляд експериментального стенду

Лабораторні дослідження проводилися наступним чином. Спочатку імітатори стінки свердловини 4 (див. рисунок 2.1) було виставлено відносно шасі 1 у відповідності до інклінометричних показників свердловини № 10 Одеського родовища. Для перерахування мір довжини між натурною свердловиною та її моделлю було використано першу із залежностей (2.20).

Визначення величин осьової сили та крутного моменту, які навантажують модель трубної колони, проводилося за другою та третьою зі формул (2.20).



а)

б)

а) – навантажувальний вузол; б) – опорний вузол

Рисунок 5.9 – Окремі вузли експериментального стенду

Далі, модель трубної колони 6 (див. рисунок 2.1) змонтовано таким чином, щоб вона проходила через отвори імітаторів стінки свердловини 4 та зафіксовано так, щоб пряма, яка проходить через вісь моделі трубної колони та вісь симетрії тензодавачів із індексом «а» (наприклад 15а згідно із рисунком 2.2) була перпендикулярна до площини шасі 1.

Наступним кроком, по чергово здійснено вимірювання напруги на всіх 12-ти тензодавачах, що наклеєні на модель трубної колони (по чотири біля кожного імітатора стінки свердловини).

Далі модель трубної колони було повернуто на кут 90 градусів і зафіксовано. В результаті тензодавачі із індексом «а» опинилися в положенні, яке перед цим займали тензодавачі з індексом «г». В свою чергу, тензодавачі «б» опинилися в положенні, яке перед цим займали тензодавачі «а». Знову здійснено вимірювання напруги на всіх тензодавачах.

Загалом було здійснено чотири оберти по 90 градусів. Це дозволяє здійснити вимірювання в кожній підконтрольній точці по чотири рази і уникнути ефекту релаксації напружень на поверхні моделі трубної колони.

Приклад вікна програми для зчитування даних з аналого-цифрового перетворювача у положенні тензодавача «2а» (вимір. №1) подано на рисунку 5.10.

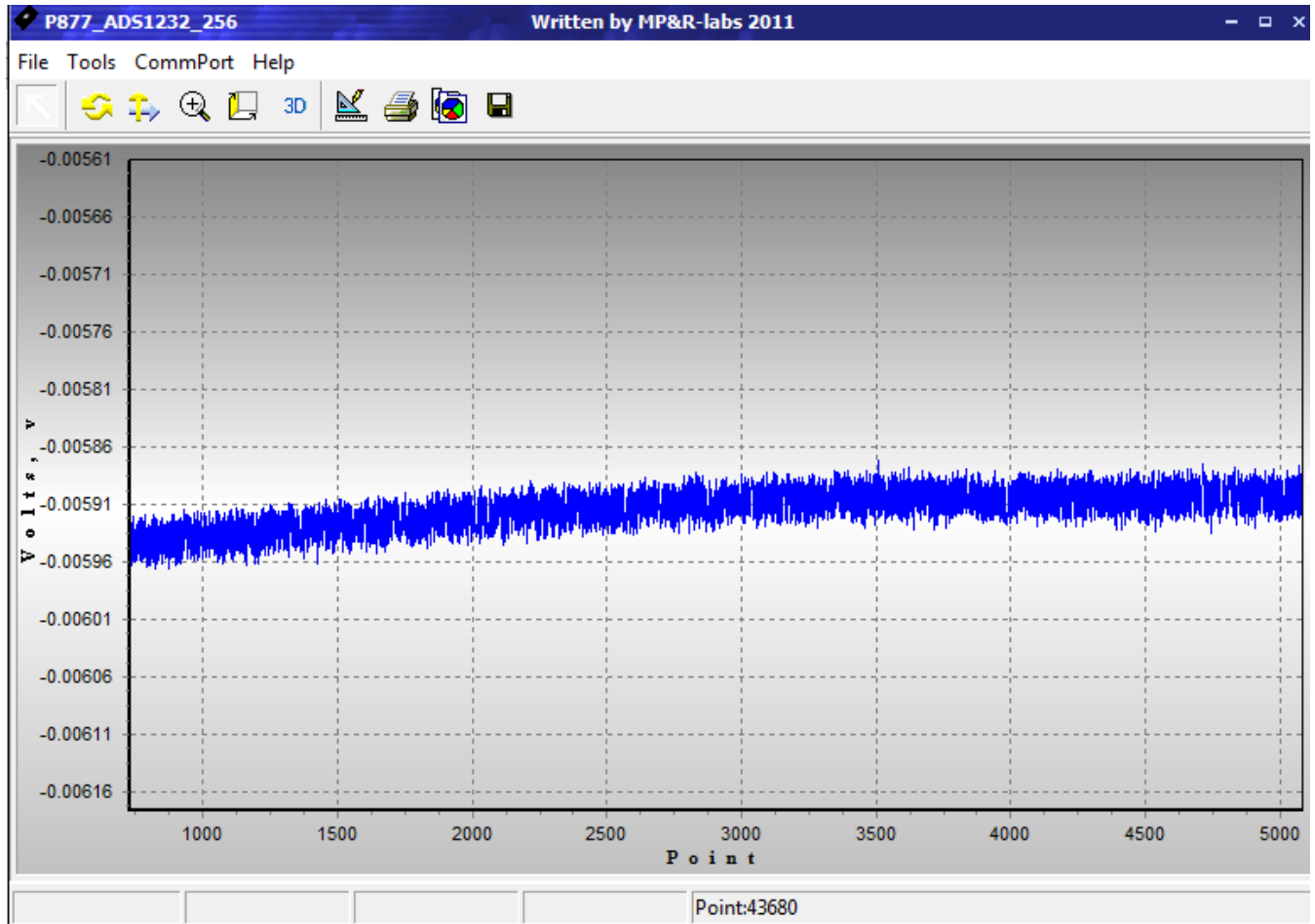


Рисунок 5.10 – Скріншот програми із результатами зчитування АЦП під час вимірювань № 1 тензодавача в положенні «2а»

Результати експериментальних досліджень для тензодавачів, які зазнавали розтягу, подано у таблиці 5.3.

Визначимо величини розрахункових критеріїв Діксона (r_{10} згідно із пунктом 2.1.1) для крайніх значень варіаційних рядів, які сформовані з результатів 4-х вимірювань для кожного положення тензодавача. Результати обчислень зазначено в таблиці 5.4.

Таблиця 5.3 – Результати вимірювання напруги на тензодавачах моделі трубної колони

Положення тензодавача	Напруга, $B \times 10^{-2}$				
	Вимір. №1	Вимір. №2	Вимір. №3	Вимір. №4	Середнє значення
1 в	-0,626	-0,592	-0,558	-0,461	-0,559
2 а	-0,589	-0,674	-0,576	-0,661	-0,625
3 в	-0,522	-0,590	-0,613	-0,579	-0,576
1 б	-0,588	-0,594	-0,544	-0,522	-0,562
2 б	-0,660	-0,595	-0,548	-0,648	-0,613
3 б	-0,599	-0,544	-0,764	-0,624	-0,633

Таблиця 5.4 – Величини розрахункових критеріїв Діксона

Положення тензодавача	Крайні ліві значення, r_{10}	Крайні праві значення, r_{10}
1 в	0,588	0,206
2 а	0,133	0,133
3 в	0,626	0,253
1 б	0,306	0,083
2 б	0,420	0,107
3 б	0,250	0,636

Порівнюючи значення r_{10} згідно із таблицею 5.4 із критичними величинами, що наведені у [180] і взяті для обсягу вибірки $n = 4$ за довірчих ймовірностей 0,9; 0,95; 0,99 та 0,995, можемо стверджувати, що виміри, які можна кваліфікувати як *промахи* в даному експерименті відсутні.

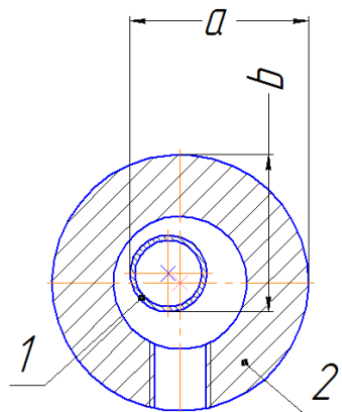
Тож, використовуючи середні значення напруг з таблиці 5.3 та функціональну залежність (2.28), розраховано напруження, що виникають на поверхні моделі трубної колони. Далі, згідно із четвертою формулою (2.20),

визначено величини напружень, які би виникали у натурній бурильній колоні. Результати розрахунків занесені в таблицю 5.5.

Таблиця 5.5 – Результати розрахунку нормальних напружень від згину на моделі та відповідній їй натурній бурильній колоні

Положення тензодавача	Середнє значення напруги, $B \times 10^{-2}$	Напруження на поверхні моделі, бур. колони, МПа	Напруження на поверхні бур. колони, МПа
1 в	-0,559	29,6	54,1
2 а	-0,625	70,2	128,1
3 в	-0,576	40,1	73,2
1 б	-0,562	31,5	57,5
2 б	-0,613	62,8	114,7
3 б	-0,633	74,9	136,8

Далі розглянемо деформацію моделі трубної колони, отриману в процесі проведення лабораторного експерименту (див. рисунок 5.11).



1 – поперечний переріз моделі трубної колони; 2 – поперечний переріз імітатора стінки свердловини

Рисунок 5.11 – Вимірювання взаємного розташування поперечних перерізів моделі трубної колони та імітаторів стінки свердловини

Зокрема, детальніше проаналізуємо взаємне положення мідної трубки та внутрішньої поверхні імітатора у трьох досліджуваних точках. Для встановлення точного розташування моделі трубної колони проведено вимірювання штангенциркулем розмірів «а» та «b» біля кожного із імітаторів (див. рисунок 5.11). Вимірювання кожного розміру проведено 4-ри рази так само, як здійснювалося зчитування даних із тензодавачів. Результати експерименту занесені у таблицю 5.6.

Таблиця 5.6 – Результати вимірювання розмірів «а» та «b» згідно із
рисунок 5.11

Розмір	Довжина, мм				
	Вимір. №1	Вимір. №2	Вимір. №3	Вимір. №4	Середнє значення
«а», іміт. №1	37,3	35,7	35,9	36,4	36,3
«b», іміт. №1	29,5	29,4	29,8	30,1	29,7
«а», іміт. №2	30,6	30,0	30,3	30,7	30,4
«b», іміт. №2	37,0	37,8	37,9	38,1	37,7
«а», іміт. №3	30,5	29,4	29,1	29,0	29,5
«b», іміт. №3	32,4	31,3	32,7	33,6	32,5

По аналогії до результатів вимірювань наведених в таблиці 5.3, проведемо математичне оброблення даних із таблиці 5.6. Відтак, розрахункові значення критеріїв Діксона наведені в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Величини розрахункових критеріїв Діксона

Положення тензодавача	Крайні ліві значення, r_{10}	Крайні праві значення, r_{10}
1	2	3
1 в	0,125	0,563

Продовження таблиці 5.7

1	2	3
2 а	0,143	0,429
3 в	0,429	0,143
1 б	0,727	0,182
2 б	0,067	0,733
3 б	0,478	0,391

Усі значення критеріїв Діксона r_{10} менші критичних величин для вибірки обсягом $n = 4$ за довірчих ймовірностей 0,95; 0,99 та 0,995 [180]. Отже, серед вимірних значень *промахи* відсутні.

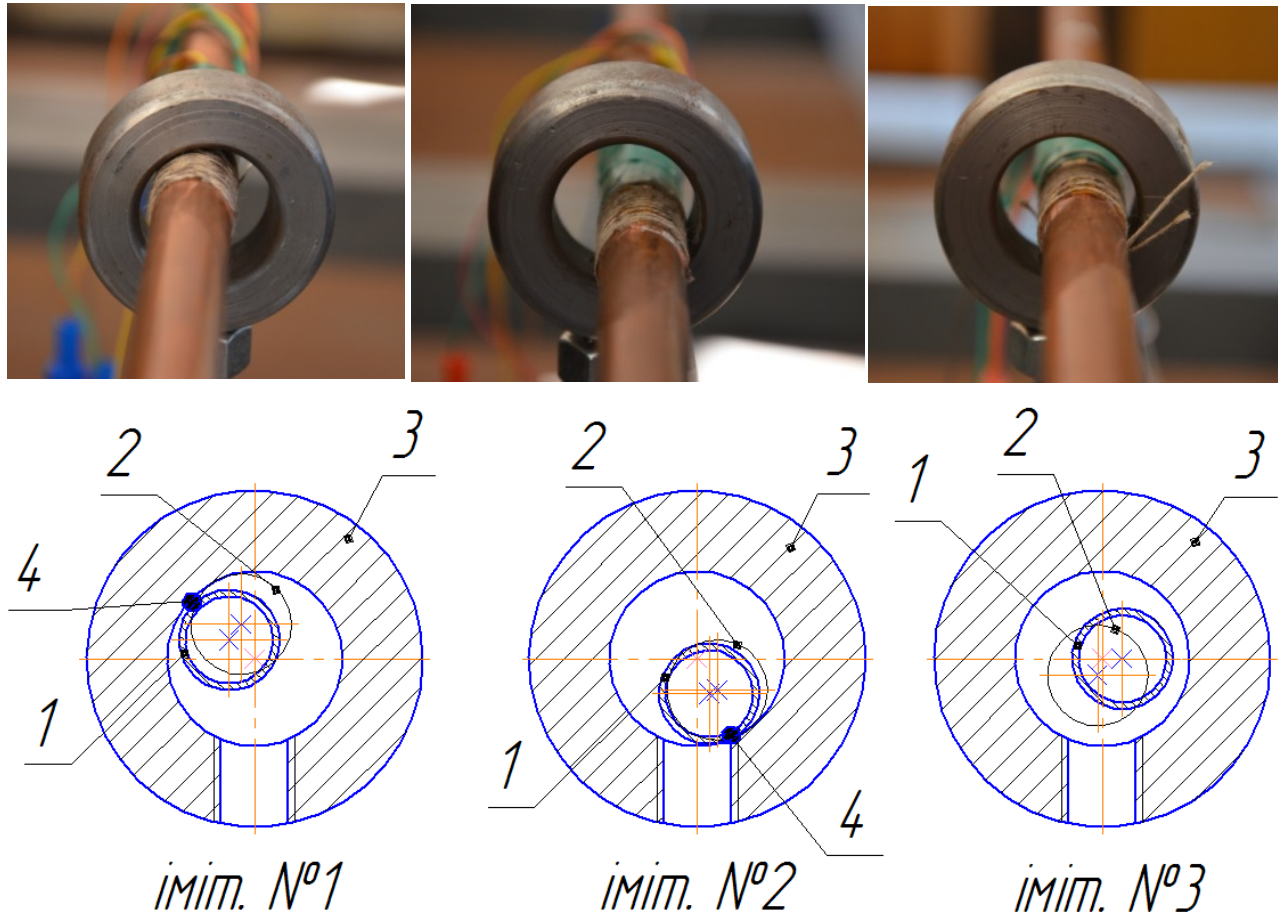
Взаємне розташування моделі бурильної колони та імітаторів стінки свердловини відображено на рисунку 5.12. Додатково, для візуального порівняння, подано положення поперечного перерізу трубної колони, отримане аналітичним шляхом з використанням методу поданого в підрозділах 3.2 – 3.4.

Порівняємо результати дослідження напруженого стану бурильної колони у локальному перегині свердловини № 10 Одеського родовища отримані експериментальним і теоретичним методами.

Розглянемо площину, в якій змінюється zenітний кут. Як видно із таблиці 5.5, максимальне напруження від згину по середині бурильної колони отримане за допомогою лабораторного експерименту становить 128,1 МПа. В той же час, результат теоретичних розрахунків рівний 90 МПа.

Далі проаналізуємо деформацію бурильної колони у локальному перегині свердловини № 10 Одеського родовища отриману експериментальним та теоретичним методами (див. рисунок 5.12). Як бачимо, в якісному аспекті результати лабораторних досліджень та теоретичних розрахунків співпадають. У всіх трьох випадках перерізи бурильної колони, отримані лабораторним та експериментальним методами, лежать в однакових чвертях: імітатор № 1 – 2-га чверть; імітатор № 2 – 4-та чверть; імітатор № 3 – 4-та чверть. Причому, за встановленого розташування імітаторів, модель бурильної колони контактує

тільки із 1-м та 2-м. Аналогічний результат отримано і при теоретичних розрахунках (див. рисунок 5.6). Реакція на 3-му імітаторі рівна нулю, а це означає, що на ньому контакт відсутній.



1 – поперечний переріз моделі бурильної колони; 2 – контур поперечного перерізу бурильної колони отриманий аналітичним шляхом; 3 – поперечний переріз імітатора стінки свердловини; 4 – точка контакту між моделлю бурильної колони та імітатором

Рисунок 5.12 – Взаємне розташування поперечних перерізів моделі бурильної колони та імітаторів стінки свердловини

Для кількісної оцінки відхилення між експериментальними та теоретичними результатами відзначимо, що відстань між центрами перерізів 1

та 2 (див. рисунок 5.12) при їх максимально можливому відхиленні один від одного може становити 11 мм. Цю величину і приймемо за 100 %. Мінімально можлива відстань становить 0 мм, або 0 %. В той же час фактичні відхилення між центами вказаних перерізів становили 2,9 мм; 1,3 мм та 4,5 мм для кожного із імітаторів відповідно. Загалом відмінність між експериментальними та теоретичними результатами рівна 26 %.

Для порівняння, визначимо напруження від згину в цій же ділянці свердловини не враховуючи наявність локального перегину. Із результатів інклінометричних досліджень маємо наступне: довжина криволінійного інтервалу $l_c = 180$ м; зенітний та азимутальний кути на початку інтервалу $\alpha_s = 0^\circ$, $\gamma_s = 24^\circ$; зенітний та азимутальний кути в кінці інтервалу $\alpha_e = 65^\circ$, $\gamma_e = 120^\circ$. Для розрахунку напружень скористаємося залежностями, які наведені в роботі [201]. Отже, зміна просторового кута дорівнює

$$\Delta Q = \frac{180^\circ}{\pi} (\cos \alpha_s \cos \alpha_e + \sin \alpha_s \sin \alpha_e \sin(\gamma_e - \gamma_s)), \quad \Delta Q = 24^\circ.$$

Радіус викривлення свердловини розрахуємо за формулою

$$R = \frac{57,3 l_c}{\Delta Q}, \quad R = 429,8 \text{ м.}$$

Відтак, напруження від згину в поперечному перерізі бурильної колони

$$\sigma_{32} = \frac{E d}{2 R}, \quad \sigma_{32} = 0,31 \cdot 10^8 \text{ Па} = 31 \text{ МПа.} \quad (5.1)$$

Як бачимо, напруження в поперечному перерізі бурильної колони визначені за формулою (5.1) без врахування локального перегину осі свердловини від 3-х до 4-х разів менші порівняно із величинами, які одержані

згідно із розробленими теоретичним та експериментальним методами. Отже, можна зробити висновок, що запропоновані в роботі підходи дають схожий результат і підтверджують тезу про те, що локальний перегин осі свердловини може суттєво збільшувати напруження від згину, порівняно із величинами отриманими загальноприйнятими методами розрахунку.

5.2 Напружено-деформований стан пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурових труб, що знаходиться у криволінійній ділянці свердловини

Промислові випробування розробленого пристрою проведено у Стрийському відділенні бурових робіт на свердловині Орховичі № 31 (див. додаток Е), де на інтервалі 1574 м – 2020 м була пробурена криволінійна ділянка з метою переходу від умовно вертикального стовбуру до горизонтального. Результати оброблення інклінометрії свердловини подано в таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 – Результати оброблення інклінометрії свердловини Орховичі № 31

Показник	Значення
1	2
Зенітний кут на початку криволінійної ділянки, град	1
Зенітний кут на закінченні криволінійної ділянки, град	81
Азимутальний кут на початку криволінійної ділянки, град	115
Азимутальний кут на закінченні криволінійної ділянки, град	115
Довжина криволінійної ділянки, м	445
Інтенсивність викривлення по зенітному куту, град./10 м	1,8

Продовження таблиці 5.8

1	2
Інтенсивність викривлення по азимутальному куту, град./10 м	0
Просторова інтенсивність викривлення, град./10 м	1,8

Прилад було включено до бурильної колони, опущено в криволінійну ділянку та проведено випробування. Конструкція колони була наступною: долото Ø 215,9 мм; гвинтовий вибійний двигун TomaHawk 6 ¾ (Ø 172 мм); пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб; телесистема «ГУОБІТ-С-42М1БГк/172. Основні технологічні параметри процесу буріння подано в додатку Е. Опісля, всі операції проведено у зворотному порядку. Після розбирання пристрою, внутрішній аналого-цифровий перетворювач під'єднано до персонального комп'ютера та зчитано вихідний сигнал (див. рисунок 5.13).

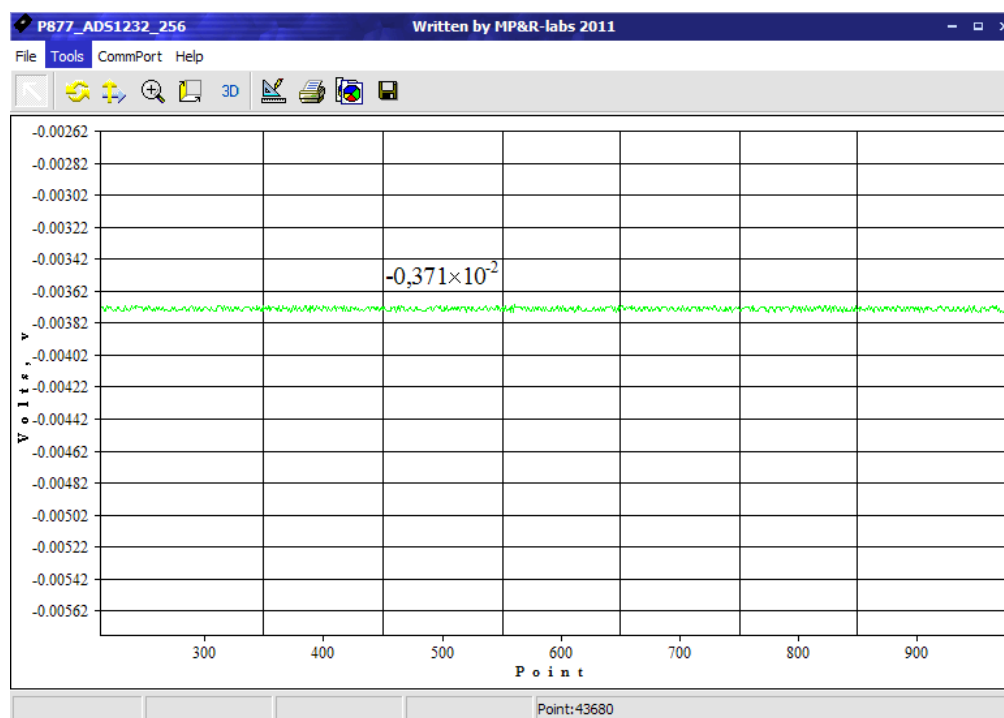
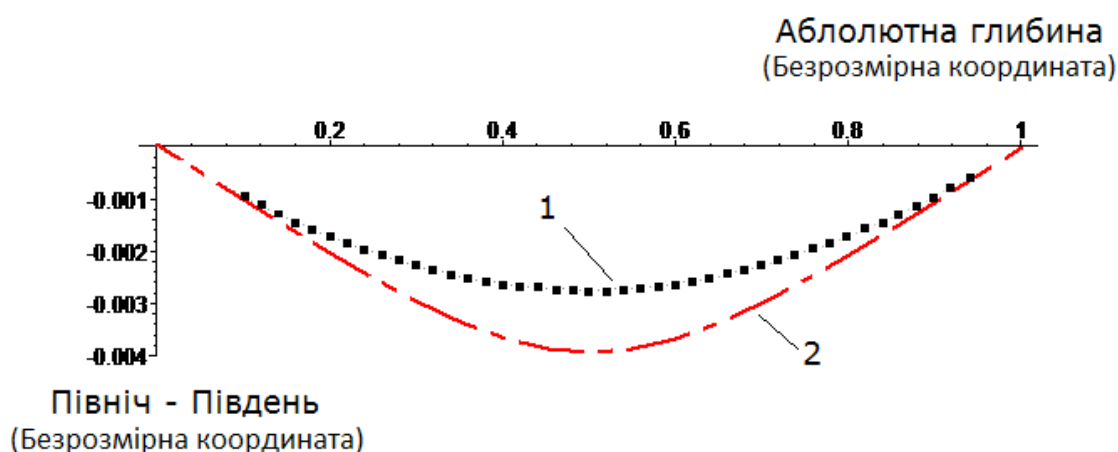


Рисунок 5.13 – Скріншот програми із результатами зчитування АЦП під час промислового експерименту

В результаті оброблення сигналу отримано середню напругу $-0,371 \times 10^{-2}$ В. Підставивши дану напругу у рівняння (2.50), розраховали напруження, яке виникало у вимірювальних пластинах: 115 МПа. Далі, згідно із формулою (2.46), було визначено величину згинального моменту, який діяв у корпусі пристрою під час промислових випробувань: 15114 Н. А, відтак, пораховано нормальне напруження від згину, яке становило 42,6 МПа.

З метою порівняльного аналізу представляє інтерес оцінка напружено-деформованого стану вказаного пристрою аналітичним методом, запропонованим у підрозділах 3.2 – 3.4.

Отримана теоретичним шляхом функція пружної осі бурильної колони із включеним до її складу пристроєм має вигляд представлений на рисунку 5.14.



1 – пружна вісь бурильної колони; 2 – вісь свердловини

Рисунок 5.14 – Проекція пружної осі бурильної колони із включеним до її складу пристроєм

На рисунку 5.14 наведено тільки одну проекцію, оскільки, згідно із інклінометричними дослідженнями свердловини Орховичі № 31, на криволінійній ділянці відбувалася зміна тільки зенітного кута. Значення

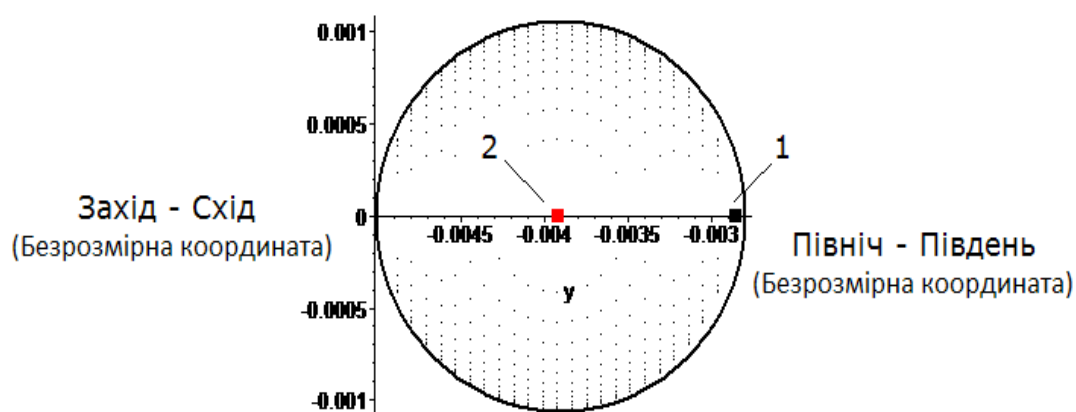
азимутального – залишалося незмінним. Отже, можна вважати, що вісь свердловини лежить в одній площині.

Кількість, величини та криволінійні координати сил, які відображають реакції стінок свердловини наведено в таблиці 5.9.

Таблиця 5.9 – Величини та криволінійні координати сил, які відображають реакції стінок свердловини

Показники	Сили паралельні осі x_3 (Північ – Південь)		
Безрозмірні криволінійні координати точок прикладання сил	-	0,50	-
Величини сил, Н	-	-1900	-

Переріз стовбура свердловини в місці контакту із бурильною колоною відображений на рисунку 5.15.



1 – точка перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильної колони; 2 – точка, через яку проходить вісь свердловини

Рисунок 5.15 – Положення точки перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю бурильної колони з пристроєм

Довжина гнучкого стрижня при моделюванні, яка задовольняла критерію мінімуму потенціальної енергії згину становила 10 м.

Графік зміни нормальних напружень від згину подано на рисунку 5.16.

Максимальна величина згідно із рисунком 5.16 становить 48,8 МПа. Відтак, відмінність між напруженнями згину отриманими експериментальним (42,6 МПа) і теоретичним (48,8 МПа) методами становить 15 %.

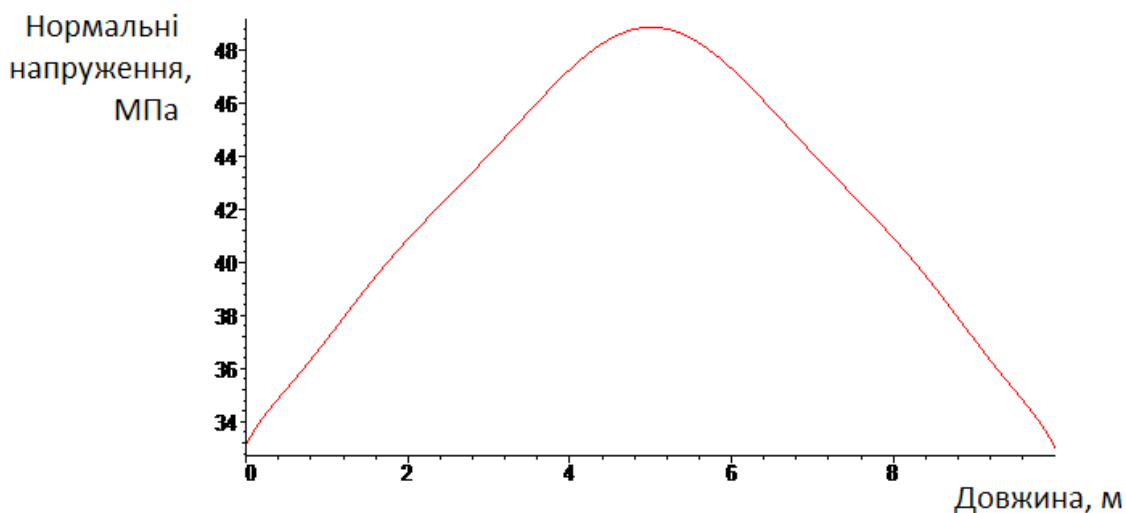


Рисунок 5.16 – Графік зміни нормальних напружень від згину в пристрої для вимірювання зусиль у бурильній колоні

5.3 Напружено-деформований стан колони насосно-компресорних труб на ділянці свердловини із просторовим викривленням осі

Як було зазначено вище, значна увага науковцями приділялася проблемі коливань колони насосно-компресорних труб у прямолінійних ділянках свердловин. Натомість питання згину НКТ у криволінійних інтервалах із одночасною зміною як зенітного так і азимутального кутів висвітлено не так широко, тож зупинимося саме на ньому [20].

Для математичного моделювання колони насосно-компресорних труб використаємо положення механіки стрижнів. Напружено-деформований стан

аналізуватимемо за допомогою системи (3.16) – (3.28). Однак, для її розв'язку граничні умови виглядатимуть наступним чином:

$$\begin{aligned} u_1(0) &= 0, \quad u_2(0) = 0, \quad u_3(0) = 0, \\ g_1(0) &= 0, \quad g_2(0) = -\alpha_{n(0)}^{Oxz}, \quad g_3(0) = \alpha_{n(0)}^{Oxy}, \\ Q_1(1) &= P_1^{(1)}, \quad u_2(1) = 0, \quad u_3(1) = 0, \\ g_1(1) &= 0, \quad g_2(1) = -\alpha_{n(1)}^{Oxz}, \quad g_3(1) = \alpha_{n(1)}^{Oxy}. \end{aligned}$$

Варто відзначити, що *слідкуюча* зосереджена сила $P_1^{(1)}$ відображатиме вплив сили розтягу від колони НКТ, яка знаходиться нижче перерізу $\varepsilon = l$ та періодичної сили розтягу від стовпа рідини над плунжером глибинного насосу відповідно.

Як і у попередньому підрозділі, реакції між стінками свердловини та колоною НКТ змодельовано за допомогою зосереджених сил $P_{x2}^{(i)}$ та $P_{x3}^{(i)}$, які визначаються згідно із алгоритмом, що наведений в підрозділі 3.4.

Отже, згідно із даними наведеними в підрозділах 3.2 – 3.4, нами проведено аналітичне дослідження напружено-деформованого стану колони НКТ на одній із свердловин Надвірнянського нафтогазовидобувного управління.

Передусім було досліджено фонд свердловин на предмет кількості відбракувань колон НКТ по родовищах (див. таблицю 5.10).

Як видно із таблиці 5.10, лєвова частка ускладнень припадає на Довбушанське (36 %), Битківське (25%) та Луквївське (24 %) родовища. Тому для подальших розрахунків виберемо одну із свердловин Довбушанського родовища, а саме – № 52.

Експлуатація свердловини відбувається насосно-компресорними трубами з наступними характеристиками: зовнішній та внутрішній діаметри відповідно 73 мм та 62 мм (група міцності «Е» (N80)); вага одиниці довжини 93,2 Н/м; модулі пружності першого та другого роду для матеріалу відповідно $2,1 \cdot 10^{11}$ Па

та $0,8 \cdot 10^{11}$ Па. Видобування проводиться свердловинним штанговим насосом 20-125 RHAM 14-5-2-2 компанії «Харківмаш» із глибиною занурення 2725 м.

В результаті аналізу інклінометрії даної свердловини було виділено криволінійну ділянку. В якості *середньої точки* небезпечного інтервалу вибрано т. № 107 (глибина вздовж осі свердловини 2650 м; абсолютна глибина 2537,0 м; відхилення вздовж осі «південь-північ» 431,17 м; відхилення вздовж осі «захід-схід» 3,17 м).

Таблиця 5.10 – Кількість відмов насосно-компресорних колон на родовищах Надвірнянського нафтогазовидобувного управління у період з 2006 по 2013 рр.

Назва родовища	Кількість свердловин, на яких зафіксовано відбракування НКТ
Довбушанка	52
Битків	36
Луква	35
Лопушня	5
Рудавець	5
Монастирчани	3
Гвізд	3
Микуличин	2
Делятин	1
Пасічна	1
Пнів	1
Пд. Гвізд	1
Разом:	145

Компоненту сили розтягу $P_1^{(1)}$ від колони НКТ, яка знаходиться нижче перерізу $\varepsilon = 1$, прийняли рівною нулю. На основі аналізу динамограми задамося максимальною величиною компоненти зусилля $P_1^{(1)}$, що змінюється періодично

в залежності від положення штангової підвіски. Згідно із [16] приймемо 14500 Н. Остаточного матимемо мінімальну величину $P_1^{(1)} = 0$, максимальну – $P_1^{(1)} = 14500 \text{ Н}$.

В результаті обчислень, отримано в дискретному вигляді функції пружної осі насосно-компресорної колони для мінімальної та максимальної величин сили $P_1^{(1)}$ (див. рисунок 5.17). Візуальна відмінність між графіками не значна, тому наведено тільки один.



Рисунок 5.17 – Пружна вісь колони насосно-компресорних труб у просторово викривленій ділянці свердловини

При цьому кількість, величини та криволінійні координати сил, які відображають реакції стінок свердловини наведено в таблиці 5.11.

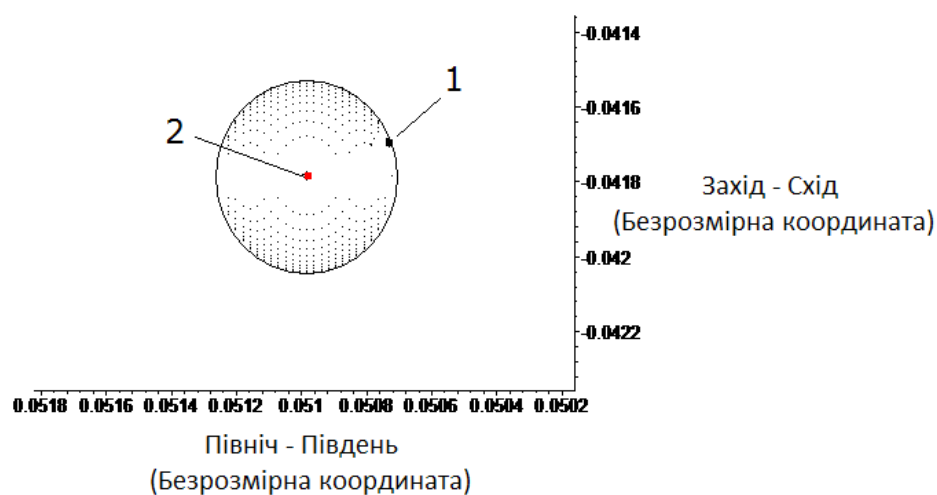
Таблиця 5.11 – Величини та криволінійні координати сил, які відображають реакції стінок свердловини

	Сили паралельні осі x_2 (Захід – Схід)			Сили паралельні осі x_3 (Північ – Південь)		
Безрозмірні криволінійні координати точок прикладання сил	0,25	0,50	0,75	0,25	0,50	0,75
Величини сил, Н	808	4548	-1238	-131	-1651	1401

Положення точки перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю насосно-компресорної колони зображено на рисунку 5.18.



а)



б)

а) – поперечний переріз свердловини № 1;

б) – поперечний переріз свердловини № 2

1 – точка перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю колони насосно-компресорних труб; 2 – точка, через яку проходить вісь свердловини

Рисунок 5.18 – Положення точок перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю колони насосно-компресорних труб



в)

в) – поперечний переріз свердловини № 3

1 – точка перетину площини поперечного перерізу свердловини віссю колони насосно-компресорних труб; 2 – точка, через яку проходить вісь свердловини

Рисунок 5.18, аркуш 2

Також отримано графічні залежності нормальних напружень від згину в поперечному перерізі насосно-компресорних труб. Як вже зазначалося, розрахунок проведений як для випадку руху полірованого штока вгору, так і для випадку руху полірованого штока вниз.

Візуальні відмінності між графіками знову ж таки не помітні, тож для ілюстрації загальної тенденції зміни нормальних напружень наведені залежності, що відповідають випадку $P_1^{(1)} = 0$ (див. рисунок 5.19).

Варто зазначити, що для криволінійної ділянки, яка розглядається, напруження від згину визначені за загальноприйнятим методом [201] становлять всього 34 МПа. Проте залежності з рисунку 5.19 свідчать про значно вищий рівень напружень. Очевидно він зумовлений саме локальним викривленням свердловини в околі *середньої точки* небезпечного інтервалу.

З іншого боку, при опрацюванні результатів розрахунку спостерігається відмінність у максимальній величині напружень, обчислених при ході полірованого штока вверх та вниз. Опрацювавши їх із позиції циклічності отримаємо наступне: мінімальне напруження циклу $\sigma_{min} = 303$ МПа; максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = 346$ МПа; амплітуда напружень циклу $\sigma_a = 43$ МПа; коефіцієнт асиметрії циклу навантаження $R_\sigma = 0,88$.

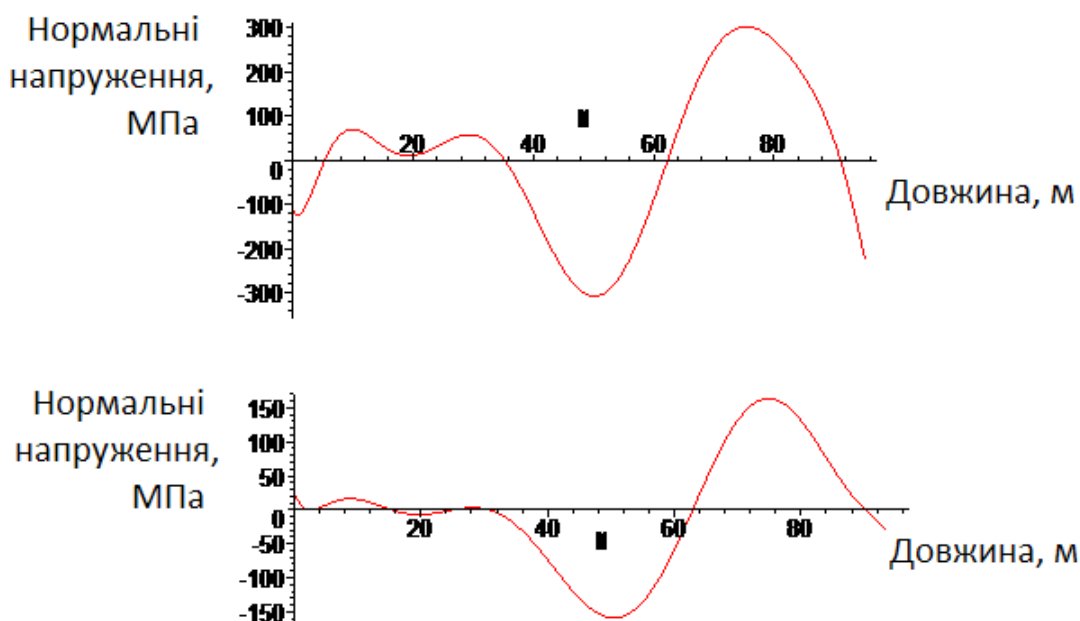


Рисунок 5.19 – Графіки зміни нормальних напружень від згину навколо головних осей інерції поперечного перерізу насосно-компресорних труб

Варто зазначити, що для розглянутого типорозміру насосно-компресорних труб границя текучості становить 552 МПа, а границя міцності – 689 МПа. В той же час, в роботі [16] отримано границю втомної міцності для НКТ умовним діаметром 89 мм, яка становить 310 – 320 МПа.

Отже, встановлена згідно із рисунком 5.19, картина напруженого стану дозволяє з упевненістю говорити про циклічну втому колони насосно-компресорних труб.

Загалом, як видно з вищевикладеного матеріалу, просторове викривлення осі свердловини, особливо у місцях локальних перегинів, може суттєво змінити

напружено-деформований стан колони НКТ порівняно із тим, який отримується згідно із загальноовживаними методами розрахунку.

5.4 Вплив просторової деформації низу бурильної колони у прямолінійному нахиленому стовбурі свердловини на відхиляюче зусилля на долоті

Сьогодні чітко проглядається тенденція до збільшення обсягів буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. За таких обставин, окрім іншого, ставляться надзвичайно високі вимоги до дотримання проектного профілю стовбура. І це, не в останню чергу пов'язано з небезпекою експлуатації трубних колон на криволінійних ділянках свердловин, адже рівень нормальних напружень від згину, які при цьому виникають, часто може сягати граничних величин.

Відтак, можна зробити висновок, що заходи, спрямовані на контроль та корегування траєкторії свердловини з метою запобігання «непроектного» викривлення її осі видаються надзвичайно важливими.

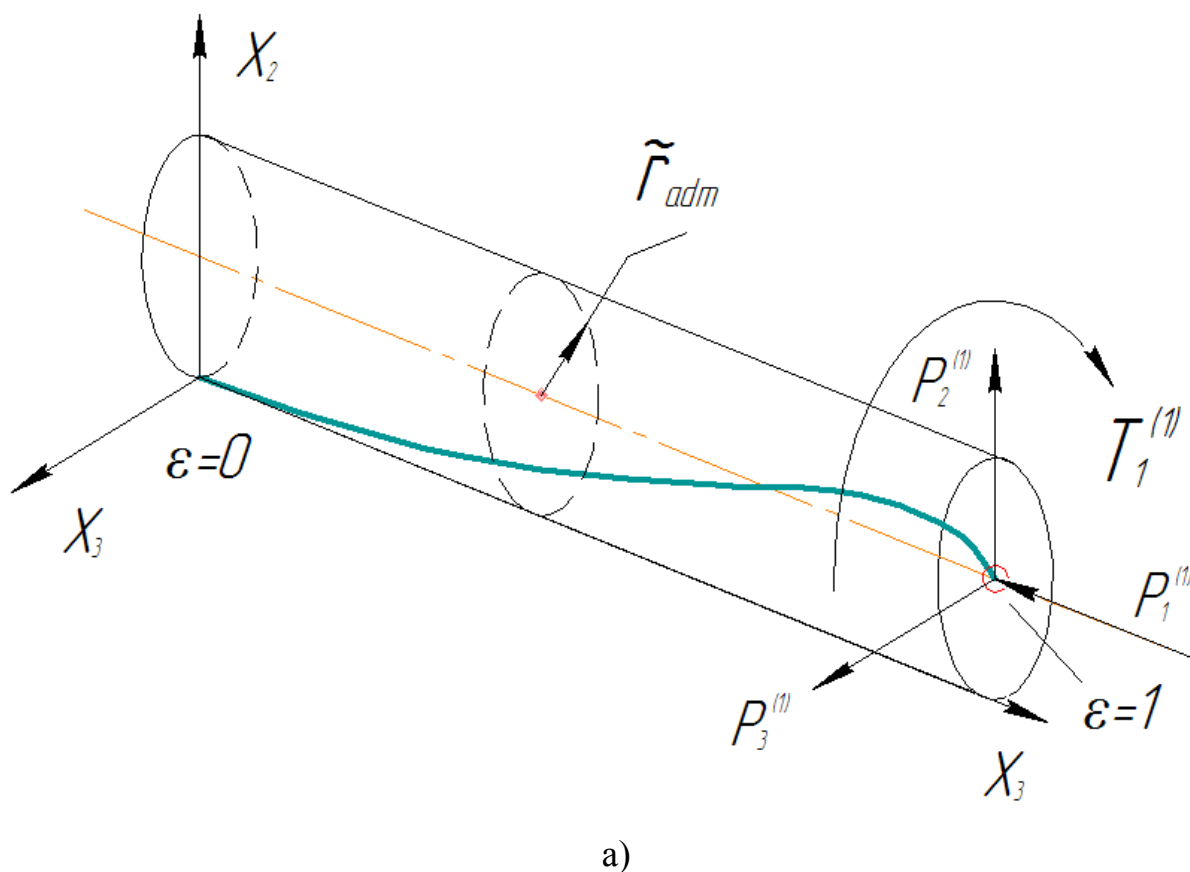
Серед основних чинників, які впливають на напрям руху долота в пласті є відхиляюче зусилля. Саме його величина та напрям суттєво обумовлюють форму осі свердловини. Отже, оцінка та керування даним параметром є надзвичайно важливою практичною задачею [17, 18, 29]. Одним із шляхів її вирішення є аналітичний. В його основі лежить аналіз напружено-деформованого стану низу бурильної колони [202, 203].

В якості розрахункових схем для визначення величини та напрямку відхиляючої сили на долоті зазвичай вибирається модель згину балки в площині [17, 18]. Як показує практика будівництва свердловин, такий підхід показав свою життєздатність та не погану відповідність реальним умовам експлуатації. Проте він має і ряд недоліків, одним із яких є неможливість оцінки впливу величини реактивного крутного моменту на долоті на значення та напрям відхиляючого зусилля. В даній роботі запропоновано метод аналізу

просторової деформації низу бурильної колони, який дає можливість врахувати цей вплив. Розрахунок проведено для компонувань низу бурильної колони без опорно-центрувальний елементів та із одним опорно-центрувальним елементом.

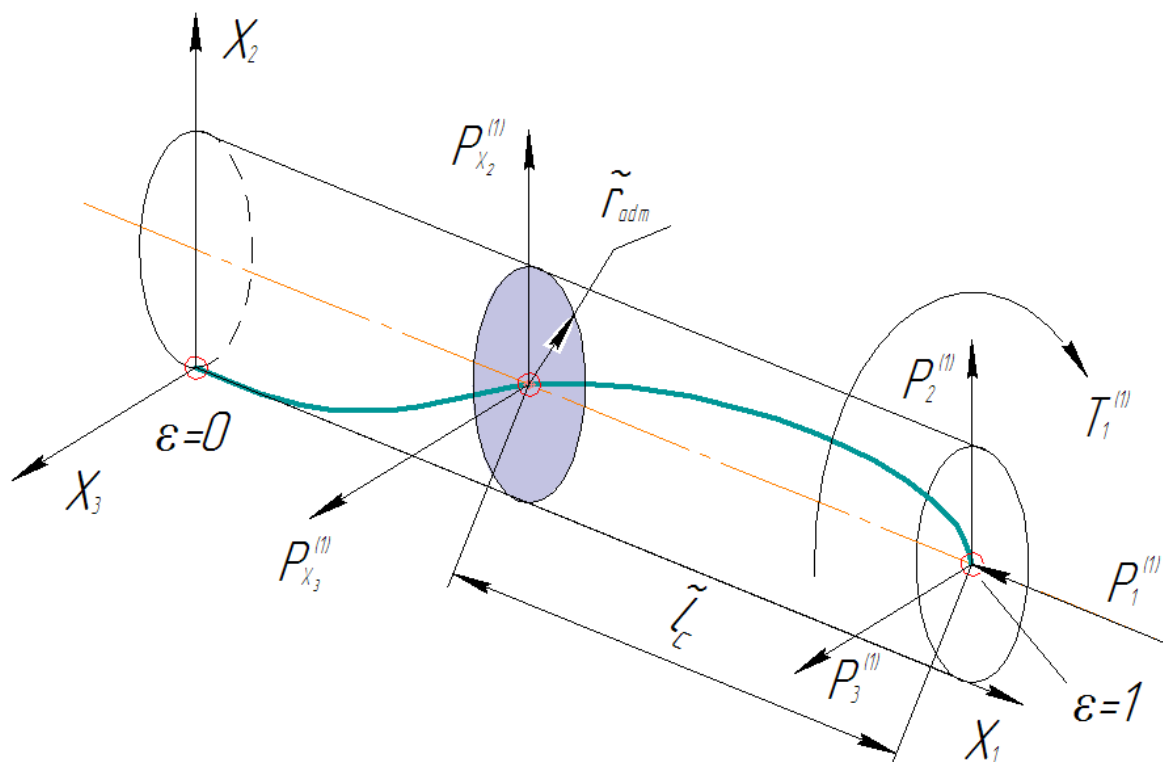
Для аналізу деформації низу бурильної колони скористаємося положеннями механіки стрижнів [28]. Відтак, система диференціальних рівнянь рівноваги матиме вигляд (3.16) – (3.28).

Для цього розглянемо детальніше компоненти векторів зовнішніх сил та моментів, які діють на ділянку бурильної колони без опорно-центрувальних елементів, згідно з розрахунковою схемою (див. рисунок 5.20 а), та з одним опорно-центрувальним елементом (див. рисунок 5.20 б).



а) – без опорно-центрувальних елементів

Рисунок 5.20 – Розрахункова схема ділянки низу бурильної колони



б)

б) – з опорно-центрувальними елементами

Рисунок 5.20, аркуш 2

Прийmemo, що верхній кінець гнучкого стрижня ($\varepsilon = 0$) защемлений, нижній ($\varepsilon = 1$) – вільний. Також до нижнього кінця прикладені слідкуючі зосереджені сили: $P_1^{(l)}$ – осьова сила, яка відображає навантаження на долото; $P_2^{(l)}$ – вертикальна складова відхиляючого зусилля; $P_3^{(l)}$ – горизонтальна складова відхиляючого зусилля; $P_{x2}^{(l)}$, $P_{x3}^{(l)}$ – відповідно вертикальна та горизонтальна складові реакції на опорно-центрувальному елементі.

Величини сил $P_2^{(l)}$, $P_3^{(l)}$, $P_{x2}^{(l)}$ та $P_{x3}^{(l)}$ визначаються з наступним умов

$$u_{x2}(1) = \tilde{r}_{adm}, \quad u_{x3}(1) = 0,$$

$$u_{x2}(1 - \tilde{l}_c) = \tilde{r}_{adm}, \quad u_{x3}(1 - \tilde{l}_c) = 0,$$

де $u_{x2}(\varepsilon)$, $u_{x3}(\varepsilon)$ – проекції вектора переміщення на осі нерухомої системи координат;

$\tilde{r}_{adm}$, $\tilde{l}_c$ – безрозмірні величини радіального зазору та відстані від долота до опорно-центрувального елемента, які рівні

$$\tilde{r}_{adm} = \frac{D-d}{2l_b}, \quad \tilde{l}_c = \frac{l_c}{l_b},$$

де D , d – діаметр свердловини та зовнішній діаметр бурильної колони відповідно;

l_c – відстань від долота до опорно-центрувального елемента;

l_b – довжина ділянки низу бурильної колони, що розглядається.

Величина l_b розраховується виходячи із наступних умов

$$M_2(0) = 0, \quad M_3(0) = 0.$$

Реактивний крутний момент на долоті позначено через $T_l^{(l)}$.

Для можливості застосування розробленого методу до нахилених ділянок свердловин, вагу одиниці довжини бурильної колони розкладемо на дві компоненти: осьову q_{x1} та нормальну q_{x2} , які відповідно рівні

$$q_{x1} = q_{dc} \cos \alpha,$$

$$q_{x2} = q_{dc} \sin \alpha,$$

де q_{dc} – безрозмірна приведена вага одиниці довжини бурильної колони в промивальній рідині;

α – зенітний кут свердловини.

Отже, проекції вектора розподіленої сили на осі рухомої системи координат будуть рівні

$$q_1 = q_{x1}l_{11} + q_{x2}l_{12},$$

$$q_2 = q_{x1}l_{21} + q_{x2}l_{22},$$

$$q_3 = q_{x1}l_{31} + q_{x2}l_{32},$$

де l_{12} , l_{22} , та l_{32} – компоненти матриці L переходу між векторними базисами [184].

Реакції між стінками свердловини та центратором $P_{x2}^{(I)}$ та $P_{x3}^{(I)}$ паралельні відповідно осям OX_2 та OX_3 нерухомої системи координат, а їх проекції на осі рухомої системи координат матимуть вигляд

$$P_1^{(1)} = l_{12}P_{x2}^{(1)} + l_{13}P_{x3}^{(1)},$$

$$P_2^{(1)} = l_{22}P_{x2}^{(1)} + l_{23}P_{x3}^{(1)},$$

$$P_3^{(1)} = l_{32}P_{x2}^{(1)} + l_{33}P_{x3}^{(1)}.$$

Величини l_{13} , l_{23} , та l_{33} також є компонентами матриці L [184].

Граничні умови для розв'язання системи рівнянь (3.16) – (3.28) запишемо у вигляді

$$u_1(0)=0, \quad u_2(0)=0, \quad u_3(0)=0, \quad \vartheta_1(0)=0, \quad \vartheta_2(0)=0, \quad \vartheta_3(0)=0,$$

$$Q_1(1)=P_1^{(1)}, \quad Q_2(1)=P_2^{(1)}, \quad Q_3(1)=P_3^{(1)}, \quad M_1(1)=T_1^{(1)}, \quad M_2(1)=0, \quad M_3(1)=0,$$

де $u_i(\varepsilon)$, $Q_i(\varepsilon)$, $M_i(\varepsilon)$ – проекції вектора переміщення, поперечної сили та згинального моменту на осі рухомої системи координат; $i = 1, 2, 3$.

За допомогою підходу викладеного в підрозділах 3.2 – 3.4, проаналізуємо напружено-деформований стан низу бурильної колони, що складається із

збалансованих обважнених бурильних труб (ОБТС 203×71). Тож вихідні дані наступні: $D = 0,2953$ м, $d = 0,2032$ м, $d_l = 0,0701$ м (d_l - внутрішній діаметр бурильної колони), $\alpha = 30^0$. Результати наведено у таблиці 5.12.

Таблиця 5.12 – Результати аналізу напружено-деформованого стану низу бурильної колони без опорно-центрувального елемента

Осьова сила $P_l^{(l)}$, кН	Крутний момент $T_l^{(l)}$, кНм	Вертикальна складова відхиляючого зусилля $P_2^{(l)}$, Н	Горизонтальна складова відхиляючого зусилля $P_3^{(l)}$, Н
0	0	6300	0
0	40	6300	-191
0	80	6300	-382
100	0	6600	0
100	40	6600	-193
100	80	6600	-387
150	0	6750	0
150	40	6750	-197
150	80	6750	-396

Додатково зроблено обчислення вважаючи, що на відстані 9,45 м від долота встановлено опорно-центрувальний елемент. Для даного випадку результати розрахунків занесені до таблиці 5.13.

Загалом, за відсутності крутного моменту, деформація бурильної колони відбувається в одній площині. Нехай це буде площина X_1OX_2 . Відтак, відхиляюче зусилля та реакція на ОЦЕ складаються тільки з компоненти, що паралельна осі X_2 . Якщо ж до вільного кінця прикласти реактивний крутний момент, деформація стає просторовою і, як наслідок, з'являється горизонтальна складова відхиляючого зусилля та реакції на опорно-центрувальному елементі. Це, в свою чергу, зумовлюватиме викривлення осі стовбура як в площині X_1OX_2

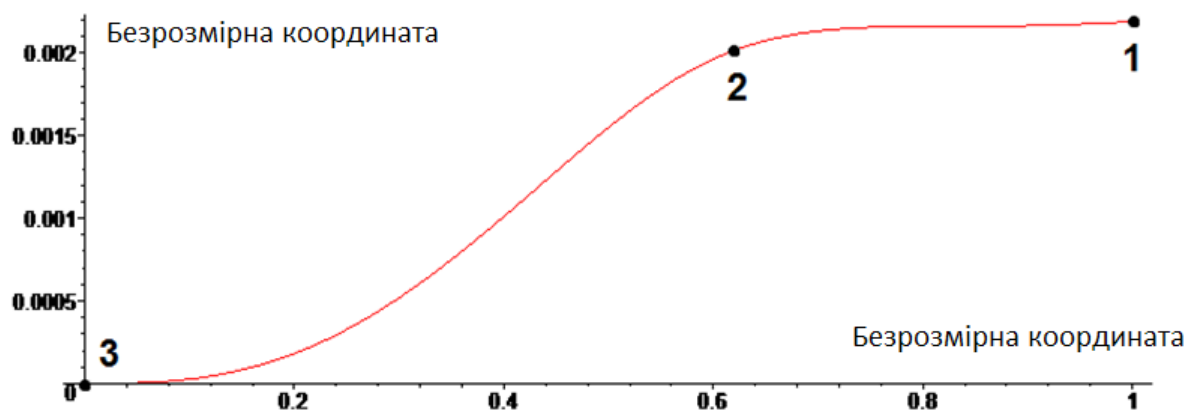
так і у площині $X_1O X_3$, що необхідно враховувати при проектуванні похило скерованих та горизонтальних свердловин.

Таблиця 5.13 – Результати аналізу напружено-деформованого стану низу
бурильної колони з опорно-центрувальним елементом

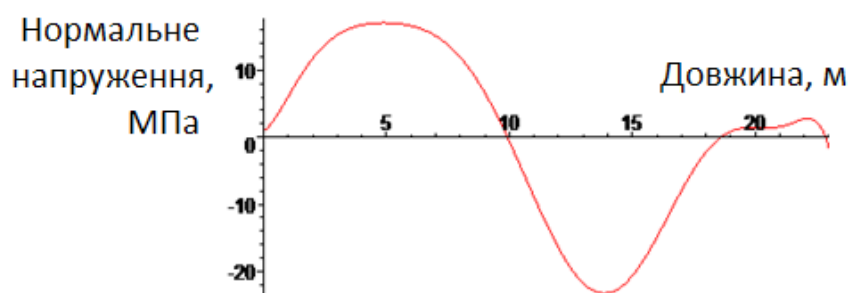
Осьова сила $P_1^{(l)}$, кН	Крут- ний мо- мент $T_1^{(l)}$, кНм	Вертикаль- на складова реакції на ОЦЕ $P_{x2}^{(l)}$, Н	Горизон- тальна складова реакції на ОЦЕ $P_{x3}^{(l)}$, Н	Вертикальна складова відхиляючого зусилля $P_2^{(l)}$, Н	Горизонталь- на складова відхиляючого зусилля $P_3^{(l)}$, Н
0	0	18750	0	1980	0
0	40	18770	15	1960	-153
0	80	18770	21	1945	-302
100	0	18410	0	1890	0
100	40	18410	26	1890	-155
100	80	18390	26	1885	-295
150	0	17800	26	2100	0
150	40	17800	26	2100	-168
150	80	17800	26	2100	-319

Цікаво також відзначити, опираючись на результати таблиць 5.12 та 5.13, наступний факт. Введення ОЦЕ у конструкцію компонування низу бурильної колони, як і слід було очікувати, в середньому зменшує вертикальну складову відхиляючого зусилля на долоті на 70 %. В той же час, горизонтальна складова зменшилася всього на 21 %. Це, принаймні, на розглянутому прикладі, свідчить про те, що встановлення опорно-центрувального елемента, в залежності від умов буріння, призводить до часткової стабілізації зенітного кута свердловини та не може бути достатньою умовою для стабілізації азимута.

Також побудовано залежності прогину пружної осі компонування низу бурильної колони з одним ОЦЕ й нормальних напружень, спричинених згином, від поздовжньої координати для одного із наборів вихідних даних (див. рисунок 5.21).



а)



б)

а) – залежність прогину пружної осі; б) – залежність нормальних напружень від згину

1 – точка встановлення долота; 2 – точка встановлення опорно-центрувального елемента; 3 – точка контакту компонування низу бурильної колони із стінкою свердловини

Рисунок 5.21 – Результати моделювання напружено-деформованого стану компонування низу бурильної колони з одним опорно-центрувальним елементом

Отже, використання вище запропонованого методу дозволить більш точно оцінювати напрям відхиляючого зусилля на долоті, що дасть можливість спрогнозувати напрям його руху.

5.5 Висновки до розділу 5

В результаті оцінки напружено-деформованого стану колони бурильних труб встановлено, що, наприклад, локальний перегин свердловини № 10 Одеського родовища може збільшувати рівень напружень від згину в 3-ри рази порівняно з класичними прийомами розрахунку. При цьому використано метод, в основі якого лежить математична модель, яка базується на положеннях механіки стрижнів.

Дослідження напружено-деформованого стану моделі бурильної колони в свердловині № 10 Одеського родовища за допомогою розробленого експериментального стенду показало, що напруження від згину в її поперечному перерізі може до 4-х разів перевищувати величини, що отримані без врахування прямих результатів інклінометричних і профілеметричних досліджень стовбура. Це підтвердило адекватність математичної моделі запропонованої в підрозділах 3.2 – 3.4.

Використовуючи матеріал викладений у підрозділах 3.2 – 3.4, проаналізовано напружено-деформований стан пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб. Результати, отримані під час промислового експерименту та теоретичним шляхом, відрізняються на 15 %. Що може свідчити про можливість використання на практиці як розробленого на основі положень механіки стрижнів методу, так і запропонованого пристрою.

Вперше розроблено метод для оцінки напружено-деформованого стану колон насосно-компресорних труб, що експлуатуються в ділянках свердловин із зміною просторового кута за довільної інтенсивності. Встановлено відмінність у максимальній величині напружень від згину, отриманих при ході полірованого штока вгору та вниз. Їх аналіз із позиції циклічності дає наступні

результати: мінімальне напруження циклу $\sigma_{min} = 303$ МПа; максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = 346$ МПа; амплітуда напружень циклу $\sigma_a = 43$ МПа; коефіцієнт асиметрії циклу навантаження $R_\sigma = 0,88$. Така картина навантаження дозволяє говорити про циклічну втому насосно-компресорних труб.

Для аналітичного дослідження напружено-деформованого стану однорозмірного низу бурильної колони використано модель, що базується на положеннях механіки стрижнів. В результаті проведених розрахунків встановлено, що реактивний крутний момент на долоті зумовлює появу горизонтальної проекції відхиляючого зусилля, величина якої може становити приблизно 10 % від значення вертикальної проекції. Це дозволить більш точно спрогнозувати напрям, в якому буде рухатися долото в гірський породі.

Також, аналітичним шляхом встановлено, що використання опорно-центрувального елемента в компонованні низу бурильної колони значно зменшує вертикальну складову відхиляючого зусилля на долоті, та не суттєво зменшує його горизонтальну складову. Так, для розглянутого прикладу, зменшення величини вертикальної складової становить 70 %, горизонтальної – 21 %. Відтак, розроблений метод дає можливість окремо оцінити ефективність стабілізації чи зміни як зенітного так і азимутального кута свердловини в залежності від компоновання низу бурильної колони.

РОЗДІЛ 6

ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ КОЛОН БУРИЛЬНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

Забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб напряму пов'язане із зменшенням кількості їх відмов. Очевидно, що досягнення даного завдання можливе за подальшого розвитку методів прогнозування втомної довговічності елементів бурильних і насосно-компресорних труб, приймаючи до уваги якомога більше факторів, що призводять до протікання втомних процесів у їх матеріалах.

Зокрема необхідно враховувати локальний напружений стан безпосередньо перед фронтом втомних тріщин, які призводять до руйнування; вплив дотичних напружень та сумарну дію осьових зусиль та згинальних моментів на ресурс.

6.1 Використання С-критерію для дослідження кінетики поширення втомних тріщин в різьбових з'єднаннях трубних колон

Як було зазначено раніше, з метою прогнозування довговічності трубних колон в експлуатаційних умовах зручними є критерії втоми, що базуються на дослідженні кінетики поширення втомних тріщин [32, 52]. Однією із переваг таких підходів є можливість оцінити кількість циклів навантаження, що необхідні, наприклад, для досягнення тріщиною певних критичних розмірів, які, втім, можуть і не призводити до руйнування, але є неприйнятними для подальшої експлуатації елементу конструкції. Одним із таких є С-критерій.

В даній роботі, для прогнозування втомної довговічності елементів трубних колон, застосуємо рівності (1.22) – (1.25), однак, в якості σ_{max} використаємо величини максимальних нормальних напружень безпосередньо

перед фронтом втомної тріщини, що отримані за допомогою методу скінчених елементів.

Оскільки в дисертації не ставилася мета досліджувати вплив корозійного та масштабного чинників на довговічність, застосуємо результати дослідження кінетики поширення півеліптичних втомних тріщин в різьбі сталевих бурильних труб номінальним діаметром 50 мм (СБТ – 50) [5, 22, 32, 52].

Зокрема, в тривимірну твердотільну модель з робіт [5, 22, 32], добавимо елемент у вигляді напівеліптичної тріщини (див. рисунок 6.1) та визначимо напруження перед її фронтом для кожної лінії зупинки тріщини (див. таблицю 6.1).

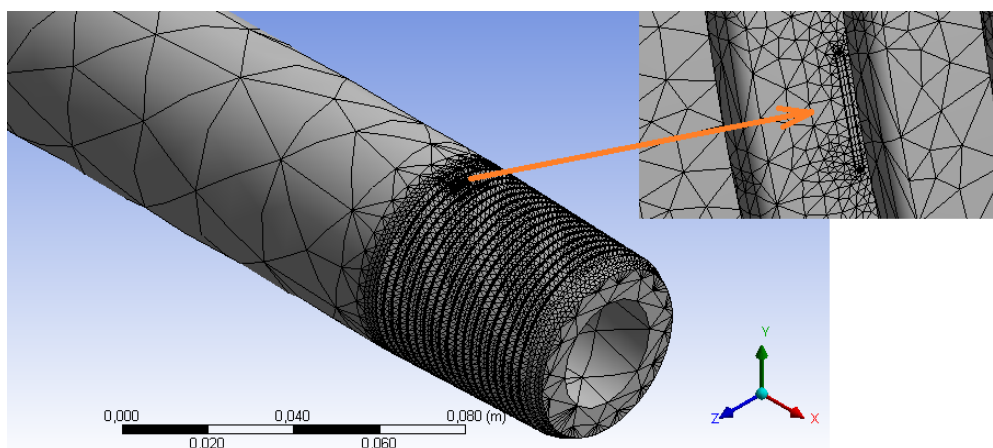


Рисунок 6.1 – Тривимірна твердотільна модель різьбового з'єднання бурильної труби умовним діаметром 50 мм з напівеліптичною тріщиною

Таблиця 6.1 – Величини максимальних нормальних напружень перед фронтом втомної тріщини

№ лінії зупинки тріщини	Напруження, МПа
1	513
2	538
3	604
4	723

На рисунку 6.2 зображено скріншот результатів розрахунку для першої лінії зупинки тріщини.

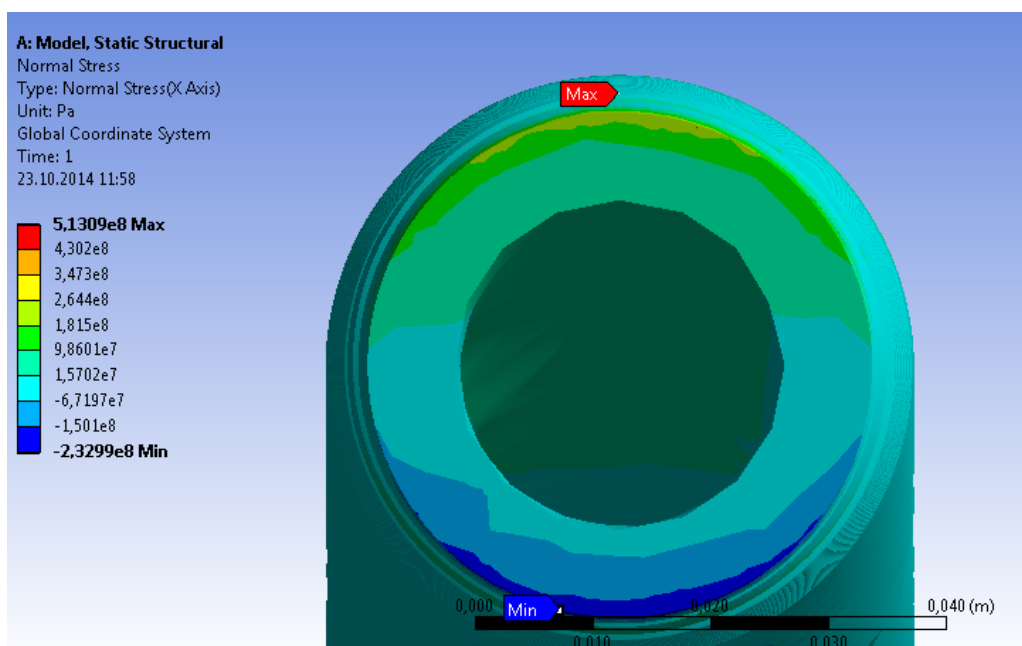


Рисунок 6.2 – Результати розрахунку нормальних напружень перед фронтом втомної тріщини для першої лінії зупинки

Далі, для кожної лінії зупинки втомної тріщини, було визначено кількість циклів навантаження до настання граничного пошкодження лабораторного зразка за формулою

$$N = \frac{-C_0 n}{C - C_0}. \quad (6.1)$$

Для апробації запропонованого підходу нами розраховано величину N згідно із рівністю (6.1) за аналогічних вихідних даних, але використовуючи раніше розроблені методи.

В якості методу № 1 приймемо класичний підхід, що був запропонований Є.К. Почтенним [156] та повністю відповідає формулам (1.22) – (1.25). За

вихідні дані приймається степінь пошкодження небезпечного перерізу та номінальне напруження від згину.

Для оброблення експериментальних даних згідно із методом № 2 також використано рівняння (1.22) – (1.25), з тією відмінністю, що розрахунок величин С-критерію за формулою (1.22) проводиться використовуючи значення нормальних напружень у небезпечному перерізі, що враховують наявність втомної тріщини. Втім, при визначенні початкового ступеня пошкодження використовується номінальне напруження [32, 52].

Під методом № 3 будемо розуміти алгоритм запропонований в даній роботі. Остаточні результати розрахунку представлено в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Порівняльні результати розрахунку згідно із трьома методами

№ лінії зупинки тріщини	Кількість циклів навантаження до настання граничного пошкодження N , цикли			
	Метод № 1	Метод № 2	Метод № 3	Фактична
1	$0,19 \times 10^7$	$0,15 \times 10^7$	$0,13 \times 10^7$	501020
2	498543	497655	497519	
3	481525	482887	483565	
4	523941	521777	520899	

Як бачимо, для всіх трьох методів спостерігається суттєва відмінність між розрахунковою та фактичною довговічністю для першої лінії зупинки тріщини. Проте, запропонований в даній роботі метод № 3 дав найменше відхилення. Розрахунки для 2-ї, 3-ї та 4-ї ліній зупинки тріщини показали добру відповідність між розрахунковою та фактичною кількістю циклів до руйнування для всіх методів. Проте, довговічності розраховані за методом № 3 в більшій мірі відповідають фактичній величині. В кількісному аспекті матимемо наступні відхилення розрахункових довговічностей від фактичної: 1)

$0,14 \times 10^7$ циклів – метод № 1; 2) $0,1 \times 10^7$ циклів – метод № 2; 3) $0,9 \times 10^6$ циклів – метод № 3.

Отже, метод № 3 виявився найбільш точним і може бути рекомендований для практичного застосування.

6.2 Довговічність трубних колон за складного напружено-деформованого стану

Безумовно, колони бурильних і насосно-компресорних труб є невід’ємною частиною технологічного процесу спорудження та експлуатації нафтогазових свердловин. Відтак, вони піддаються цілому спектру зовнішніх навантажень, які зумовлюють виникнення у їх поперечному перерізі нормальної сили, згинальних та крутних моментів і, як наслідок, нормальних та дотичних напружень. Зазвичай ці напруження є змінними у часі, тому явище втоми є основним чинником, що обмежує ресурс трубних колон, а проблемі прогнозування їх довговічності присвячено значна кількість наукових праць [35, 38, 120 – 122 та ін.].

Як було вказано раніше, спільною рисою, що об’єднує роботи по дослідженню втомної міцності бурильних та насосно-компресорних колон, є неврахування впливу дотичних напружень на їх довговічність. Так, в деяких працях, зокрема [51], вказано, що впливом дотичних напружень можна знехтувати внаслідок їх незначимості. До подібного висновку прийшов автор роботи [171]. В результаті експериментальних досліджень втомної міцності гладких зразків бурильних труб групи міцності Д зазначено, що постійні напруження кручення не впливають на величину границі витривалості при симетричному циклі навантаження згином.

З іншого боку, в наукових працях, що присвячені дослідженню втоми в загальному аспекті при дії складного навантаження [172 та ін.], вказується про суттєвий вплив дотичних напружень на довговічність експериментальних зразків. Зокрема в роботі [173] досліджено циклічну міцність сталей 45 та 40Х в

умовах одночасної дії циклічного згину і статичного кручення. При проведенні експериментів введено спеціальний коефіцієнт α , який рівний відношенню величини дотичного напруження в небезпечному перерізі до нормального і приймався рівним 0; 0,25; 0,5; 0,75 та 1,0. В результаті встановлено факт зменшення границі витривалості в залежності від величини співвідношення α . Додатково зазначено, що причиною цього є збільшення головних напружень в небезпечному перерізі лабораторних зразків. Варто згадати, що сталі 45 та 40Х, окрім іншого, використовуються для виробництва елементів бурильної колони.

До того ж, під час спорудження похило скерованих і горизонтальних свердловин, зарізання бокових стовбурів, буріння в породах з високою моментоемністю, крутні моменти, дії яких зазнають бурильні труби, можуть сягати 10, а подекуди і 20 кН·м. За таких умов, дотичні напруження у їх поперечному перерізі набуватимуть суттєвих значень.

Істотні величини дотичних напружень також виникають і у поперечному перерізі колон насосно-компресорних труб, які використовуються для ліквідації аварій і застосуванні електровідцентрових насосів при видобуванні вуглеводів.

Тож, представляє практичний інтерес розроблення методу прогнозування довговічності трубних колон враховуючи як нормальні, так і дотичні напруження [21].

Для цього скористаємося трипараметричним рівнянням втоми, яке було запропоноване Є.К. Почтенним [156, 157] та використане в роботі [31] стосовно бурильних труб. В якості одного із аргументів функції довговічності використаємо деяку величину η_{eqv} , яку назовемо еквівалентним напруженням приведенного до симетричного асиметричного циклу навантажування враховуючи як нормальні так і дотичні напруження в поперечному перерізі трубної колони. Отже, рівняння Є.К. Почтенного набуде вигляду

$$N = N_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\eta_{eqv} - \sigma_{rR}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (6.2)$$

де N – розрахункова довговічність;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

σ_{rR} – частинне значення границі витривалості, що відповідає певній імовірності не руйнування;

V – параметр з розмірністю напруження.

Величина η_{eqv} може бути визначена на основі формул, що наведені в науковій праці [31]

$$\eta_{eqv} = \eta_{max} \left(1 - \frac{(1 - \psi)(1 + R)}{2} \right), \text{ при } R \leq 0,$$

$$\eta_{eqv} = \sigma_{\epsilon} \psi_1 \left(\frac{1 + \psi}{1 + \psi_1} \right), \text{ при } R > 0,$$

де ψ – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу навантажування (0,35...0,8);

ψ_1 – розрахунковий коефіцієнт, який визначається за формулою [31]

$$\psi_1 = \frac{\eta_{max}(1 - R)}{2\sigma_{\epsilon} - \eta_{max}(1 + R)},$$

де σ_{ϵ} – границя міцності матеріалу трубної колони;

η_{max} – еквівалентне максимальне напруження циклу експлуатаційного навантаження;

R – коефіцієнт асиметрії циклу навантажування.

Величини η_{max} та R відповідно можна розрахувати за рівностями

$$\eta_{max} = \eta_m + \eta_a,$$

$$R = \frac{\eta_m - \eta_a}{\eta_{max}},$$

де η_a , η_m – еквівалентна амплітуда напружень та еквівалентне середнє напруження при складному навантаженні.

Для визначення η_a , η_m скористаємося так званим *узагальненим критерієм* [172], згідно із яким можна записати наступні формули

$$\begin{aligned}\eta_a &= \chi_a \sigma_{ia} + (1 - \chi_a) \sigma_{1a}, \\ \eta_m &= \chi_m \sigma_{im} + (1 - \chi_m) \sigma_{1m},\end{aligned}\tag{6.3}$$

де χ_a , χ_m – безрозмірні коефіцієнти;

σ_{ia} , σ_{im} – інтенсивності амплітуди напружень та середнього напруження;

σ_{1a} , σ_{1m} – головні амплітудні та середні напруження.

Величини χ_a , χ_m рівні [172]

$$\begin{aligned}\chi_a &= 1,37 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1 \right), \\ \chi_m &= 1,37 \left(\frac{\sigma_p}{\tau_p} - 1 \right),\end{aligned}$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – відповідно границі втомної міцності при симетричному циклі навантаження матеріалу трубної колони;

σ_p , τ_p – відповідно границі міцності за розтягу матеріалу трубної колони.

Як зазначено в роботі [172] допускається прийняти

$$\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \approx \frac{\sigma_p}{\tau_p},$$

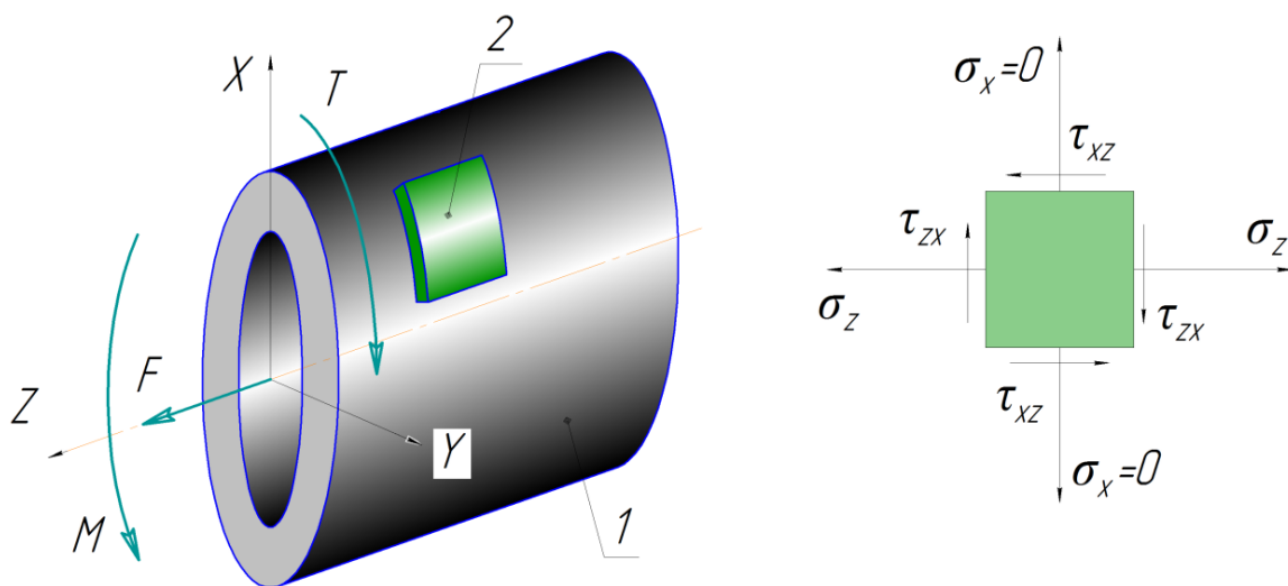
а, отже, $\chi_a \approx \chi_m$. Це суттєво зменшує кількість необхідних експериментальних досліджень.

Рівність для визначення інтенсивності напружень в загальному випадку має вигляд [172]

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2},$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження, що діють на площадках елемента.

Для визначення величин $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ розглянемо ділянку трубної колони 1, на яку діє осьова сила F , згинальний M та крутний T моменти (див. рисунок 6.3 а). Великою внутрішнього тиску від дії промивальної рідини знехтуємо. Виділимо із цієї ділянки елемент 2, на гранях якого будуть діяти напруження вказані на рисунку 6.3 б).



1 – ділянка трубної колони; 2 – елемент стінки ділянки трубної колони

Рисунок 6.3 – Напружений стан елемента стінки трубної колони

В даному випадку елемент зазнає плоского напружено-деформованого стану, відтак, головне напруження σ_2 приймемо рівним нулю. Два інші можна визначити за формулою [172]

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2},$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2}.$$

Оскільки не враховується внутрішній тиск промивальної рідини, напруження σ_x дорівнюватиме нулю. Отже, попередні рівності можна записати у вигляді

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_z}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{xz}^2},$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_z}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau_{xz}^2}.$$

Величина σ_z визначається в залежності від того, яке еквівалентне напруження слід обчислити. Якщо проводиться розрахунок еквівалентної амплітуди за формулою (6.3), то

$$\sigma_z = \sigma_{z2} = \frac{M r}{I},$$

де σ_{z2} – нормальне напруження в поперечному перерізі трубної колони від згину;

M – згинальний момент в поперечному перерізі трубної колони;

r – зовнішній радіус трубної колони;

I – момент інерції навколо однієї із головних осей поперечного перерізу.

У випадку визначення середнього еквівалентного напруження, формула для σ_z набуде вигляду

$$\sigma_z = \sigma_p = \frac{Q}{A},$$

де σ_p – нормальне напруження в поперечному перерізі трубної колони від розтягу;

Q – осьова сила розтягу;

A – площа поперечного перерізу трубної колони.

Дотичне напруження τ_{xz} , згідно із *законом парності дотичних напружень* [172], рівне τ_{zx} , а, отже, може бути визначене за наступною залежністю

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \frac{T r}{I_p},$$

де T – крутний момент, що діє на трубку колону;

I_p – полярний момент інерції поперечного перерізу трубної колони.

Використовуючи розроблений метод було проаналізовано вплив дотичних напружень в поперечному перерізі елементів бурильної колони на їх довговічність. Вихідні дані для розрахунку відображено в таблиці 6.3 [35].

Таблиця 6.3 – Характеристики втомної міцності елементів бурильної колони

Типи елементів бур. колони (середовище)	Сер. значення границі витривалості σ_{rR} , МПа	Параметр рівняння V , МПа	Базове число циклів N_0 , циклів	Границя міцності σ_e , МПа
ТБВ114x10Д (бур. розчин)	81,77	58,6	$4,6 \cdot 10^5$	637
ТБВ140x11Л	53,87	20,78	$1,01 \cdot 10^7$	784
3-121 (повітря)	112,7	267	$4,2 \cdot 10^5$	980

Нормальні напруження в досліджуваному поперечному перерізі колони від розтягу визначалися, прийнявши віддаль від останнього до нейтрального січення рівною 1500 м, що є характерним для свердловин прикарпатського регіону. Мінімальні нормальні напруження від згину задавалися з умови перевищення діючим еквівалентним напруженням середнього значення границі втоми для відповідного елементу бурильної колони. Максимальні дотичні напруження визначалися виходячи із величини крутного моменту 10 кНм. Вибір такого значення обумовлений істотними величинами моментів опору, які виникають при обертанні долота та бурильної колони у похило-скерованих та горизонтальних свердловинах. Остаточні результати розрахунків для ТБВ 114×10Д (ГОСТ 631-75) подано у таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Результати розрахунку довговічності різьбового з'єднання ТБВ 114×10Д (ГОСТ 631-75) при двоосному напруженому стані

Величина дотичних напружень τ , МПа	Величина нормальних напружень σ , МПа					
	$\sigma = 60$	$\sigma = 75$	$\sigma = 90$	$\sigma = 105$	$\sigma = 120$	$\sigma = 135$
$\tau = 0$	954723	451482	278587	191090	140479	104796
$\tau = 20$	556944	340833	228294	162918	122295	92586
$\tau = 30$	371127	256982	183449	135760	104049	79999
$\tau = 40$	246959	185955	140368	107727	84442	66076
$\tau = 50$	165266	131749	104023	82482	66068	52628
$\tau = 60$	111202	92282	75484	61544	50271	40728

Таблиці 6.5 та 6.6 містять дані стосовно різьбового з'єднання ТБВ 140×11Л і замкової різьби ЗШ-146.

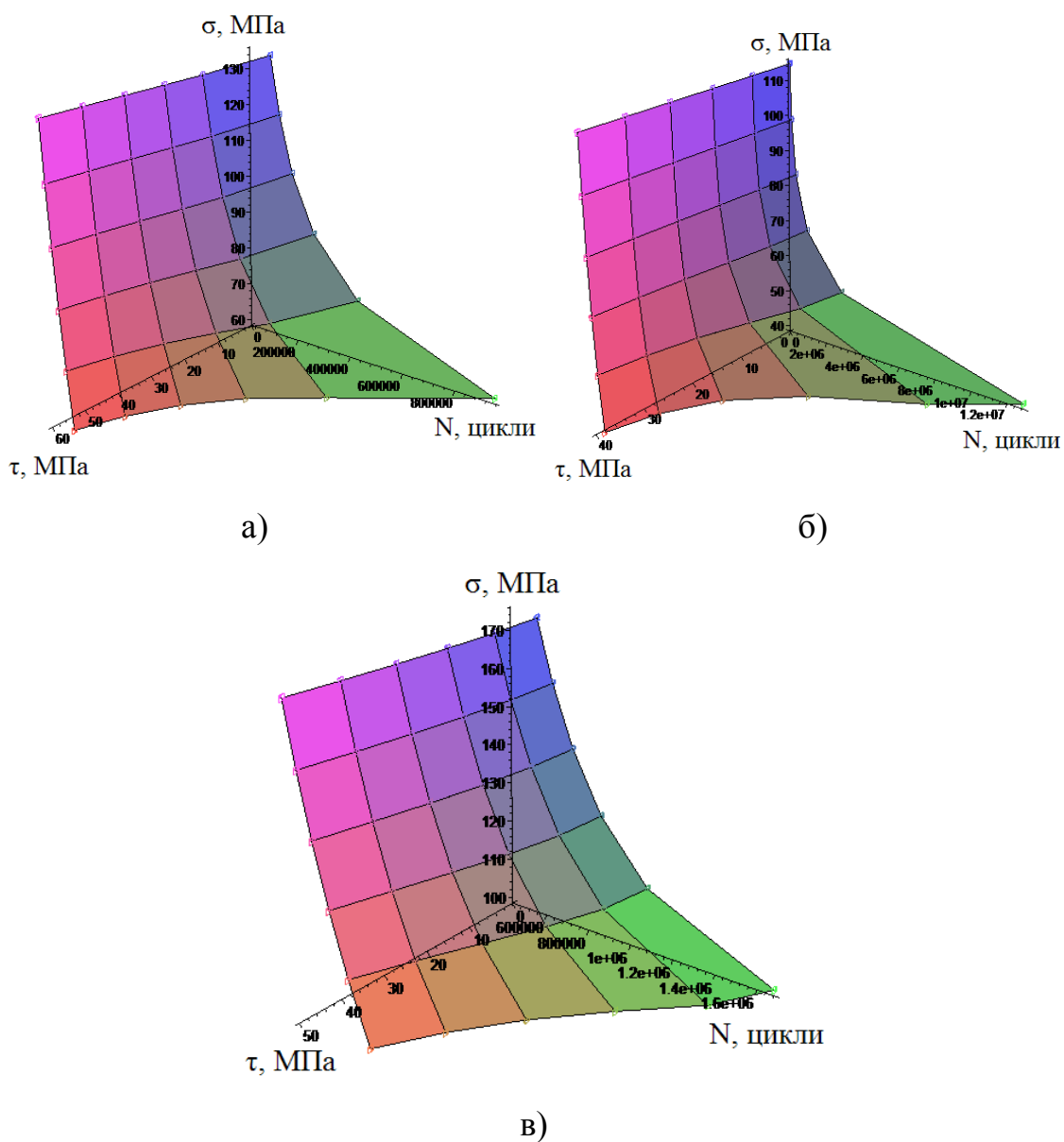
Таблиця 6.5 – Результати розрахунку довговічності різьбового з'єднання ТБВ
140×11Л (ГОСТ 631-75) при двоосному напруженому стані

Величина дотичних напружень τ , МПа	Величина нормальних напружень σ , МПа					
	$\sigma = 40$	$\sigma = 55$	$\sigma = 70$	$\sigma = 85$	$\sigma = 100$	$\sigma = 115$
$\tau = 0$	12926564	3070944	1054387	401060	161324	78058
$\tau = 8$	9654194	2687792	959389	372076	151476	73737
$\tau = 16$	5164373	1866749	732070	298988	125859	62330
$\tau = 24$	2481662	1102915	483028	211558	93475	47506
$\tau = 32$	1140606	587053	285112	134617	62924	33002
$\tau = 40$	510205	291839	154933	78648	38975	21153

Таблиця 6.6 – Результати розрахунку довговічності замкової різьби 3-121
бурильного замка ЗШ-146 (ГОСТ 5286-75) при двоосному напруженому стані

Величина дотичних напружень τ , МПа	Величина нормальних напружень σ , МПа					
	$\sigma = 100$	$\sigma = 115$	$\sigma = 130$	$\sigma = 145$	$\sigma = 160$	$\sigma = 175$
$\tau = 0$	1683014	1106097	881750	743072	644060	567995
$\tau = 10$	1550451	1073823	865107	732540	636691	562515
$\tau = 20$	1309288	992622	820336	703383	615965	546951
$\tau = 30$	1094124	891505	758821	661387	585291	523514
$\tau = 40$	923433	790702	691302	612791	548611	494864
$\tau = 50$	789163	698965	624740	562430	509299	463420

В графічній інтерпретації результати таблиць 6.4 – 6.6 матимуть вигляд представлений нижче (див. рисунок 6.4).



а) – ТБВ 114×10Д (ГОСТ 631-75);

б) – ТБВ 140×11Л (ГОСТ 631-75);

в) – 3-121 бурильного замка ЗШ-146 (ГОСТ 5286-75)

Рисунок 6.4 – Поверхні втоми елементів бурових труб, отримані враховуючи величини нормальних і дотичних напружень в небезпечному перерізі

Представляє інтерес порівняння результатів, які можна отримати за розробленим методом із експериментальними даними, що представлені в роботі

[173]. Для проведення досліджень авторами використовувалися циліндричні зразки, які мали шийку із мінімальним діаметром 6 мм і ділилися на 5-ть груп:

група № 1 – Сталь 40Х, стан поставки, HB 220 – 226;

група № 2 – Сталь 40Х, гартування в маслі, HRC 48 – 50;

група № 3 – Сталь 45, нормалізація, HB 148 – 152;

група № 4 – Сталь 45, покращення, HB 258 – 260;

група № 5 – Сталь 45, гартування СВЧ, HRC 50 – 54.

Для кожного значення коефіцієнту α в межах 5-ти груп було побудовано криві втоми у вигляді (1.12) та визначено їх параметри. Детальний аналіз результатів експериментів дозволив авторам зробити висновки, що для кожної групи характеристика нахилу кривої втоми в напівлогарифмічних координатах та кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми залишаються практично незмінними для всіх значень α . Однак, із ростом величини α , спостерігається зменшення границі втомної міцності.

Для порівняння, нами також було побудовано криві втоми для кожної із 5-ти груп, використовуючи формулу (6.2), та визначено відповідні границі втоми. Втім, в якості параметрів кривої втоми в межах кожної групи, було обрано значення, які відповідають $\alpha = 0$. Криві втоми для інших значень коефіцієнту α було отримано шляхом розрахунку величини η_{eqv} , яка враховує як нормальні так і дотичні напруження в поперечному перерізі зразка.

Результати порівняння представлено в таблиці 6.7.

Як бачимо, відхилення розрахованих за рівнянням (6.2) величин границь втоми для $\alpha = 0,25$ відрізняються від експериментальних даних не більше ніж на 5 %, а для $\alpha = 0,5$ – до 18 %.

Відтак, робимо висновок, що рівняння (6.2) можна використовувати для прогнозування довговічності елементів трубних колон враховуючи як нормальні, так і дотичні напруження в їх поперечному перерізі. При цьому параметри формули (6.2) можна отримувати із експериментальних досліджень зразків за дії тільки нормальних напружень в небезпечному перерізі.

Таблиця 6.7 – Результати порівняння значень границь втоми отриманих експериментальним методом та за формулою (6.2)

Значення коефіцієнту α	Значення границі втоми згідно із експ. даними, МПа	Значення границі втоми згідно із формулою (6.2), МПа	Відхилення, %
Сталь 40Х, стан поставки			
0	337	337	0
0,25	328	315	4
0,5	305	264	14
Сталь 40Х, гартування в маслі			
0	650	650	0
0,25	613	603	2
0,5	569	509	11
Сталь 45, нормалізація			
0	262	262	0
0,25	256	243	5
0,5	250	205	18
Сталь 45, поліпшення			
0	384	384	0
0,25	373	357	4
0,5	348	300	14
Сталь 45, гартування			
0	45	450	0
0,25	437	417	5
0,5	408	352	14

6.3 Прогнозування втомної довговічності колон бурильних труб за одночасної дії змінних у часі осьової сили та згинального моменту

Під час експлуатації в криволінійних ділянках свердловин нормальне напруження в будь-якій точці поперечного перерізу бурильної колони складається з двох компонент. Перша є результатом дії змінної в часі осьової

сили, друга – змінного в часі згинального моменту. Отже, при прогнозуванні втомної довговічності елементів бурильної колони слід приймати до уваги два незалежних процеси навантаження.

Однак, згідно із дослідженнями [156 – 159 та ін.], залежність кількості циклів до руйнування від максимального напруження циклу навантаження не є лінійною. А це означає, що результуючий вплив на втому матеріалу бурильної колони змінних в часі осьової сили та згинального моменту не обов'язково повинен бути еквівалентним сумі впливів від кожного процесу навантаження зокрема.

Для підтвердження чи спростування вище зазначеної тези розглянемо фрагмент результатів оброблення показів гідравлічного індикатора ваги бурильної колони під час її експлуатації в криволінійній ділянці свердловини Вишнянська № 66 Стрийського відділення бурових робіт (див. рисунок 6.5).

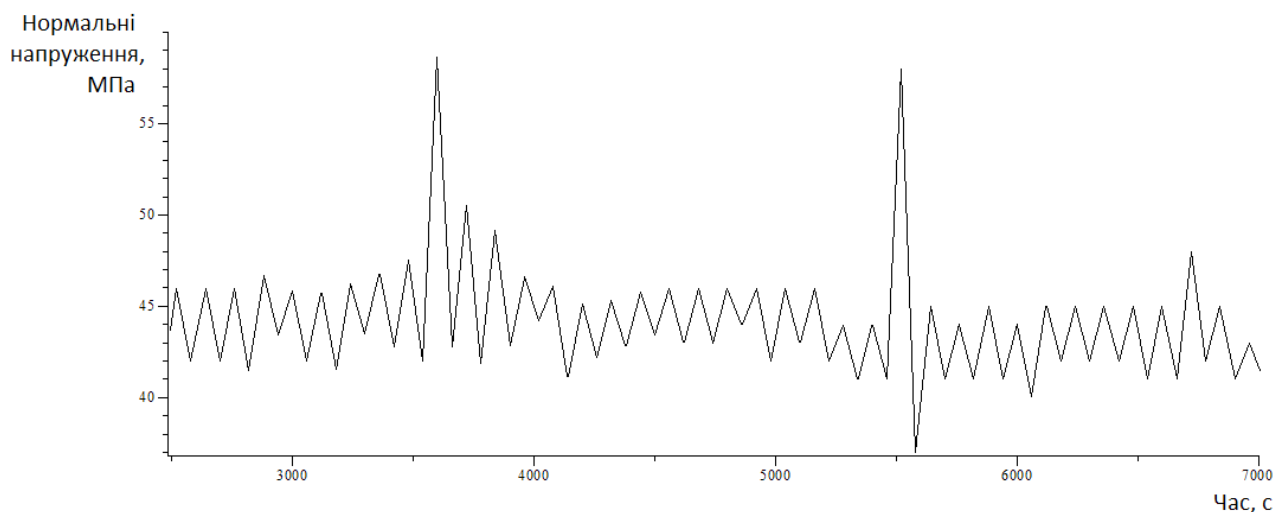


Рисунок 6.5 – Процес навантаження отриманий від дії осьової сили

Напруження обчислені для поперечного перерізу бурильних труб зовнішнім і внутрішнім діаметрами відповідно 0,114 м та 0,093 м на відстані 1200 м від устя свердловини. Саме у даному місці також було зафіксовано ділянку набору зенітного кута із інтенсивністю $2^0 / 10$ м. Два піки навантаження на рисунку 6.5 зумовлені періодичним припідняттям бурильної колони для тимчасового послаблення навантаження на долото.

З іншого боку, від обертання бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини виникають нормальні напруження з періодичним законом зміни зумовлені згином. Використовуючи метод викладений в підрозділах 3.2 – 3.4, було отримано процес відображений на рисунку 6.6.

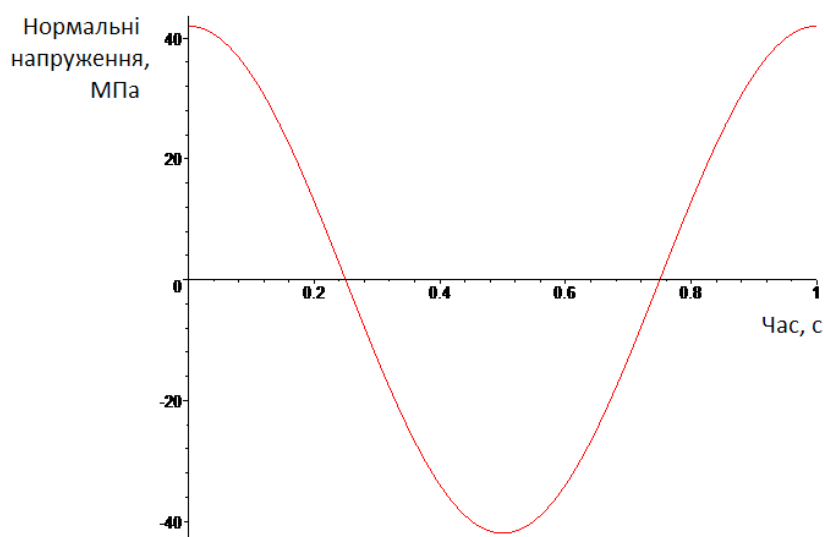


Рисунок 6.6 – Процес навантаження отриманий від дії згинального моменту

Для подальших розрахунків обидва процеси було накладено один на одного (див. рисунок 6.7).

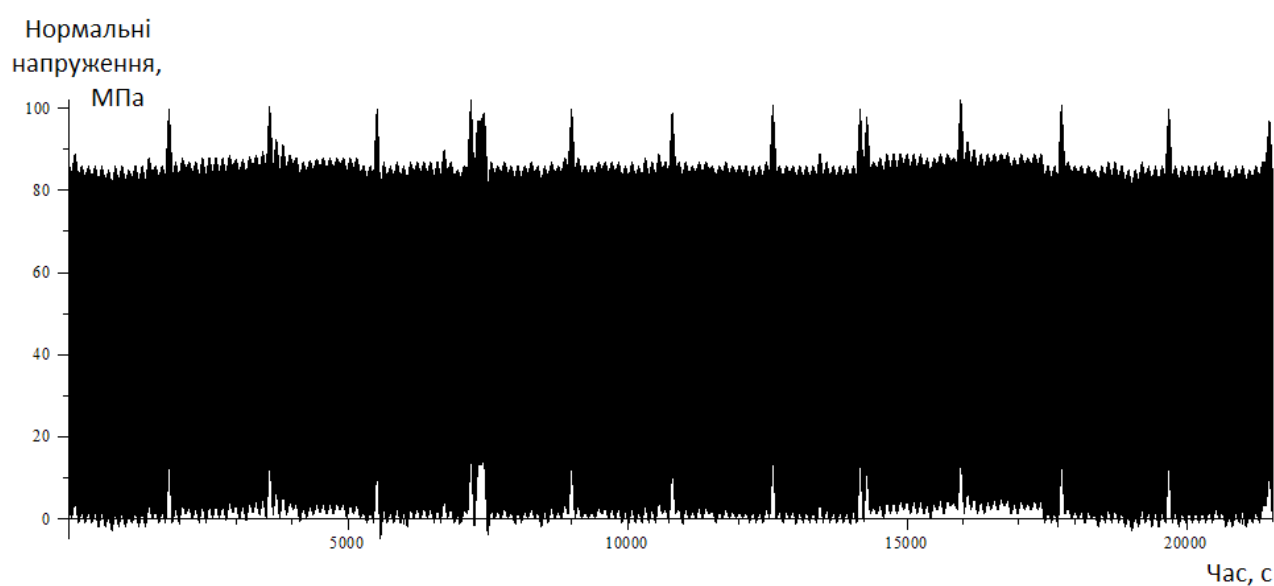
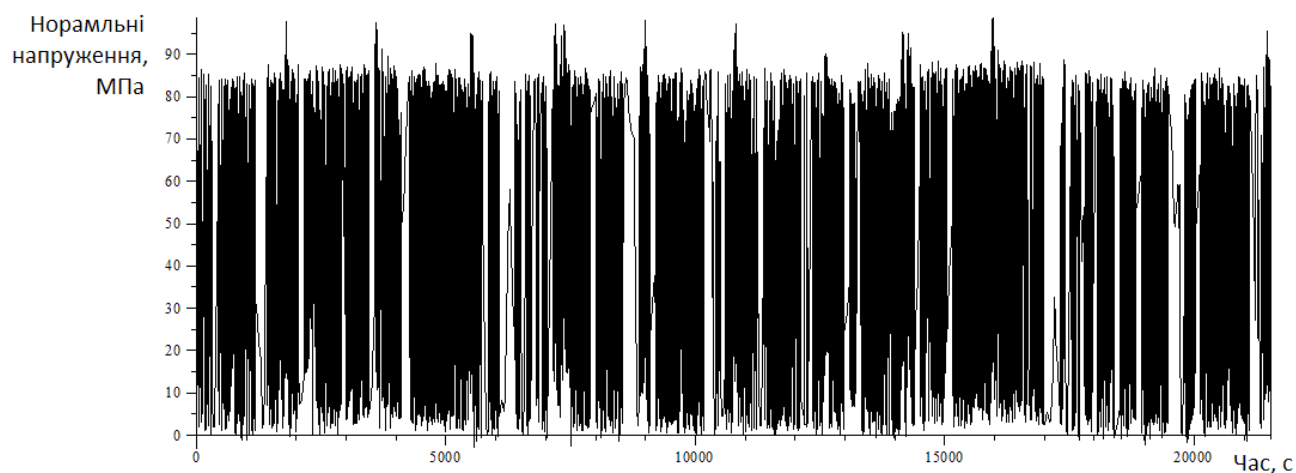
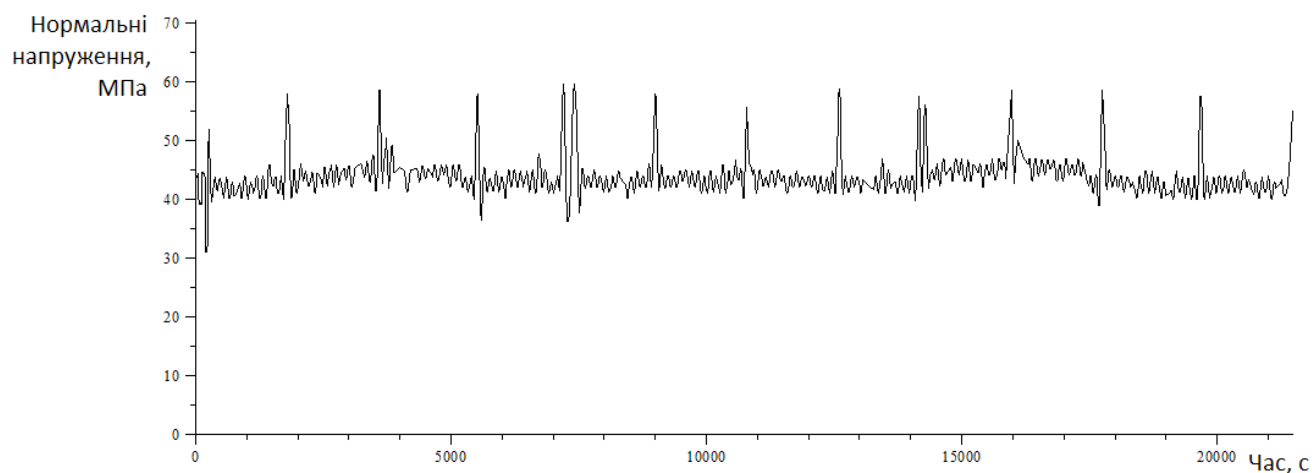


Рисунок 6.7 – Сумарний процес навантаження отриманий від дії осьової сили та згинального моменту

Далі, використовуючи метод вкладених циклів [31], проведено схематизацію процесу. Графічна ілюстрація результатів кожного етапу схематизації наведена на рисунках 6.8 – 6.10.



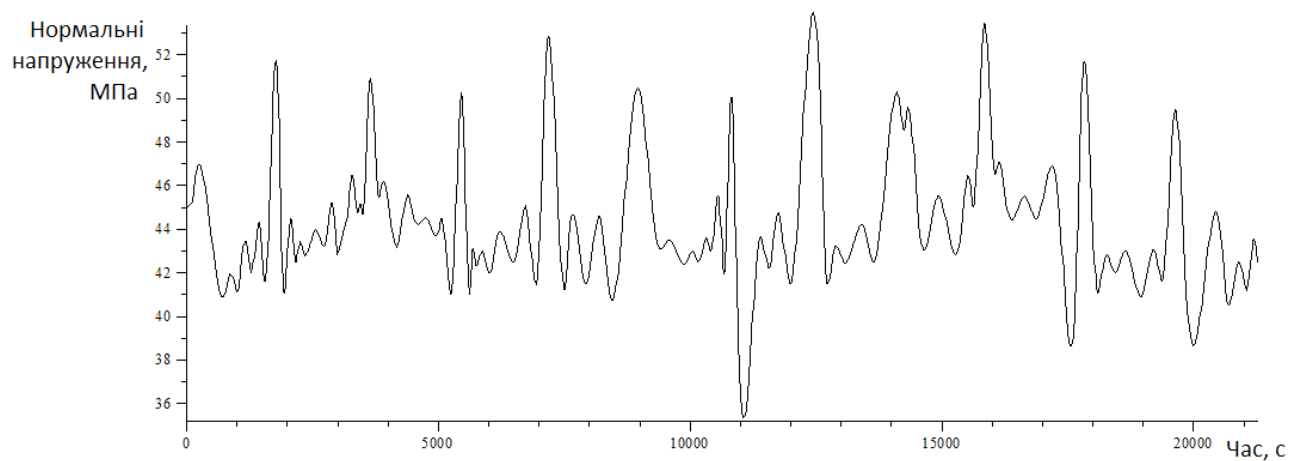
а)



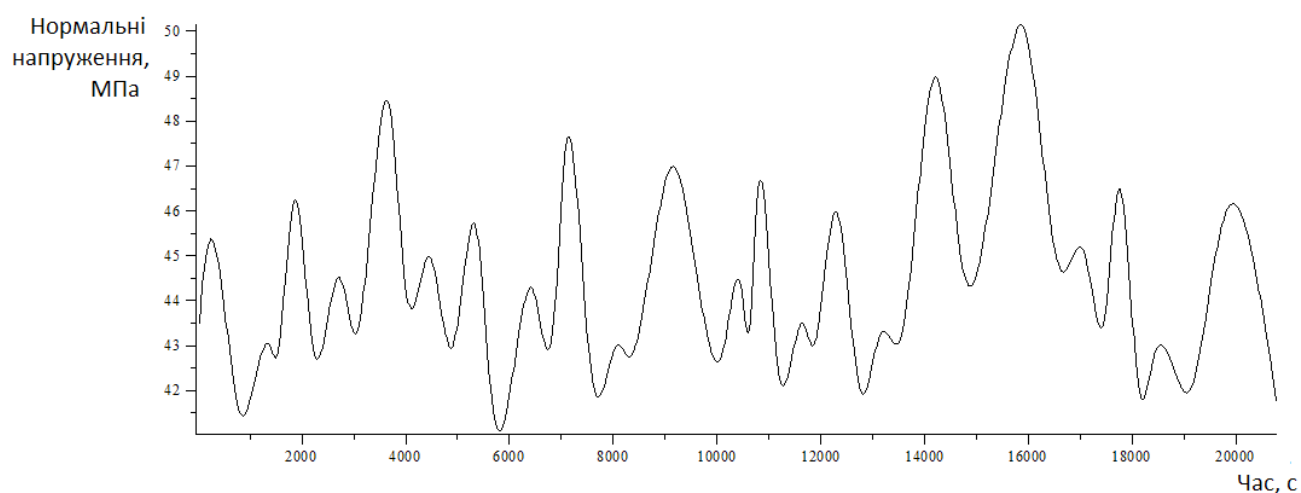
б)

а) – 1-й етап схематизації; б) – 2-й етап схематизації

Рисунок 6.8 – Результати 1-го та 2-го етапів схематизації процесу навантаження бурильної колони на свердловині Вишнянська № 66



а)



б)

а) – 3-й етап схематизації; б) – 4-й етап схематизації

Рисунок 6.9 – Результати 3-го та 4-го етапів схематизації процесу навантаження бурильної колони на свердловині Вишнянська № 66

Оброблення процесу навантаження від дії осової сили розтягу та згинального моменту, згідно із методикою наведеною в [31], дозволило

отримати розподіл коефіцієнту асиметрії циклів R у блоці навантажування (див. рисунок 6.11).

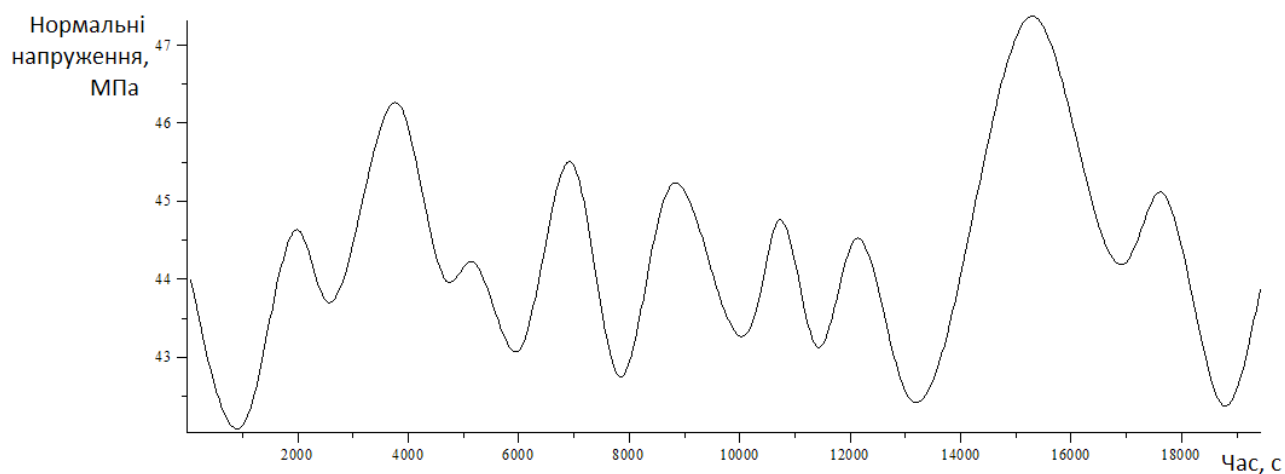


Рисунок 6.10 – Результати 5-го етапу схематизації процесу навантаження бурильної колони на свердловині Вишнянська № 66

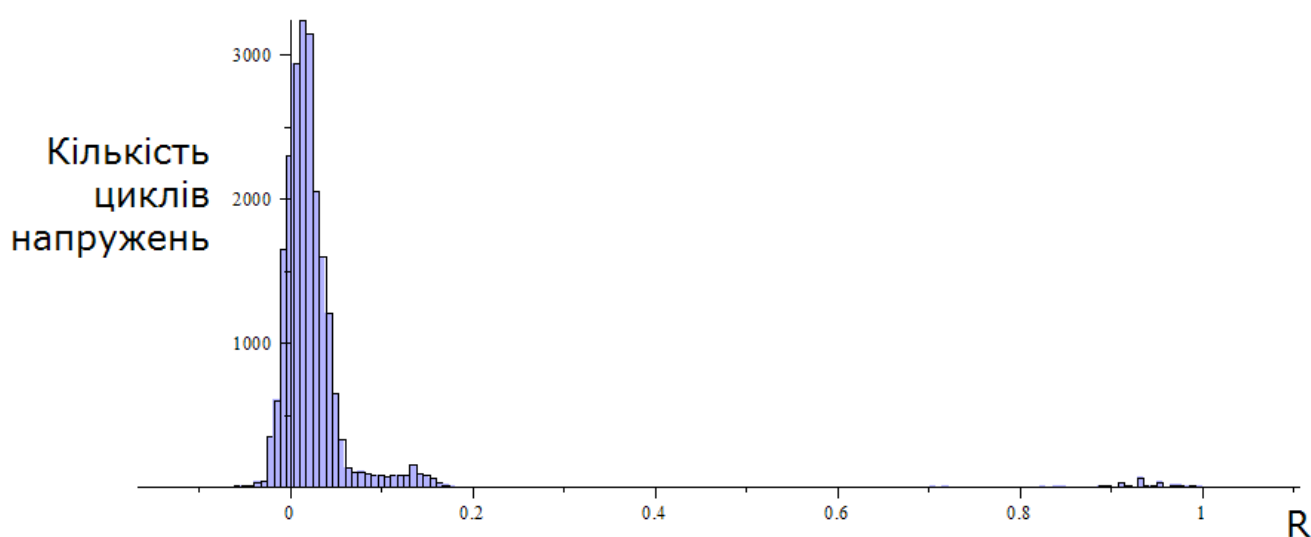


Рисунок 6.11 – Гістограма розподілу коефіцієнту асиметрії циклів R у блоці навантажування

Як можемо побачити з рисунку 6.11, процес навантажування бурильної колони характеризується доволі низьким коефіцієнтом асиметрії циклу. Це можна пояснити тим, що нормальні напруження, які виникають від розтягу

співрозмірні із амплітудними напруженнями, що зумовлені згином у криволінійній ділянці свердловини.

На наступному етапі опрацювання даних, згідно із методикою розробленою в роботі [31], усі асиметричні цикли навантажування приведено до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних. В результаті отримано блок напружень, який складається з 21801-го циклу з максимальною величиною 56,5 МПа. Розподіл еквівалентних напружень подано на рисунку 6.12.

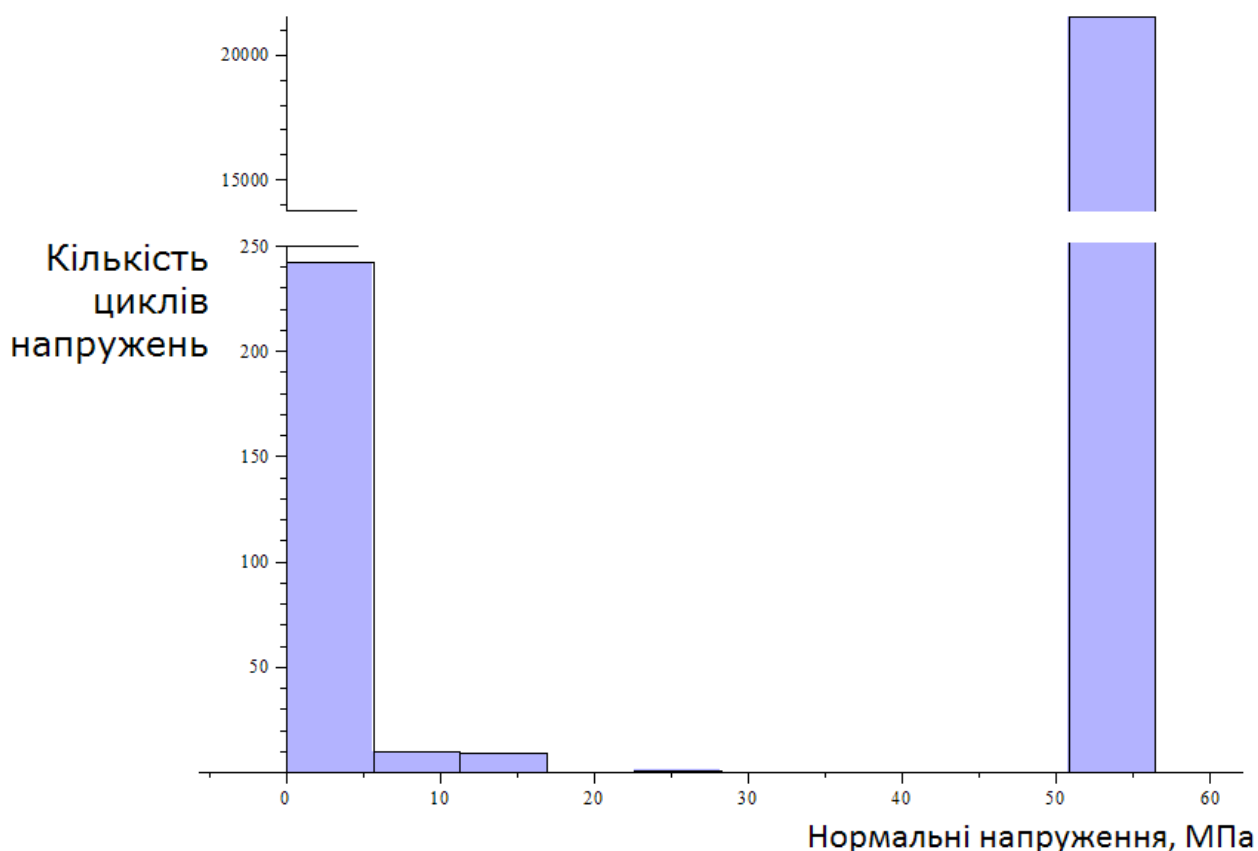


Рисунок 6.12 – Гістограма розподілу еквівалентних амплітуд напружень у блоці навантажування

Опираючись на рисунок 6.12, можна відзначити, що в блоці навантаження домінантним є напруження 56,5 МПа. Кількість його повторювань у відсотковому співвідношенні становить понад 90 %.

Розглянемо, для прикладу, довговічність ТБВ 114х10 Д за дії отриманого блоку навантажування. Медіанна границя втоми для вказаного типорозміру бурильних труб становить 81,77 МПа [35]. Використовуючи методику наведену в роботі [31], отримано значення вказаної границі втоми за імовірності неруйнування 95 %. Воно становить 75,97 МПа. Цікаво відзначити, що, опираючись на класичні положення теорії втоми, довговічність ТБВ 114х10 Д буде необмеженою, оскільки максимальне напруження блоку навантажування менше від границі втоми даних труб. Однак, величина довговічності, отримана з використанням чотирипараметричного рівняння кривої втоми [4, 24, 31], рівна 17379 годин, або, приблизно, 2 роки.

Для порівняння визначимо довговічність ТБВ 114х10 Д за умови дії нормальних напружень, зумовлених тільки змінною осьовою силою. Це означає, що необхідно схематизувати процес відображений на рисунку 6.5. Як і для попереднього випадку, розрахунок проведено згідно із [31]. В графічному вигляді етапи схематизації подано на рисунку 6.13 – 6.15.

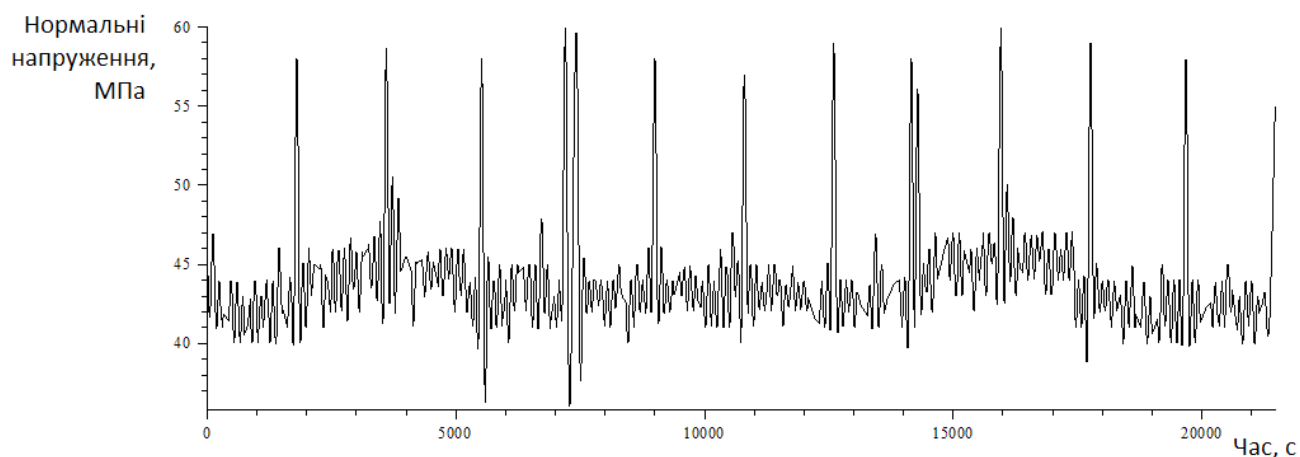
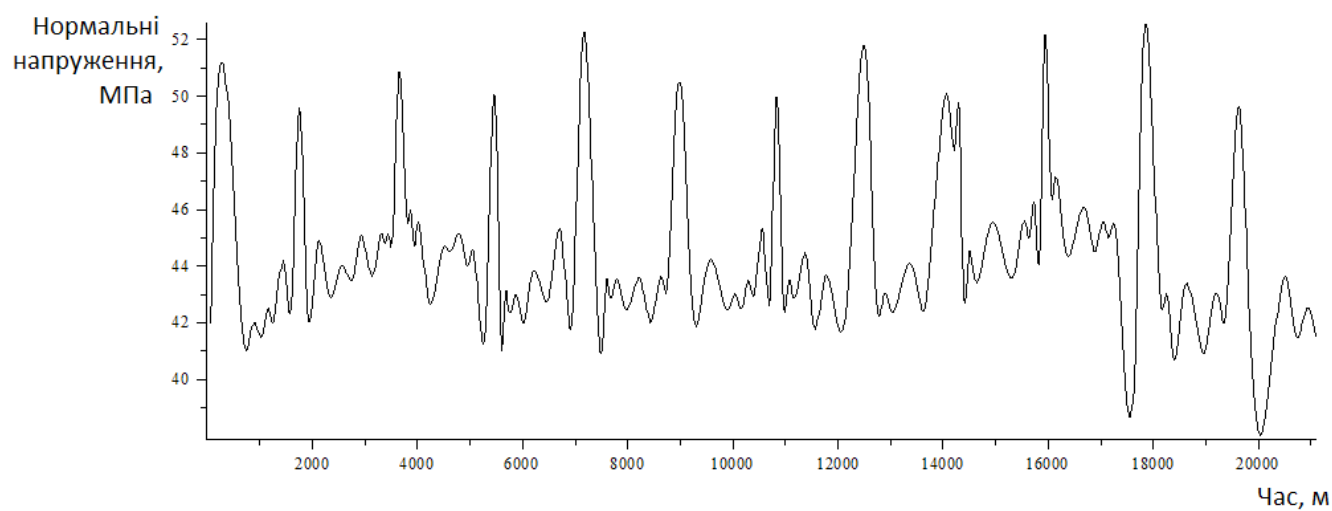
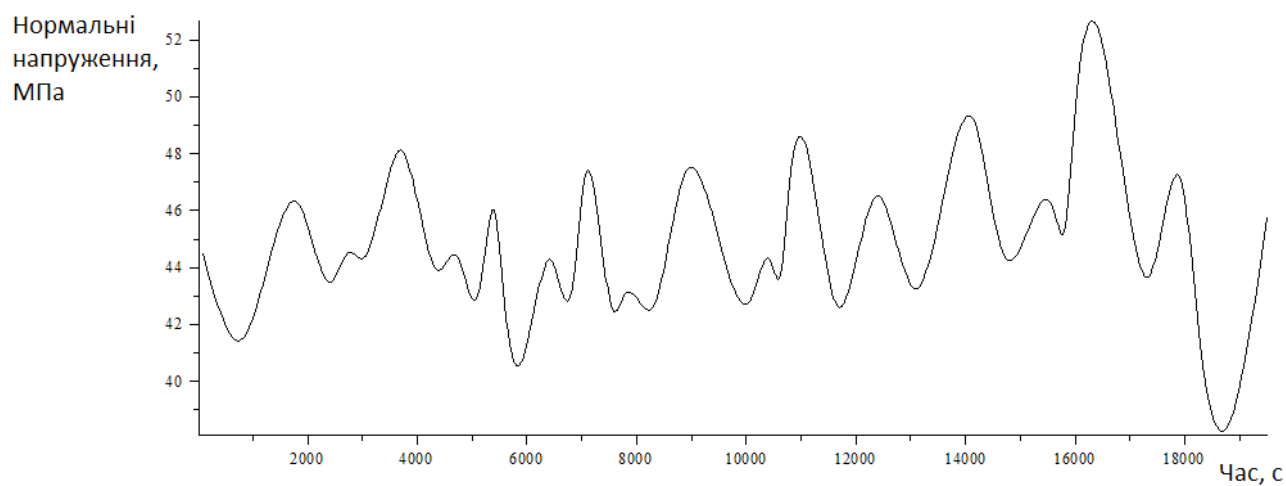


Рисунок 6.13 – Результати 1-го етапу схематизації процесу навантаження бурильної колони на свердловині Вишнянська № 66 тільки від осьового зусилля



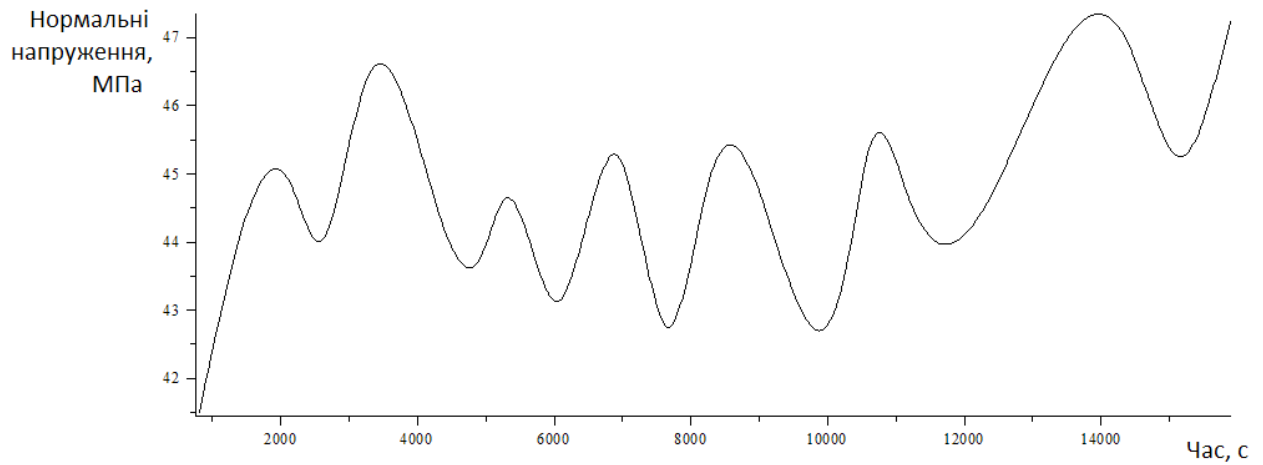
а)



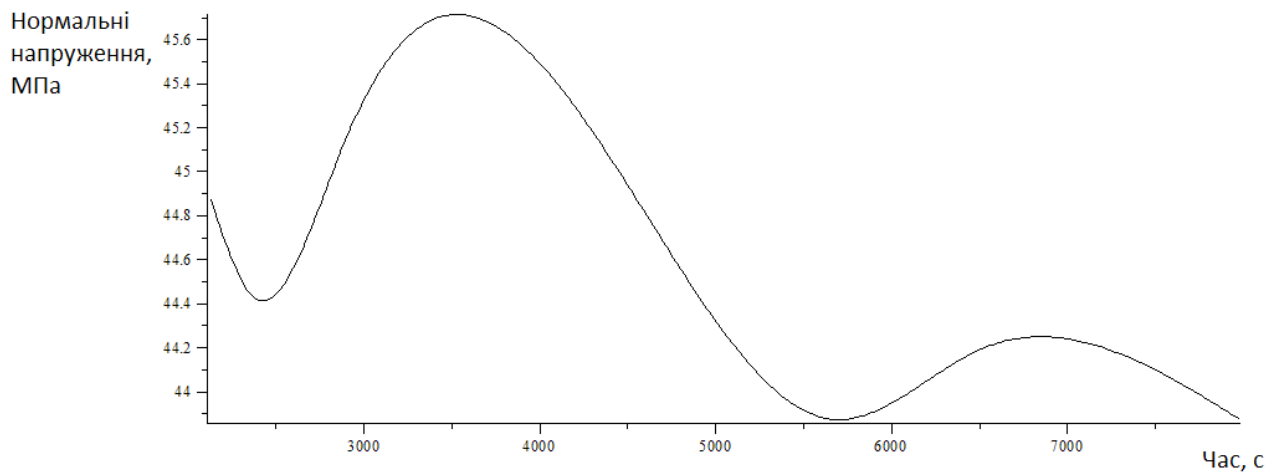
б)

а) – 2-й етап схематизації; б) – 3-й етап схематизації

Рисунок 6.14 – Результати 2-го та 3-го етапів схематизації процесу навантаження бурильної колони на свердловині Вишнянська № 66 тільки від осьового зусилля



а)



б)

а) – 4-й етап схематизації; б) – 5-й етап схематизації

Рисунок 6.15 – Результати 4-го та 5-го етапів схематизації процесу навантаження бурильної колони на свердловині Вишнянська № 66 тільки від осьового зусилля

Розподіли коефіцієнтів асиметрії циклів R та еквівалентних амплітуд напружень у блоці навантаження тільки від осьової сили мають вигляд (див. рисунки 6.16, 6.17).

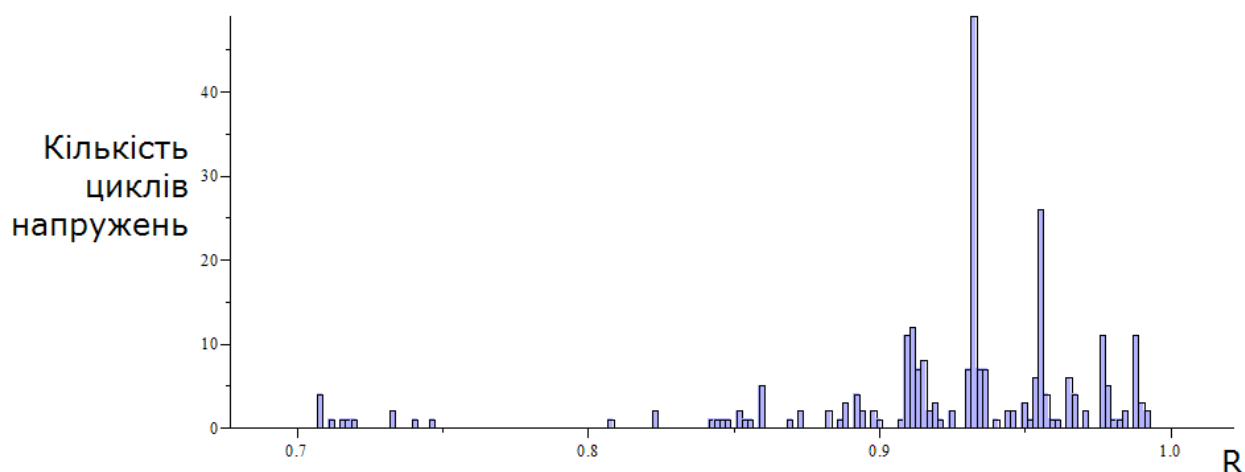


Рисунок 6.16 – Гістограма розподілу коефіцієнту асиметрії циклів у блоці навантажування

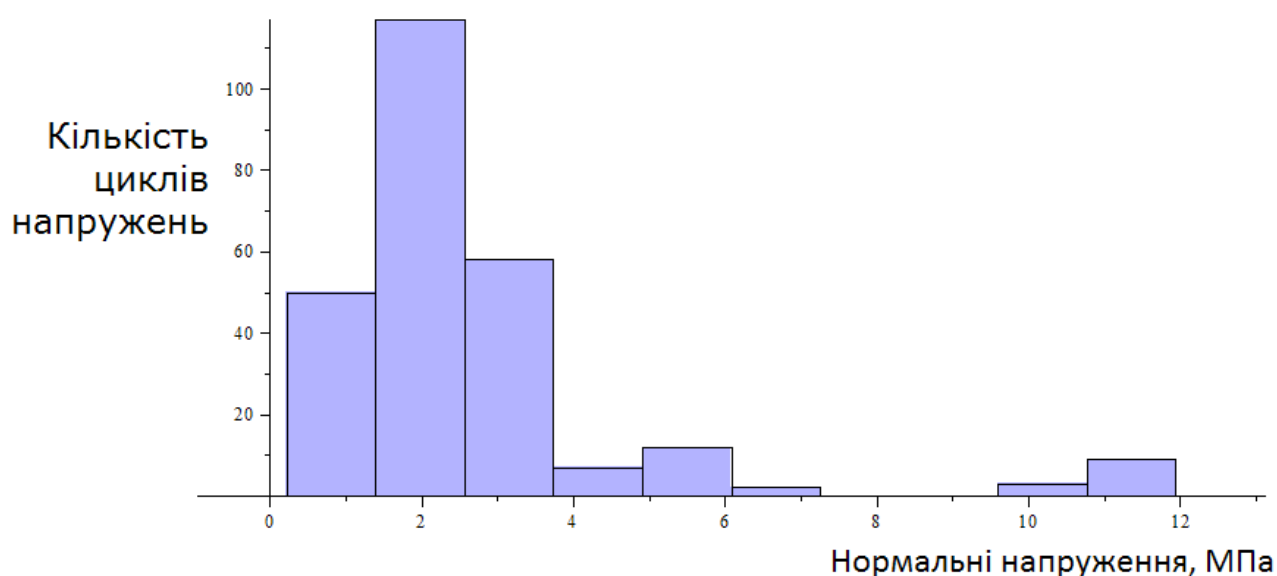


Рисунок 6.17 – Гістограма розподілу еквівалентних амплітуд напружень у блоці навантажування

В даному випадку, як бачимо, домінуючими є цикли із доволі високим коефіцієнтом асиметрії. Це зумовлено тим, що було проведено схематизацію тільки процесу від розтягу. Втім, амплітуди напружень незначні і становлять, в середньому, 2 МПа.

Втомна довговічність, отримана використовуючи чотирипараметричне рівняння втоми (див. роботи [4, 24, 31]), рівна $4,41 \times 10^{10}$ годин, або 50 тис. років. Результат цілком очікуваний, адже, навіть враховуючи зменшення границі втоми, блок навантаження із максимальним напруженням 2 МПа не може чинити суттєвого впливу на втому матеріалу ТБВ 114х10 Д.

Для порівняння було також визначено кількість циклів до руйнування ТБВ 114х10 Д за дії тільки нормальних напружень від згинального моменту. Отримано величину $1,44 \times 10^5$ годин, або 16 років.

В результаті розрахунків спостерігається надзвичайно цікавий результат. Як бачимо, втомна довговічність проаналізованого типорозміру бурильних труб за дії виключно осьового навантаження практично необмежена. В той же час, ресурс, враховуючи тільки напруження від циклічного згину, становить 16 років. Якщо процеси від дії осьової сили та згину накласти і провести схематизацію результуючого графіка з подальшим розрахунком втомної довговічності, то отримаємо результат у 2 роки.

Відтак, можна зробити висновок про необхідність використання саме сумарного процесу навантаження від дії змінних в часі осьової сили та згинального моменту для прогнозування втомної довговічності трубних колон.

Однак, таке навантаження є неусталеним, тобто закон його зміни в часі може носити досить складний характер. З іншого боку, границя втоми матеріалу бурильних труб, окрім іншого, суттєво залежить від режиму прикладання навантаження. Це означає, що необхідними є додаткові лабораторні дослідження втомної міцності елементів трубних колон за неусталених режимів зміни напружень, які можна здійснювати, наприклад, на випробувальній установці УКІ-6І із запропонованою у співавторстві силовою головкою, що може реалізовувати блокове навантаження [11].

6.4 Аналіз впливу інтенсивності викривлення, діаметру та початкового zenітного кута криволінійної ділянки свердловини на ресурс колони бурильних труб

Як відомо, зовнішній діаметр бурильної колони може бути суттєво меншим від внутрішнього діаметру свердловини. Отже, внаслідок радіального зазору між ними, пружна вісь колони не співпадає із віссю свердловини, особливо на ділянках зміни zenітного чи азимутального кута. Як зазначено в роботах багатьох науковців та в даному дисертаційному дослідженні, можливі три випадки розташування бурильної колони в криволінійному стовбурі свердловини: 1) колона лежить на нижній частині стінки свердловини; 2) колона не доторкається до стінок свердловини; 3) колона доторкається до верхньої частини стінки свердловини.

Розв'язки задачі визначення положення, яке буде мати місце за тих чи інших умов буріння, з подальшим аналізом напружено-деформованого стану трубної колони приводяться в 3-му, 4-му та 5-му розділах даної роботи. Далі результати таких розрахунків використовуються для подальшого прогнозування втомної довговічності елементів трубних колон. Втім, як зазначено вище, в наслідок сил пружності в криволінійних ділянках свердловин колона труб може притискатися до стінок стовбура і, таким чином, зазнавати абразивного зношування. Відтак, зменшення її ресурсу може бути викликане як явищем втоми металу так і явищем абразивного зношування.

Процес абразивного зношування бурильної колони при її терті об стінку стовбура свердловини розглянуто в роботі [204]. В результаті експериментальних досліджень автором отримано емпіричну залежність масового зносу Q бурильної труби від компонент, які враховують контактне напруження ($Q_{\sigma_{max}}$), коефіцієнт абразивності гірської породи ($Q_{абр.}$), швидкість ковзання (Q_{v_k}), шлях тертя (Q_{L_T}), твердість сталі за Брінелем (Q_{HB}) та мастильні

властивості бурового розчину ($Q_{\text{бр}}$). В аналітичному вигляді можемо записати наступне

$$Q = Q_{\sigma_{\max}} Q_{a_{\text{бр}}} Q_{v_K} Q_{L_T} Q_{HB} Q_{\text{бр.р.}} K_{\text{ум}}, \quad (6.4)$$

де $K_{\text{ум}}$ – уточнюючий коефіцієнт.

В свою чергу, компоненти масового зносу з формули (6.4) визначаються за наступними емпіричними залежностями

$$Q_{\sigma_{\max}} = 0,031 \sigma_{\max} - 0,484, \quad (6.5)$$

$$Q_{a_{\text{бр}}} = 7,505 \cdot 10^{-2} + 1,512 \cdot 10^{-2} a_e, \quad (6.6)$$

$$Q_{v_K} = 9,284 \cdot 10^{-1} - 2,611 \cdot 10^{-1} v_K, \quad (6.7)$$

$$Q_{L_T} = 4,677 \cdot 10^{-2} + 1,271 \cdot 10^{-4} L_T, \quad (6.8)$$

$$Q_{HB} = 2,763 - 7,317 \cdot 10^{-4} HB, \quad (6.9)$$

$$Q_{\text{бр.р.}} = 2,583 - 5,663 \cdot 10^{-1} (a_w)_{\text{зв.}} / (a_w)_i, \quad (6.10)$$

де $\sigma_{\max}$ – максимальне контактне напруження при взаємодії бурильної колони та стінки свердловини;

a_e – коефіцієнт абразивності гірської породи;

v_K – швидкість ковзання бурильної колони по стінці свердловини;

L_T – шлях тертя;

HB – твердість сталі за Брінелем;

$(a_w)_{\text{зв.}} / (a_w)_i$ – коефіцієнти пропорційності, що характеризують інтенсивність зношування.

Згідно із роботою [204] максимальне контактне напруження визначається за формулою

$$\sigma_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{\frac{F}{l R}}{\frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu_{zn}^2}{E_{zn}}}}, \quad (6.11)$$

де F – сила взаємодії між бурильною колоною та стінкою свердловини;

l – довжина лінії контакту;

R – зовнішній радіус бурильної колони;

μ, μ_{zn} – коефіцієнт Пуассона для сталі та гірської породи відповідно;

E, E_{zn} – модуль Юнга для сталі та гірської породи відповідно.

Швидкість ковзання бурильної колони по стінці свердловини та шлях тертя розраховуються за наступними рівностями [204]

$$v_K = \pi d_{kol} \omega, \quad (6.12)$$

$$L_T = \pi d_{kol} \omega t, \quad (6.13)$$

де d_{kol} – зовнішній діаметр бурильної колони;

ω – кутова швидкість обертання бурильної колони;

t – час.

Однак, для прогнозування кількості циклів напрацювання до настання граничного зносу, формулу (6.4) запишемо у наступному вигляді

$$Q_{L_T \text{ crit}} = \frac{Q_{crit}}{Q_{\sigma_{max}} Q_{абр.} Q_{v_K} Q_{HB} Q_{б.р.} K_{ум}}, \quad (6.14)$$

де $Q_{L_T \text{ crit}}$ – гранична величина компоненти, яка враховує шлях тертя;

Q_{crit} – граничний масовий знос.

В якості граничного приймемо таку величину зносу, яка рівна масі металу бурильної колони, який необхідно зняти для зменшення її зовнішнього

діаметру на 3 % [204]. Таку величину діаметру назовемо граничною D_{crit} . Отже, можемо записати

$$D_{crit} = 1,94 R. \quad (6.15)$$

Відповідно граничний об'єм V_{crit} та граничний знос Q_{crit} (у грамах) можна визначити за формулами

$$V_{crit} = \left(\frac{\pi D_{crit}^2}{4} - \frac{\pi D_{int}^2}{4} \right) l, \quad (6.16)$$

$$Q_{crit} = q_{кол} V_{crit} 10^3, \quad (6.17)$$

де $q_{кол}$ – густина матеріалу бурильної колони.

Маючи величину $Q_{L_T crit}$ з рівняння

$$Q_{L_T crit} = 4,677 \cdot 10^{-2} + 1,271 \cdot 10^{-4} L_{T crit}, \quad (6.18)$$

розраховуємо граничний шлях тертя $L_{T crit}$. Отже, кількість циклів до настання граничного стану зумовленого абразивним зношуванням N визначається за формулою

$$N = \frac{L_{T crit}}{2 \pi R}. \quad (6.19)$$

Розглянемо ділянку бурильної колони, що складається із труб ТБВК 114x10 Д (основні геометричні розміри та механічні властивості подано в таблиці 6.8) та знаходиться в локальному перегині свердловини. Розрахунок проведено використовуючи наступні вихідні дані: а) діапазон зміни інтенсивності набору зенітного кута від 0,5 до 3 град./10 м з кроком 0,5

град./10 м; б) початкові значення зенітного кута 0, 45 та 81 град.; в) діаметри стовбура свердловини 0,1206; 0,219 та 0,320 м.

Таблиця 6.8 – Основні геометричні розміри та механічні властивості бурильних труб ТБВК 114х10 Д

Назва величини	Позначення величини	Значення величини
Зовнішній діаметр бурильної колони	$D_{ext} = 2R$	0,1143 м
Внутрішній діаметр бурильної колони	D_{int}	0,0943 м
Модуль пружності першого роду сталі	E	$2,06 \cdot 10^{11}$ Па
Модуль пружності другого роду сталі	G	$8 \cdot 10^{10}$ Па

Використовуючи положення механіки стрижнів (див. п. 3.2, п 3.3, п 3.4) було визначено нормальні напруження від згину та величину реакції між бурильною колоною та стінкою свердловини. Далі, опираючись на вихідні дані згідно із таблицею 6.8 та таблицею 6.9, а також використовуючи формули (6.4) – (6.19), було визначено кількості циклів, які необхідні для зменшення зовнішнього діаметру бурильної колони на 3 % внаслідок зносу.

Таблиця 6.9 – Вихідні дані для розрахунку абразивного зношування бурильних труб ТБВК 114х10 Д

Назва величини	Позначення величини	Значення величини
1	2	3
Довжина лінії контакту	l	1 м
Густина матеріалу бурильної колони	$q_{кол}$	7850 кг / м^3

Продовження таблиці 6.9

1	2	3
Модуль пружності гірської породи	E_{zn}	$2,7 \cdot 10^3$ МПа
Коефіцієнт Пуассона для сталі	μ	0,3
Коефіцієнт Пуассона для гірської породи	μ_{zn}	0,25
Коефіцієнти пропорційності, що характеризують інтенсивність зношування	$(a_w)_{se} / (a_w)_i$	1
Твердість сталі за Брінелем	HB	300 МПа
Коефіцієнт абразивності гірської породи (вапняк)	a_e	5 мкг/с
Уточнюючий коефіцієнт	K_{ym}	6,97
Частота обертання ротора	n_p	60 об / хв.

Також, користуючись методом викладеним в підрозділі 6.2 даної роботи та параметрами кривої втоми для ТБВК 114x10 Д, проведено прогнозування втомної довговічності вказаного типорозміру бурильних труб. Результати розрахунків зазначено в таблиці 6.10.

Таблиця 6.10 – Результати аналізу напружено-деформованого стану,
втомної довговічності та абразивного зношування бурильних труб
ТБВК 114х10 Д в локальному перегині свердловини

Поч. зен. кут, град.	Інтенс. набору, град. /10 м	Діам. свердл., м	Реак- ція, Н	Нор- мальні напру- ження, МПа	Поло- ження	Втомна довг., цикли	К-сть циклів, що відп. гран. зносу
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,5	0,1206	-725	36	КОНТ. 3 верх. ст.	необмеж.	2428092
		0,219	-350	23	КОНТ. 3 верх. ст.	необмеж.	3502194
		0,32	0	11	провисає	необмеж.	необмеж.
1	1	0,1206	-1523	75	КОНТ. 3 верх. ст.	необмеж.	1672548
		0,219	-1125	61	КОНТ. 3 верх. ст.	необмеж.	1947226
		0,32	-775	49	КОНТ. 3 верх. ст.	необмеж.	2348070
1	1,5	0,1206	-2285	113	КОНТ. 3 верх. ст.	446648	1364492
		0,219	-1925	100	КОНТ. 3 верх. ст.	606824	1487055
		0,32	-1500	85	КОНТ. 3 верх. ст.	1345815	1685371

Продовження таблиці 6.10

1	2	3	4	5	6	7	8
1	2	0,1206	-3038	150	КОНТ. 3 верх. ст.	172112	1182825
		0,219	-2670	137	КОНТ. 3 верх. ст.	227117	1261966
		0,32	-2300	124	КОНТ. 3 верх. ст.	306536	1360021
1	2,5	0,1206	-3805	188	КОНТ. 3 верх. ст.	81957	1056544
		0,219	-3399	174	КОНТ. 3 верх. ст.	106826	1118056
		0,32	-3000	159	КОНТ. 3 верх. ст.	143315	1190316
1	3	0,1206	-4580	226	КОНТ. 3 верх. ст.	41026	962750
		0,219	-4200	213	КОНТ. 3 верх. ст.	51811	1005488
		0,32	-3800	198	КОНТ. 3 верх. ст.	68093	1057241
45	0,5	0,1206	2088	36	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1427630
		0,219	1700	41	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1582760
		0,32	1370	49	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1763832

Продовження таблиці 6.10

1	2	3	4	5	6	7	8
45	1	0,1206	1330	57	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	необмеж.	1790265
		0,219	940	67	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	необмеж.	2131081
		0,32	600	78	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	необмеж.	2670390
45	1,5	0,1206	575	90	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	934880	2728145
		0,219	225	103	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	547860	4375478
		0,32	0	111	провисає	429914	необмеж.
45	2	0,1206	-108	126	КОНТ. 3 верх. СТ.	292144	6339356
		0,219	0	122	провисає	321917	необмеж.
		0,32	0	122	провисає	321917	необмеж.
45	2,5	0,1206	-853	163	КОНТ. 3 верх. СТ.	132351	2237623
		0,219	-490	150	КОНТ. 3 верх. СТ.	172112	2956678
		0,32	-130	137	КОНТ. 3 верх. СТ.	227117	5771839

Продовження таблиці 6.10

1	2	3	4	5	6	7	8
45	3	0,1206	-1588	201	КОНТ. 3 верх. ст.	64445	1637830
		0,219	-1235	188	КОНТ. 3 верх. ст.	81957	1858124
		0,32	-870	175	КОНТ. 3 верх. ст.	104796	2215551
81	0,5	0,1206	3260	43	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1141716
		0,219	2900	49	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1210729
		0,32	2550	50	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1291414
81	1	0,1206	2552	61	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1290906
		0,219	2200	66	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1390691
		0,32	1850	73	КОНТ. 3 нижн. ст.	необмеж.	1517005
81	1,5	0,1206	1848	84	КОНТ. 3 нижн. ст.	1512234	1517828
		0,219	1500	93	КОНТ. 3 нижн. ст.	803360	1685371
		0,32	1150	105	КОНТ. 3 нижн. ст.	513801	1925855

Продовження таблиці 6.10

1	2	3	4	5	6	7	8
81	2	0,1206	1158	115	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	385228	1919162
		0,219	823	128	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	278650	2278236
		0,32	470	142	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	203705	3019311
81	2,5	0,1206	462	153	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	161811	3045500
		0,219	123	166	КОНТ. 3 НИЖН. СТ.	124761	5935667
		0,32	0	171	провисає	113187	необмеж.
81	3	0,1206	-219	190	КОНТ. 3 верх. ст.	78956	4435529
		0,219	0	181	провисає	93482	необмеж.
		0,32	0	181	провисає	93482	необмеж.

На основі даних, що наведені в таблиці 6.10, побудовано ряд номограм. На рисунку 6.18 відображено випадок, що відповідає початковому зенітному куту 0 град. та інтенсивності набору зенітного кута 0,5 та 1 град./10 м.

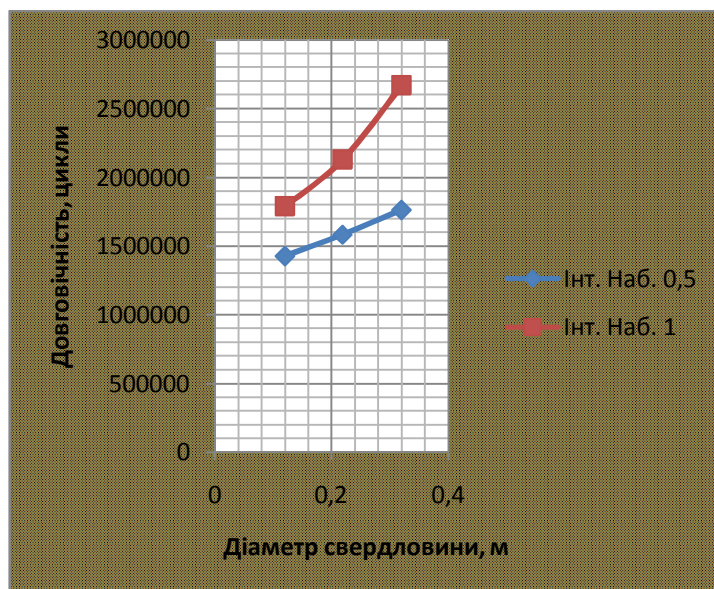


Рисунок 6.18 – Залежності довговічності бурових труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

На рисунку 6.19 відображено номограму для цього ж початкового кута, втім, інтенсивність його набору становить 1,5 та 2 град./10 м.

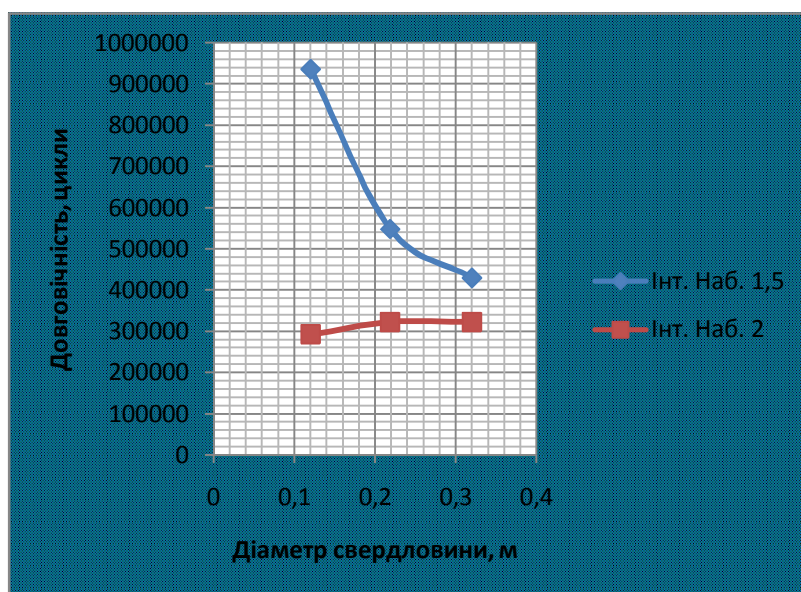


Рисунок 6.19 – Залежності довговічності бурових труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

Номограма на рисунку 6.20 відповідає випадку початкового зенітного кута 0 град. та інтенсивності набору зенітного кута 2,5 та 3 град./10 м.

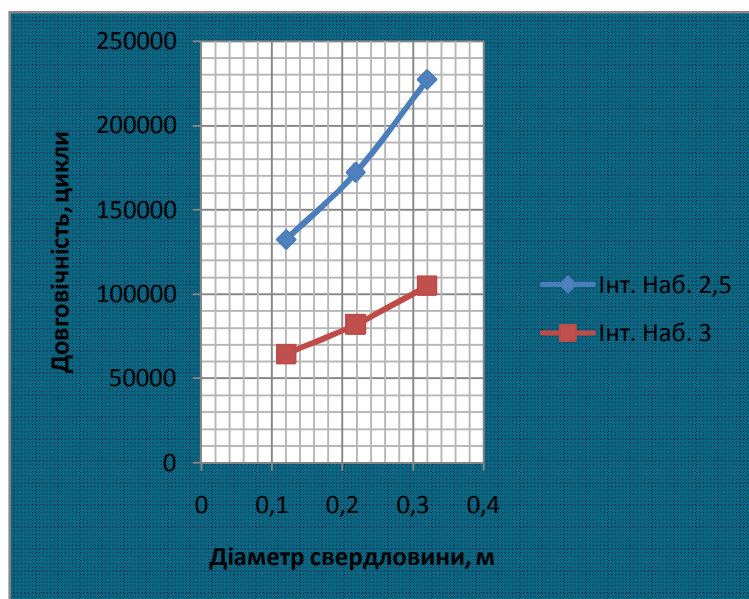


Рисунок 6.20 – Залежності довговічності бурових труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

На рисунку 6.21 розглянуто випадок для початкового зенітного кута 45 град. та інтенсивності його набору 0,5 та 1 град./10 м.

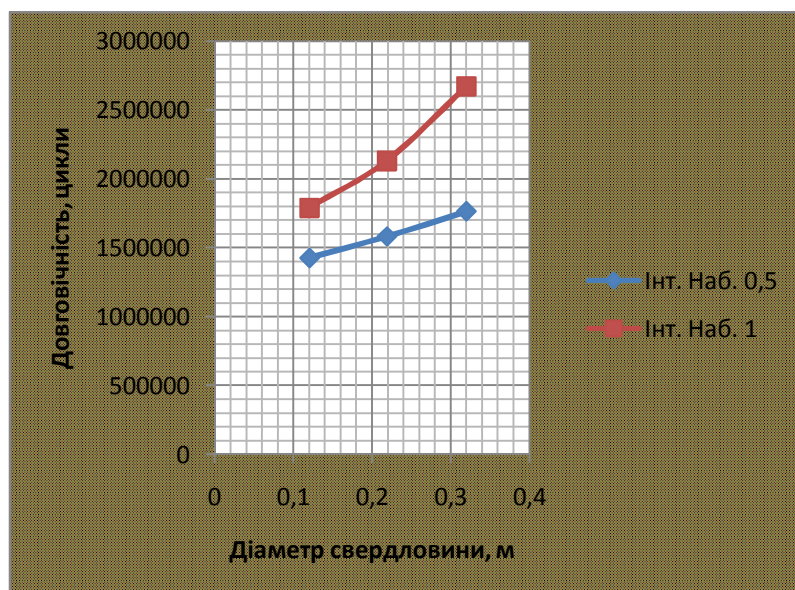


Рисунок 6.21 – Залежності довговічності бурових труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

Номограма на рисунку 6.22 аналогічна до номограми на рисунку 6.21, однак, інтенсивність зміни зенітного кута становить 1,5 та 2 град./10 м.

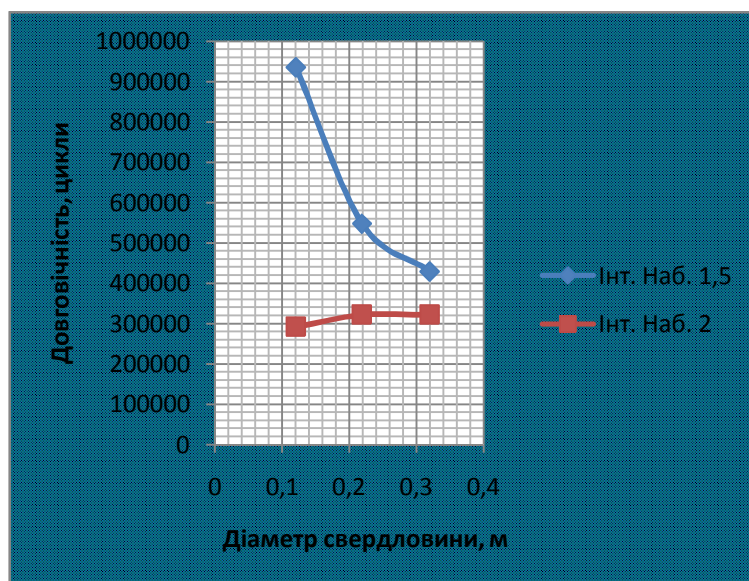


Рисунок 6.22 – Залежності довговічності бурових труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

Для випадку початкового зенітного кута 45 град. та інтенсивності набору зенітного кута 2,5 та 3 град./10 м зображена номограма 6.23.

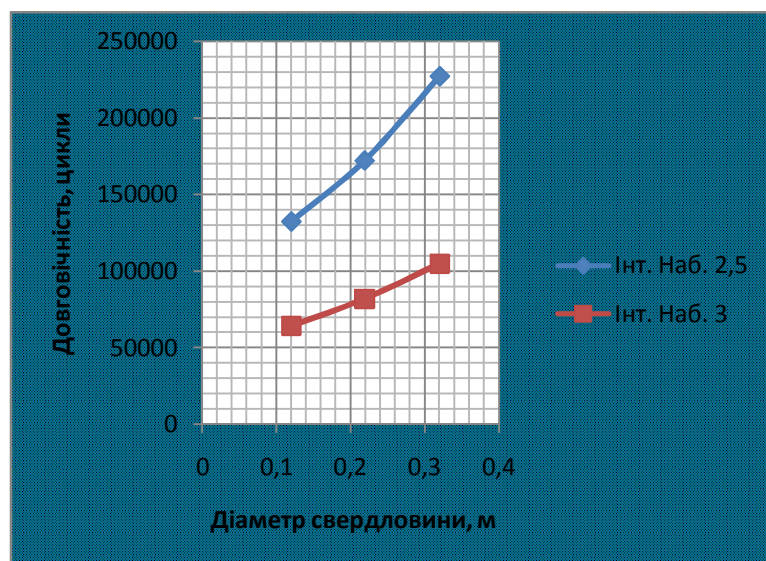


Рисунок 6.23 – Залежності довговічності бурових труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

Рисунок 6.24 відображає номограму для початкового зенітного кута 81 град. та інтенсивності його набору 0,5 та 1 град./10 м.

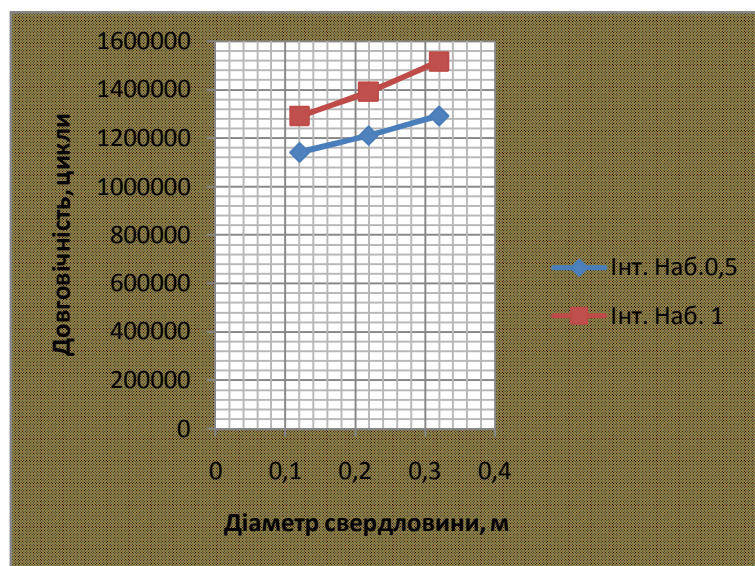


Рисунок 6.24 – Залежності довговічності бурильних труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

Аналогічна номограма, але для початкового зенітного кута 81 град. та інтенсивності набору зенітного кута 1,5 та 2 град./10 м відображена на рисунку 6.25.

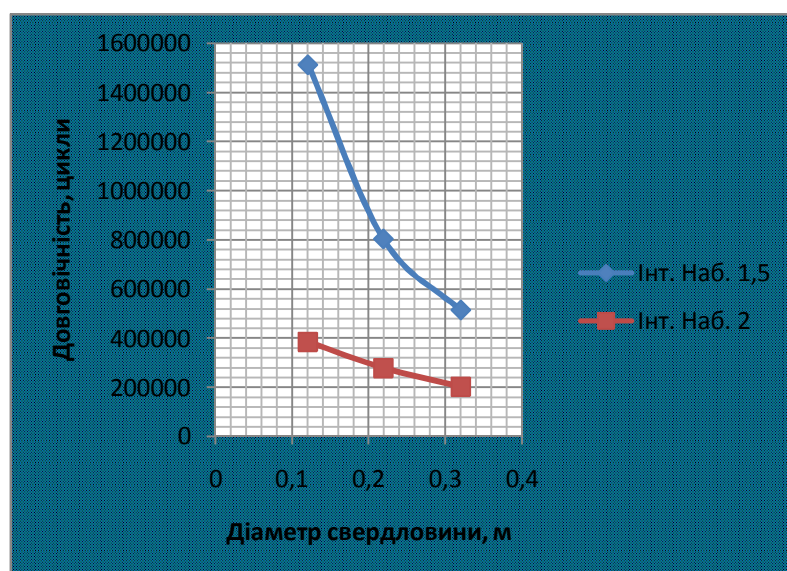


Рисунок 6.25 – Залежності довговічності бурильних труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

Випадок початкового зенітного кута 81 град. та інтенсивності набору зенітного кута 2,5 та 3 град./10 м наведено на рисунку 6.26.

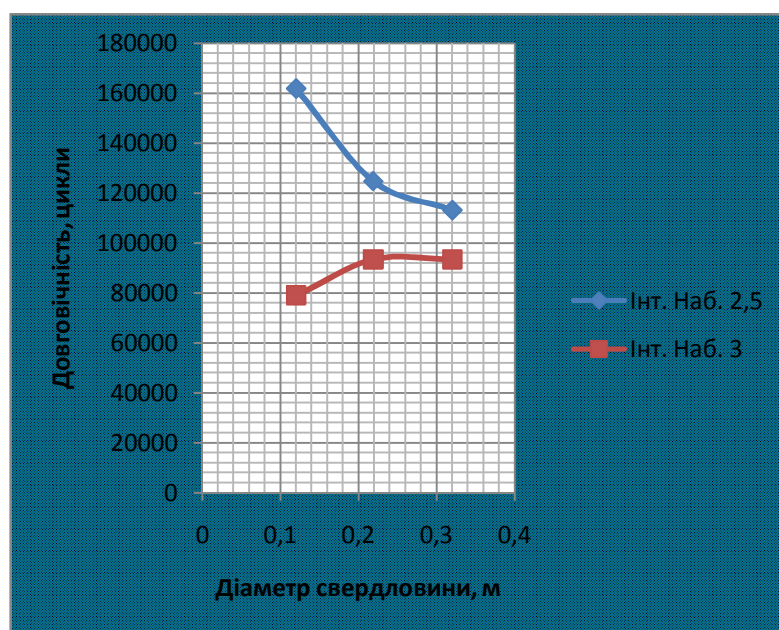


Рисунок 6.26 – Залежності довговічності бурових труб ТБВК 114х10 Д від діаметра стовбура криволінійної ділянки

Варто зазначити, що графічна інтерпретація у вигляді номограм може бути застосована безпосередньо на бурових промислах для прогнозування ресурсу бурових колон у криволінійних ділянках свердловин.

Проаналізуємо рисунки 6.18 – 6.26. Як і слід було очікувати, абсолютно для всіх без винятку випадків спостерігається зменшення довговічності бурових труб із збільшенням інтенсивності викривлення осі свердловини. Так, наприклад, за початкового кута криволінійної ділянки 0 град., кількість циклів до руйнування за інтенсивності викривлення 0,5 град./10 м більша від аналогічної величини при 3 град./10 м у 36 разів. При початкових кутах криволінійної ділянки у 45 та 81 град. ця величина становить відповідно 14 та 12 разів.

Якщо порівняти середні значення довговічності проаналізованого типорозміру бурових труб для початкових зенітних кутів 0, 45 та 81 град., то отримаємо величини 299840, 302618 та 363555 циклів. Як бачимо, при інших

незмінних умовах, середній zenітний кут криволінійної ділянки також впливає на довговічність ТБВК 114x10 Д (відмінність становить 20 %).

Під час аналізу даних таблиці 6.10 та рисунків 6.18 – 6.26, спостерігається суттєва залежність кількості циклів до руйнування від діаметру криволінійної ділянки при інших незмінних умовах. Відмінність між розрахунковими значеннями довговічності, отриманими для діаметрів свердловини 0,1206 м та 0,320 м може становити від 1,2 до 3 разів. Цікаво зазначити, що у випадку контакту бурильних труб із верхньою частиною стінки свердловини, збільшення діаметру стовбура призводить до збільшення довговічності. В той же час, за контакту ТБВК 114x10 Д із нижньою частиною стовбура, збільшення його діаметру зумовлює зменшення довговічності.

Також варто звернути увагу на характер пошкодження бурильних труб в залежності від інтенсивності викривлення осі свердловини. Як видно з таблиці 6.10 та рисунків 6.18 – 6.26, при інтенсивності набору zenітного кута 0,5 та 1 град./10 м нормальні напруження від згину суттєво менші границі втоми, то ж, при наймі з теоретичної точки зору, ресурс труб буде необмежений. З іншого боку, внаслідок притискання ТБВК 114x10 Д до стінок свердловини, відбувається їх абразивне зношування. При цьому ресурс розглянутого типорозміру бурильних труб обмежуватиметься кількістю циклів, що необхідні для досягнення їх зовнішнім діаметром мінімально допустимої величини. При інтенсивностях набору zenітного кута від 2 до 3 град./10 м, нормальні напруження будуть більші границі втоми. До того ж бурильні труби контактуватимуть із стінками свердловини із певною силою притискання. Це означає, що ресурс ТБВК 114x10 Д обмежуватиметься як процесами втоми так і процесами абразивного зносу. Втім, як бачимо, втомна довговічність є завжди меншою від абразивної. Отже, у криволінійному стовбурі свердловини за інтенсивності викривлення до 1 град./10 м, ресурс бурильних труб ТБВК 114x10 Д обмежується процесами абразивного зносу, більше 1 град./10 м – процесами втоми.

Загалом можна зазначити, що на довговічність проаналізованого типорозміру бурильних труб суттєвий вплив чинить не тільки інтенсивність викривлення осі свердловини, але й середній кут криволінійної ділянки та діаметр стовбура свердловини. Безумовно, це слід враховувати при прогнозуванні довговічності бурильних колон під час похило-скерованого та горизонтального буріння.

6.5 Висновки до розділу 6

Отримав подальший розвиток метод прогнозування втомної довговічності різьбових з'єднань трубних колон на основі С-критерію. Дослідження, проведені в даній роботі, дозволяють зробити висновок, що, окрім початкового ступеня пошкодження, в якості аргументу функції С-критерію можна використовувати величину нормального напруження перед фронтом втомної тріщини. Це дозволяє більш адекватно враховувати її вплив на процес руйнування. Так, наприклад, значення розрахункової довговічності для зразка різьбового з'єднання бурильної труби згідно із запропонованим методом на 25 % точніше від аналогічної величини отриманої без врахування наявності втомної тріщини.

З метою прогнозування втомної довговічності трубних колон за складного напруженого стану вперше використано еквівалентне напруження, отримане згідно із узагальненим критерієм міцності, в якості одного із аргументів трипараметричного рівняння кінетичної кривої втоми. Це дає змогу враховувати при розрахунках як нормальну, так і дотичну компоненти напруження в небезпечному перерізі.

Проведені дослідження дозволяють зазначити, що дотичні напруження суттєво зменшують довговічність елементів трубних колон. Так, здійснений розрахунок свідчить, що за фіксованої амплітуди нормальних напружень, довговічність елементів бурильної колони обчислена без врахування дотичних напружень та із їх врахуванням може відрізнятись більше ніж у 2-ва рази.

Отримані результати також свідчать, що взаємовплив нормальної та дотичної складової напруження на довговічність є більш відчутним на низьких рівнях напружень, які більш часто зустрічаються в експлуатаційних умовах.

Особливістю запропонованого методу є те, що для прогнозування втомної довговічності певного елементу трубної колони за складного напруженого стану достатньо мати параметри кривої втоми, отримані за результатами випробувань при дії в небезпечному перерізі тільки нормальних напружень.

Порівняння величин границь втомної міцності сталей 40Х та 45, отриманих згідно із запропонованим методом та експериментальним шляхом, показало, що їх відмінність при співвідношенні дотичного напруження до нормального рівному 0,25 становить не більше 5 %, при співвідношенні 0,5 – 18 %. Отже, варто відзначити, що запропонований метод можна використовувати для прогнозування довговічності елементів трубних колон враховуючи як нормальні, так і дотичні напруження в їх поперечному перерізі.

При прогнозуванні втомної довговічності бурильних колон встановлено необхідність використання саме сумарного процесу навантаження, який отримується шляхом додавання процесів від дії змінних в часі осьової сили та згинального моменту. Для проаналізованого типорозміру бурильних труб в експлуатаційних умовах, втомна довговічність від дії сумарного процесу становила 2 роки. В той же час, її значення, враховуючи окремо процеси від навантаження осьовою силою чи згинальним моментом, були більші мінімум у 8-м разів.

Для прогнозування втомної довговічності та кількості циклів, що відповідає граничному абразивному зносу бурильної колони у криволінійних ділянках свердловин, запропоновано метод, в результаті якого отримуються номограми, що є графічними залежностями довговічності певного типорозміру бурильних труб від інтенсивності викривлення, діаметру та початкового зенітного кута свердловини.

Це дозволить проводити розрахунки безпосередньо на промислі без використання громіздких формул та обчислювальної техніки.

В процесі теоретичних досліджень встановлено, що, при незмінній інтенсивності набору зенітного кута, його початкова величина також впливає на довговічність проаналізованого типорозміру бурильних труб. Так, відмінність кількості циклів до руйнування за значень початкового зенітного кута 0° та 81° становить 20 %.

Також спостерігається суттєва залежність довговічності бурильних труб від діаметру криволінійної ділянки та характеру взаємодії з стінками стовбура свердловини. Так, при інших незмінних умовах, зміна діаметру від 0,1206 м до 0,320 м зумовлює різницю у розрахунковій довговічності до 3-х разів.

Як показали розрахунки, домінуючий характер пошкодження бурильних труб залежить від інтенсивності викривлення свердловини. Так, за інтенсивності викривлення стовбура до $1^{\circ} / 10$ м домінантним є абразивне зношування. При більшій інтенсивності викривлення домінантними є втомні процеси.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-технічну проблему забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану та втомної довговічності на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями. Висновки, які узагальнюють результати виконаних досліджень, полягають у наступному:

1. За підсумками аналізу аварійності відзначено, що частка корозійно-втомних відмов бурильних колон із часом суттєво не зменшується та становить понад 46 %. Кількість свердловин на яких, при видобуванні вуглеводнів, зафіксовано порушення роботи колон насосно-компресорних труб змінюється в межах від 12 % до 45 %.

Зроблено висновок про те, що для забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб потребують подальшого розвитку як аналітичні так і експериментальні методи оцінки їх напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями.

2. Запропоновано узагальнену математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану бурильних колон із заданою кількістю ділянок з різними геометрично-ваговими характеристиками приймаючи до уваги необмежене число точок контакту із стінкою свердловини за дії поперечних і осьових зусиль.

Розроблено математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб у просторовій постановці, що дозволяє встановити форму їх пружної осі, криволінійні координати, величину та напрямок реакцій стінки свердловини вісь та внутрішній діаметр якої задаються за результатами інклінометрії та профілометрії.

3. Спроектовано та розроблено лабораторний стенд для дослідження напружено-деформованого стану моделей колон бурильних і насосно-

компресорних труб у просторово викривлених ділянках свердловин, які відтворюються за даними промислової інклінометрії та профілометрії. Конструктивні особливості стенду дозволяють навантажувати модель трубної колони осьовою силою та крутним моментом, забезпечувати необхідний для практичних потреб діапазон інтенсивностей зміни зенітного й азимутального кутів.

За результатами досліджень, виконаних на стенді, підтверджено адекватність запропонованих математичних моделей, методів і отриманих теоретичних результатів.

4. Розроблено конструкцію пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб під час її експлуатації. Це дало можливість вимірювати та записувати на карту пам'яті величини, які, за допомогою розробленої методики, інтерпретуються в згинальний момент у поперечному перерізі бурильної колони та часову розгортку її осьового навантаження. На відміну від існуючих аналогів, запропонований пристрій має невелику вартість, що є передумовою для його виготовлення та використання.

5. На основі розроблених математичних моделей запропоновано методи оцінки напружено-деформованого стану:

- бурильної колони за умов каверно- та жолобоутворення враховуючи можливість одночасного контакту з верхньою та нижньою частинами стінки прямолінійного чи криволінійного стовбура свердловини за дії осьової та поперечної сил;

- стисненої бурильної колони зі змогою визначення сили опору переміщенню труб у горизонтальній ділянці свердловини;

- бурильної колони в локальному перегині свердловини з віссю довільної просторової кривини.

6. Вперше, розроблено метод оцінки напружено-деформованого стану колони насосно-компресорних труб у ділянці свердловини, де зенітний та азимутальний кути змінюються з довільною інтенсивністю. Встановлено, що в результаті зворотно-поступального руху колони насосних штанг, нормальні

напруження від згину в поперечному перерізі насосно-компресорних труб є змінними в часі та можуть бути причиною втомних відмов.

7. Отримав подальший розвиток метод прогнозування втомної довговічності різьбових з'єднань трубних колон шляхом використання в функції С-критерію максимальної величини нормального напруження перед фронтом тріщини, що є причиною руйнування. Це дало можливість підвищити точність розрахунків на 25 % в порівнянні із вже відомими варіаціями даного підходу.

З метою прогнозування втомної довговічності колон бурильних і насосно-компресорних труб, враховуючи вплив нормальних і дотичних напружень, обґрунтовано застосування їх еквівалентної величини в трипараметричному рівнянні кривої втоми. При цьому можна використовувати параметри рівняння втоми, що отримані із експериментальних досліджень за дії тільки нормальних напружень.

Вказані методи та обладнання дозволять обґрунтовано планувати тривалість експлуатації колон бурильних і насосно-компресорних труб з метою забезпечення їх працездатності у похило-скерованих і горизонтальних свердловинах із геометричними недосконалостями.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. №4(25). С. 88 – 92.
2. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення напружень у бурильній колоні з урахуванням особливостей взаємодії зі стінкою криволінійного стовбура. *Науковий вісник Івано-Франківського Національного університету нафти і газу*. 2008. №1(17). С. 32 – 35.
3. Юрич А.Р., Чудик І.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Моделювання компоновок низу бурильної колони з опорно-центруючими елементами (ОЦЕ) в похило-скерованому стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ*. 2008. №2(27). С.51 – 55.
4. Дейнега Р., Артим В., Рачкевич Р. та ін. Урахування корозійного чинника при розрахунку довговічності деталей машин. *Вісник Тернопільського Державного технічного університету*. 2009. № 4. С. 12 – 18.
5. Артим В.І., Рачкевич Р.В., Гриців В.В., Гладкий С.І. Вплив локальних напружень на довговічність різьбових з'єднань бурильних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 1 (30). С. 29 – 31.
6. Рачкевич Р.В., Козлов А.А., Сенчішак В.М. та ін. Взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини в місцях утворення жолобів та каверн. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов*. 2010. С. 47 – 51.
7. Івасів В.М., Артим В.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В. Удосконалення методики оцінки довговічності бурильних труб з урахуванням експлуатаційних навантажень. Частина 1. Параметри кривої втоми бурильних труб при мало- і багатоциклових навантаженнях. *Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу*. 2010. № 2 (24). С. 41 – 45.

8. Артим В.І., Яциняк І.І., Гриців В.В., Юрич А.Р., Рачкевич Р.В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2 (43). С. 197 – 202.

9. Рачкевич Р.В., Величкович А.С., Гриців В.В. та ін. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини із виробками стінок. *Збірник наукових праць НГУ*. 2012. № 37. С. 124 – 134.

10. Рачкевич Р.В. Напружено-деформований стан стисненої бурильної колони у горизонтальному стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 3 (44). С. 70 – 77.

11. Пат. № 103338 Україна. Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині. Опубл. 12.11.2012.

12. Rachkevych R.V. Drill string intense-deformed state on well section with “dog-legs”. *JOURNAL OF HYDROCARBON POWER ENGINEERING*. 2014. Vol. 1, Issue 2. P. 89 – 95.

13. Рачкевич Р.В. Лабораторне моделювання деформації трубної колони в криволінійному стовбурі свердловини. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2014. № 2(37). С. 68 – 75.

14. Яциняк И.И., Ивасив В.М., Артым В.И., Грыцив В.В., Рачкевич Р.В. Оценка выносливости резьбовых соединений элементов бурильной колонны. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. № 10. С. 4 – 8.

15. Rachkevich R.V. In-Plane Bending of a Drill String During its Compression in a Horizontal Borehole. *Strength of Materials*. 2014. Vol. 46, Issue 6. P. 843 – 847.

16. Крижанівський Є.І. Івасів В.М., Рачкевич Р.В. та ін. Втомна довговічність різьбових з'єднань насосно-компресорних труб в криволінійних ділянках свердловин. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. 2015. № 5. С. 14 – 21.

17. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Юрич Л.Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». 2015. № 57 (1166). С. 45 – 48.

18. Юрыч Л.Р. Ивасив В.М., Рачкевич Р.В. и др. Использование упругих элементов для управления траекторией скважины. *Нефтяное хозяйство*. 2016. № 2. С. 36 – 37.

19. Rachkevych R., Rachkevych I. The Stress-Strain State of the Drill String at the Section of the Borehole with a Cavern. *JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE RESEARCH*. 2016. No. 1, Vol. 5. P. 128 – 146.

20. Рачкевич Р.В. Применение положений механики стержней для анализа напряженно-деформированного состояния насосно-компрессорной колонны. *Технологический аудит и резервы производства*. 2016. № 5/1 (31). С. 35 – 44.

21. Рачкевич Р.В., Слободян В.І., Івасів В.М., Артим В.І. Довговічність трубних колон за складного напружено-деформованого стану. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 4 (61). С. 25 – 33.

22. Гриців В.В., Артим В.І., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Вдосконалення методу прогнозування довговічності бурильних труб на основі С-критерію. *Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії*: Тези доповідей Міжн. наук.-практ. конф. молодих учених. (Івано-Франківськ, 15 – 20 вер. 2008) Івано-Франківськ, 2008. С. 28.

23. Рачкевич Руслан. Вплив особливостей профілю свердловини та її стінок на напружено-деформований стан бурильної колони. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012). Львів, 2012. С. 48 – 49.

24. Артим Володимир, Рачкевич Руслан, Буй Василь. Особливості використання кінетичної теорії втоми з урахуванням корозійного чинника. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012). Львів, 2012. С. 15 – 16.

25. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Процюк Г.Я. Вибір та коригування конструктивних параметрів неорієнтованих компоновок низу бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 118 – 122.

26. Рачкевич Р.В. Буй В.В., Дейнега Р.О. Напруження в бурильній колоні при просторовому викривленні свердловини. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 86 – 89.

27. Рачкевич Р.В. Івасів В.М., Буй В.В. Определение положения бурильной колонны при пространственном искривлении ствола скважины – залог соблюдения ее проектного профиля. *Интеграция и повышение качества образовательных процессов как фактор модернизации экономики и промышленности Союзного государства*: Материалы Межд. научн.-практ. форума, Том2. (Минск, окт. 2013). Минск, 2013. С.93 – 97.

28. Рачкевич Руслан. Просторовий згин низу бурильної колони з опорно-центрувальним елементом. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 4-тої наук.-техн. конф. (Львів, 30 – 31 жовт. 2014). Львів, 2014. С. 36 – 37.

29. Пат. 62165 Україна. Пружна муфта бурильної колони. Опубл. 10.08.2011.

30. Пат. на корисну модель № 88307 Україна. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Опубл. 11.03.2014.

31. Артım В.І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 2010. 36 с.

32. Гриців В.В. Удосконалення методів прогнозування ресурсу елементів бурильної колони: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Івано-Франківськ, 2012. 26 с.

33. Бурение и нефть: специализированный журнал. – Москва. 2006. № 3. С. 43 – 44.
34. Буняк Б.Т., Розенфельд І.М., Бубликова Н.Г., Коцаба В.І., Чепіль І.І. Нові регламенти з експлуатації бурильних і насосно-компресорних труб. *Нафтова і газова промисловість*. 2005. № 1. С. 29 – 30.
35. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник. У 10 т. Т. 10. Міцність та довговічність нафтогазового обладнання. Львів – Івано-Франківськ. 2006. 1193 с.
36. Дорофеев А.Г., Оруджева Г.С., Щербанюк Я.Н. и др. Анализ работы насосно-компрессорных труб в условиях месторождений Прикарпатья. *Коррозия и защита*. 1978. № 10. С. 23 – 26.
37. Садыхов М.Г., Кадымова К.С., Мелкумов Р.М. и др. Исследование надежности работы насосно-компрессорных труб в скважинах с осложненными условиями эксплуатации. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1973. № 2. С. 50 – 55.
38. Васи́лишин В.Я. Підвищення працездатності різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Івано-Франківськ, 2013. 20 с.
39. Проскуркин Е., Арустамов С., Евдокимов В. и др. Новая жизнь треугольной резьбы. Преимущества использования диффузионных цинковых покрытий для соединения труб нефтяного сортамента. *Национальная металлургия*. 2007. № 2. С. 24 – 30.
40. Коцкулич Я.С., Кочкодан Я.М. Буріння нафтових і газових свердловин: Підручник. Коломия, 1999. 504 с.
41. Лачинян Л.А., Угаров С.А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений. Москва, 1975. 230 с.
42. Саркисов Г.М., Никитин О.Я. Диаграммы предельных нагрузок для бурильных труб. *Нефтяное хозяйство*. 1974. № 12. С. 13-14.
43. Султанов Б.З., Ишемгужин Е.И., Шаммасов Н.Х., Сорокин В.Н. Работа бурильной колонны в скважине. Москва, 1973. 216 с.

44. Крижанівський Є.І., Малько Б.Д., Івасів В.М. та ін. Визначення навантаженості бурильних труб в колоні при спуско-підіймальних операціях. *ROM-2000: Доповіді міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 2000)*. Івано-Франківськ, 2000. С. 301-308.

45. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. Москва, 1990. 263 с.

46. Головин А.А., Оловяшников В.Ф., Рябихина С.М. и др. Циклические нагрузки на верхний конец бурильной колонны при спуско-подъемных операциях. Куйбышев, 1977. 54 с.

47. Артım В. Оцінка навантаженості бурильної колонї під час спуско-піднімальних операцій. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 4. С. 26-32.

48. Буріння свердловин: у 5 т. Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 1. 367 с.

49. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. Москва, 1986. 368 с.

50. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. Москва, 1979. 231 с.

51. Янтурин А.Ш., Осин Г.С., Подавалов Ю.А., Папировский В.Л. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб. *Машины и нефтяное оборудование*. 1984. вып.10. С. 12-15.

52. Рачкевич Р.В. Вдосконалення методів прогнозування довговічності бурильної колонї в ускладнених умовах буріння свердловин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Івано-Франківськ, 2006. 20 с.

53. Молоканов Д.Р. Развитие методов оценки нагруженности бурильного инструмента при проводке горизонтальных скважин: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Ухта, 2011. 25 с.

54. Шенбергер В. М., Кулябин Г.А., Долгов В.Г., Фролов А.А., Овчинников П.В. Проектирование профилей наклонно направленных, пологих и горизонтальных скважин и расчет усилий на буровом крюке: Учебное пособие для вузов. Тюмень, 2003. 85 с.

55. Стасенко В.М., Карпенко В.М., Гуляєв В.І. та ін. Визначення навантажень на бурову установку під час спуско-підіймальних операцій у похило спрямованих свердловинах. *Нафтова і газова промисловість*. 2006. № 6. С. 6 – 10.

56. Гуляєв В.І., Гайдайчук В.В., Гловач Л.В. Теоретичний аналіз впливу профілю криволінійної свердловини на силу опору руху в ній бурильної колони. *Нафтова і газова промисловість*. 2010. № 3. С. 20 – 22.

57. Гуляєв В.І., Гайдайчук В.В., Худолій С.М. та ін. Чутливість сил опору до переміщення бурильної колони в криволінійній свердловині з локалізованими геометричними недосконаlostями. *Нафтова і газова промисловість*. 2011. № 3. С. 11 – 14.

58. Песляк Ю.А. Расчет напряжений в колоннах труб нефтяных скважин. Москва, 1973. 216 с.

59. Акбулатов Т.О., Левинсон Л.М., Хасанов Р.А. Определение расчетного радиуса искривления при работе роторных управляемых систем. *Нефтегазовое дело*. 2008. № 2. С. 29 – 32.

60. Чудик І.І. Розвиток наукових основ буріння скерованих свердловин з мінімальними витратами енергії: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 2011. 30 с.

61. Янтурин Р.А., Янтурин А.Ш. О проектировании КНБК для безориентированного управления траекторией ствола наклонных и горизонтальных скважин. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2006. № 9. С. 5 – 9.

62. Санников Р.Х. Нахождение длины стесненной полуволны вращающейся колонны в наклонной скважине. *Известия высших учебных заведений. Сер. Нефть и газ*. 1989. № 1. С. 19 – 25.

63. Лігоцький М.В. Про умови консольного закріплення балок для проектування КНБК та інших задач. *Нафтова і газова промисловість*. 2004. № 1. С. 31 – 33.

64. Александров М.М. О силе прижатия вращающихся труб к стенкам вертикальной скважины. *Известия высших учебных заведений. Сер. Нефть и газ. Бурение скважин*. 1967. № 9. С. 29 – 30.

65. Барский Л.И., Повалихин А.С., Гусман А.М. Устойчивость бурильной колонны при бурении горизонтальных скважин и оперативное управление траекторией ствола. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2003. № 4. С. 2 – 4.

66. Чудик І.І. Вдосконалення математичної моделі одноопорних неорієнтованих компоновок низу бурильної колон. *Нафтогазова енергетика*. 2013. № 2 (20). С. 61 – 69.

67. Султанов Б.З., Янтурин А.Ш. О величине нормального давления сжатой части бурильной колонны на стенки скважины. *Нефтяное хозяйство*. 1974. № 8. С. 27 – 28.

68. Янтурин А.Ш. Об упругой деформации бурильной колонны и периодичности разгрузки ее на забой скважины. *Известия высших учебных заведений. Сер. Нефть и газ. Бурение скважин*. 1986. № 3. С. 27 – 32.

69. Янтурин Р.А., Янтурин А.Ш. О проектировании КНБК для безориентированного управления траекторией ствола наклонных и горизонтальных скважин. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2006. № 9. С. 5 – 9.

70. Григулецкий В.Г., Лукьянов В.Т. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны. Москва, 1990. 302 с.

71. Григулецкий В.Г. Оптимальное управление при бурении скважин. Москва, 1988. 229 с.

72. Кунцяк Я.В., Лев О.М. Визначення поперечної реакції вибою при бурінні похило-спрямованих і горизонтальних свердловин з відбором керну. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. №3(28). С.29-35.

73. Кунцяк Я.В., Кунцяк Р.Я., Лев О.М. Визначення оцінки впливу сил опору на величину осьового навантаження на долото в похило-скерованій свердловині. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. №4(29). С.40-44.

74. Юрич А.Р. Математичне моделювання положення безопорних компонок низу бурильної колони (КНБК) в похило-скерованому стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ*. 2008. №1(26). С.40-43.

75. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Яворський М.М., Козлов А.В. Напружено-деформований стан бурильної колони у свердловинах ускладнених виробками. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. №4 (13). С. 113 – 116.

76. Григорьев Ю.В., Балакин С.В., Тимофеев И.В. Исследование напряженно-деформированного состояния бурильных труб в наклонно направленной скважине на участке набора зенитного угла. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2005. № 8. С. 28 – 32.

77. Абдурахманов М.Т., Гилязов Р.М. Исследование механизма искривления ствола скважины при бурении неориентируемыми забойными компоновками. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2011. № 7. С. 6 – 9.

78. Абдурахманов М.Т., Гилязов Р.М. Исследование механизма искривления ствола скважины при бурении неориентируемыми забойными компоновками. *Бурение и нефть*. 2011. № 5. С. 38 – 40.

79. Хнычкин Э.В., Пуля Ю.А., Лукьянов В.Т. Стабилизация зенитного угла наклонно направленных скважин при бурении компоновками с кривым переводником. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2012. № 5. С. 18 – 22.

80. Гулизаде М. П., Мамедов Ф.А., Кауфман Л.Я. Исследование работы компоновки низа бурильной колонны с центратором при различных случаях взаимодействия ее со стенками скважин. *Изв. ВУЗов. Сер. Нефть и газ*. 1976. №7. С. 25 – 29.

81. Гулизаде М. П., Оганов С.А., Гасанов И.З., Джалалов С.М. Методика определения размеров центратора с учетом требований искривления стовбура скважины и предотвращения желобообразования. *Изв. ВУЗов. Сер. Нефть и газ*. 1978. №4. С. 21 – 24.

82. Гулизаде М. П., Кауфман Л.Я., Сушон Л.Я. Методика расчета интенсивности искривления стовбура наклонной скважины. Тюмень, 1987. 150 с.

83. Измайлов Л. Б., Марченко Л.Н., Овечкин А.И. Выбор компоновки низа бурильной колонны при бурении скважин. *Обзор. информ. ВНИИОЭНГ. Сер. Бурение*. 1986. Вып. 18. 50 с.

84. Арутюнов А.А., Кауфман Л.Я., Сушон Л.Я., Шахбазбеков К.Б. Механизм работы компоновки низа бурильной колонны с двумя центраторами в наклонной скважине. *Изв. ВУЗов. Нефть и газ*. 1976. №4. С. 26 – 28.

85. Калинин А.Г., Федоров А.С., Солодкий К.М. и др. Стабилизирующие компоновки низа бурильной колонны. *Научно-технические достижения и передовой опыт, рекомендуемые для внедрения в нефтяной промышленности: ИС ВНИИОЭНГ*. 1991. № 7. С. 14–21.

86. Воевидко И.В., Чудик И.И., Лев О.М. Метод проектирования неориентированных компоновок низа бурильной колонны. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2002. №11. С. 17–19.

87. Гречин Е. Г., Овчинников В.П. Исследование работы неориентируемых компоновок методом возможных перемещений долота. *Нефть и газ*. 2007. № 5. С. 30 – 36.

88. Гречин Е. Г. Метод проектирования неориентируемых компоновок на основе использования их расчетных характеристик. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2008. № 3. С. 14–20.

89. Гречин Е. Г., Овчинников В.П. Проектирование двухцентраторных компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла при бурении наклонных и горизонтальных скважин. *Бурение и нефть*. 2007. № 4. С. 13–16.

90. Касьянов Г. Е., Григулецкий В.Г. Изгиб компоновки нижней части бурильной колонны с наддолотным стабилизирующим устройством. *Изв. ВУЗов. Сер. Нефть и газ*. 1987. № 2. С. 24 – 29.

91. Повалихин А. С., Солодкий К.М., Шатровский А.Г. Оптимизация параметров управляемых КНБК для бурения субгоризонтальных интервалов

профиля направленных скважин. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и море*. 2008. №4. С. 6–9.

92. Янтурин А.Ш. Исследование спиральной деформации бурильной колонны в процессе бурения: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 1975. 24 с.

93. Подавалов Ю. А. Исследование распределения крутящего момента по длине сжатой части бурильной колонны при роторном бурении. *Труды ВНИИТнефть*. 1978. Вып. 10. С. 57–62.

94. Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Соловьев И.Л. и др. Квазистатическое критическое состояние колонн глубокого бурения. *Проблемы прочности*. 2006. № 5. С. 109 – 119.

95. Сесюнин Н.А. Некоторые задачи стесненного пространственного изгиба упругих стержней: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Москва, 1997. 36 с.

96. Мойсишин В.М., Борисевич Б.Д., Гаврилів Ю.Л., Зінченко С.А. Стійкість і коливання бурильної колони. Івано-Франківськ, 2013. 590 с.

97. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. Москва, 1979. 213 с.

98. Савула С.Ф., Колодій В.Т., Харченко Є.В. та ін. Оцінка впливу коливань колони насосно-компресорних труб на умови роботи різьових з'єднань. *Науковий вісник Національного Технічного Університету Нафти і Газу*. 2004. № 2 (8). С. 116 – 125.

99. Халафбеков А.Х., Камбиров Г.С., Курбанов О.А. Расчет максимальной нагрузки на насосные трубы за цикл работы глубинонасосной установки. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1973. № 2. С. 27 – 29.

100. Атнагулов А.Р. Прогнозирование технического состояния УЭЦН при эксплуатации с оценкой динамических нагрузок: автореф. ... дис. канд. техн. наук. Уфа, 2008. 24.

101. Ишмурзин А.А., Хоанг Тхинь Нян. Методика расчета крутящих моментов в трубах и штангах, возникающих при спуске в скважину с пространственным искривлением ствола. *Нефтегазовое дело*. 2006. № 1. С. 1 – 5.

102. Гуляєв В.І., Гайдайчук В.В., Худолій С.М., Гловач Л.В. Сучасні методи теоретичного моделювання станів бурильних колон у похило-скерованих свердловинах. *Нафтова і газова промисловість*. 2009. № 1. С. 26 – 30.

103. Аветисян Н.Г., Григорьев В.И., Губарев Б.П. и др. О величине контактного усилия между изогнутым низом бурильной колонны и стенкой скважины. *Известия высших учебных заведений. Сер. Нефть и газ. Бурение скважин*. 1966. № 7. С. 21 – 25.

104. Балицкий А.В. Исследование на механической модели статической устойчивости колонны бурильных труб. *Материалы межвузовского совещания. Нефтяное машиностроение*. 1958. Т. 3.

105. Mitchell R.F. The effect of friction on initial buckling of tubing and flowlines. *SPE Drilling & Completion*. 2007. № 22 (2). P. 112 – 118.

106. Mitchell R.F. Tubing buckling – The state of art. *SPE Drilling & Completion*. 2008. № 23 (4). P. 361 – 370.

107. Thompson J.M.T., Silveira M., van der Heijden G.H.M., Wiercigroch M. Helical post-buckling of a rod in a cylinder: with applications to drill-strings. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical, and Engineering Sciences*. 2012. V. 468 (2142). P.1591-1614.

108. Miller T.J., Su T., Pabon J., Wicks N., Bertoldi K., Reis R.M. Buckling of a thin elastic rod inside a horizontal cylindrical constraint. *Extreme Mechanics Letters*. 2015. № 3. P. 36 – 44.

109. Miller T.J., Su T., Dussan E.B., Pabon J., Wicks N., Bertoldi K., Reis R.M. Buckling-induced lock-up of a slender rod injected into a horizontal cylinder. *International Journal of Solids and Structures*. 2015. vol. 72. P. 153 – 164.

110. Чудик І.І., Різничук А.І., Мілостян М.О. та інші. Експериментальні дослідження енергопередавальних функцій бурильної колони в стовбурі скерованої свердловини. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2012. № 3 (33). С. 73 – 80.

111. Вагапов Ю.Г., Султанов Б.З. Исследование продольного изгиба низа колонны труб в штанговой глубинонасосной установке. *Межвузовский научно-*

тематический сборник «Повышение надежности оборудования для бурения и эксплуатации нефтяных и газовых скважин». 1980. С. 103 – 109.

112. Лисканич М.В., Борисевич Б.Д. Оцінка навантаженості елементів бурильної колони. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 1997. №34. С. 58 – 65.

113. Deily F.H., Dareing W.H., Paff G.H., Ortloff J.E., Lynn R.D. Записывающее устройство для регистрации забойных параметров при бурении скважин. *Ойл энд газ дж*. 1968. №2, т.66. С. 55 – 64.

114. Кокорин Н.В. Контроль напряженного состояния нефтепромысловых труб. Москва, 1980. 111 с.

115. Юрич А.Р. Удосконалення методів проектування та технології використання неорієнтованих компоновок низу бурильної колони: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Івано-Франківськ, 2011. 20 с.

116. Bond A., Zhu D., Kamkom R. Улучшение характеристик горизонтальных скважин благодаря проверке тректории. *World Oil*. 2006. № 11. С. 58 – 61.

117. Синюк Б., Яремийчук Я., Блаженко О. и др. Бурение горизонтальной скважины на яблуневском месторождении. *Бурение и нефть*. 2005. № 1. С. 28 – 31.

118. Заикин И.П., Кемпф К.В., Готлиб О.Л. и др. Опыт бурения многозабойных горизонтальных скважин в ОАО «Удмурнефть». *Российские нефтегазовые технологии*. 2011. Март 18. С. 46 – 54.

119. Особенности добычи нефти и газа из горизонтальных скважин / Под. ред. Г.П. Зозули. Москва, 2009. 177 с.

120. Vaisberg O., Vincke O., Perrin G. etc. Fatigue of drillstring: state of the art. *Oil & Gas Science and Technology*. 2002. № 1 (Vol. 57). P. 7 – 37.

121. Veidt M., Berezovski A. Design and application of a drill pipe fatigue test facility. *SIF2004 Structural Integrity and Fracture*. (Brisbane , 26 – 29 September 2004). Brisbane, 2004. P. 367 – 375.

122. Vincke O., Averbuch D., Tollet S. etc. A new drillstring fatigue supervision system. *SPE / IADC Drilling conference*. (Amsterdam, 20 – 22 February 2007). Amsterdam, 2007. P. 1 – 8.

123. Braun M. Fatigue assessment of threaded riser connections. Trondheim, 2014. 78 p.

124. Филиппов В.Ю., Щурин К.В., Рассоха В.И. Влияние нестационарности факторов сопротивления усталости на долговечность сварных узлов транспортных средств. *Вестник ОГУ*. 2003. № 2. С. 140 – 144.

125. Барышников А.И. Влияние циклического нагружения на долговечность резьбовых соединений бурильной колонны. *Труды ВНИИБТ*. 1983. вып. 57. С. 142 – 148.

126. Блум Р. Трещина у края прямоугольной пластинки при повороте ее концов. *Прикладная механика*. 1969. №3. С. 243 – 246.

127. Ивасив В.М. Обеспечение надежности резьбовых соединений бурильных труб по условию прочности: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Одесса, 1981. 16 с.

128. Ивасив В.М., Мизин А.Н. Оценка долговечности бурильных труб с учетом нерегулярности их нагружения. *Нефтяное хозяйство*. 1984. №1. С. 17-18.

129. Карпаш О.М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1996. 47 с.

130. Карпенко Г.В., Пришляк А.М., Северинчик Н.А., Погорецкий Р.Г. Определение усталостной прочности бурильных труб в буровом растворе. *Нефтяное хозяйство*. 1972. №4. С. 33–35.

131. Крижанівський Є.І., Рибчич І.Й. Визначення циклічної довговічності з'єднань бурильних колон при заданій імовірності неруйнування. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2002. № 1. С. 25 – 29.

132. Крыжановский Е.И., Пришляк А.М. Влияние осевого натяга на работу замковых резьбовых соединений. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1977. №8. С.24 – 25.

133. Курнев Е.М., Ситников Ю.В. и др. Исследование циклической прочности бурильных труб диаметром 89 мм с приваренными замками. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1981. №10. С. 11–12.

134. Лачинян Л.А. Работа бурильной колонны. Москва, 1979. 207 с.

135. Лисканич М.В., Гридчук Я.С., Борисевич Б.Д. Оцінка математичних моделей довговічності елементів бурильної колони. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2002. № 2 (3). С. 12 – 14.

136. Мигаль И.Г., Степченков В.И., Олейник А.А. и др. Определение оптимальной периодичности неразрушающего контроля бурильных труб. *Нефтяное хозяйство*. 1978. №1. С. 16–19.

137. Погорецкий Р.Г., Пришляк А.М., Северинчик Н.А. Выносливость резьбовых соединений стальных бурильных труб разного диаметра. *Нефтяное хозяйство*. 1975. №3. С. 20 – 23.

138. Погорецкий Р.Г., Северинчик Н.А., Пришляк А.М., Кадар И.И., Карпенко Г.В. Методика натурных испытаний бурильных труб на коррозионную усталость. *Физико-химическая механика материалов*. 1970. № 4. С. 84 – 86.

139. Похмурский В.И., Крыжановский Е.И., Ивасив В.М. и др. Методика расчета долговечности соединений бурильных труб на основании коррозионно-усталостных испытаний. *Физико-химическая механика материалов*. 1984. №2. С. 102 – 103.

140. Северинчик Н.А., Копей Б.В. Долговечность и надежность геологоразведочных бурильных труб. Москва, 1979. 176 с.

141. Северинчик Н.А., Копей Б.В., Пелех В.Г., Пришляк А.М. Исследование коррозионно-усталостной прочности резьбовых соединений

бурильных замков. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1975. №12. С. 11 – 13.

142. Северинчик Н.А., Масник О.Т. Циклическая прочность ЗРС в аэрированных буровых растворах. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1981. №5. С. 9 – 12.

143. Северинчик Н.А., Сутовский П.М., Копей Б.В. и др. К вопросу о выносливости бурильных труб с приваренными трением соединительными концами. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1978. №4. С. 14 – 17.

144. Сычев Ю.С. Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность стальных бурильных труб. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1975. №8. С. 20 – 24.

145. Файн Г.М., Бухарев Н.А. Выносливость соединений ЛБТ при повышенных температурах и расчет остаточной работоспособности труб с усталостными трещинами. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1983. №2. С. 8 – 9.

146. Файн Г.М., Бухарев Н.А. Расчет ресурса долговечности резьбовых соединений бурильных труб. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1983. №3. С. 4 – 5.

147. Шкіца Л.Є. Забезпечення надійності труб при бурінні та експлуатації свердловин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Івано-Франківськ, 1996. 24 с.

148. Шрейбер Г.К., Сычев Ю.С., Северинчик Н.А. Определение долговечности стальных бурильных труб. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Бурение*. 1972. №2. С.33 – 35.

149. Щербюк Н. Д., Газанчан Ю.И., Барышников А.И. Эксплуатация бурильных труб и разрушение резьбовых соединений. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Бурение*. 1986. №2. С. 16 – 22.

150. Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. и др. Повышение эксплуатационных характеристик и расчет ЗРС бурильных труб и забойных двигателей. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1980. №3. С. 17 – 21.

151. Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. и др. Эксплуатационная надежность УБТ. *РНТС, ВНИИОЭНГ, Сер. Машины и нефтяное оборудование*. 1982. №11. С. 5 – 7.
152. Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И., Барышников А.И. Повышение эксплуатационной надежности бурильной колонны. *Нефтяное хозяйство*. 1989. №7. С. 20 – 22.
153. Крыжановский Е.И. Исследование усталостной прочности замковых резьбовых соединений бурильных труб: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07 / Москва, 1980.
154. Олейник Н.В. Выносливость деталей машин. Киев, 1979. 200 с.
155. Козак Я.М. Навантаженість і довговічність бурильних труб під час спуско-піднімальних операцій: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ, 2005.
156. Почтенный Е.К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложение. Минск, 1973. 216 с.
157. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей. Минск, 1983. 246 с.
158. Почтенный Е.К., Ракицкий А.А., Кулеш А.П. Исследование кинетики роста усталостных повреждений в листовых ресорах. *Известия Академии Наук БССР*. 1978. №1. С. 10 – 14.
159. Почтенный Е.К., Рыжков Е.П. Исследование кинетики повреждения листовых образцов стали 45. *Заводская лаборатория*. 1973. №1. С. 93 – 97.
160. Копей Б.В. Науково-технологічні методи комплексного підвищення ресурсу деталей нафтогазового обладнання: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.07 / Івано-Франківськ, 1996.
161. Пушкар П.В. Оцінка довговічності насосних штанг з урахуванням експлуатаційних факторів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ, 2007.

162. Горбачевич М.И., Панов А.Н., Минюкович С.М. Проектирование транспортных средств: нагруженность, повреждение, ресурс. Минск, 2005. 264 с.

163. Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ, 2004.

164. Ільницький М.К. Розробка методів попередження втомних руйнувань морських трубопроводів: дис. ... канд. техн. наук: 05.15.13 / Івано-Франківськ, 2001.

165. Крижанівський Є., Копей Б. Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань. *Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин*. 1996. Вип. 33. С. 3 – 30.

166. Jiahao Zheng. Fatigue estimation of drill-string and drill-pipe threaded connection subjected to random loading. Newfoundland, 2015. 125 p.

167. Івасів В.М., Артим В.І., Гладун В.В., Дейнега Р.О. Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин. *Механічна втома металів: Праці колоквиуму*. Тернопіль, 2006. С. 198 – 203.

168. Артим В. Урахування корозійного чинника при оцінці довговічності насосних штанг. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. № 4. С. 140 – 143.

169. Sungkon H. Fatigue analysis of drillstring threaded connections. *Proceedings of the thirteenth International Offshore and Polar Engineering Conference* (Honolulu, 25 – 30 May 2003). Honolulu, 2003. P. 202 – 208.

170. Волохов Г.М. Остаточный ресурс несущих металлоконструкций тягового подвижного состава: автореф. дисс. ... д-ра техн. наук: 01.02.06 / Брянск, 2006.

171. Земсков Г.В. О пределе выносливости материала бурильных труб группы прочности Д при сложном нагружении. *Нефтяное хозяйство*. 1972. № 7. С. 9 – 11.

172. Писаренко Г.С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев, 1976. 416 с.

173. Почтенный Е.К., Стайченко Е.С. Исследование циклической прочности сталей 45 и 40Х в условиях совместного действия циклического изгиба и статического кручения. *Проблемы прочности*. 1973. № 8. С. 114 – 116.

174. Івасів В.М., Шкіца Л.Є., Фернюк М.М. та ін. Методика втомних випробувань різьбових з'єднань бурильних труб при програмному навантаженні. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 1997. №34. С. 137 – 141.

175. Крук Б.В. К вопросу схематизации процесса изменения нагрузки. Алгоритмы и программы по расчетам на прочность, исследование напряженно-деформированного состояния элементов конструкций: сб. научных трудов. Київ, 1981. 92 с.

176. Устиловский С.Я., Стефанович Ю.Г., Пожарицкий Л.Н. Алгоритм схематизации нагрузочных режимов методом "полных циклов". *Автомобильная промышленность*. 1972. №3. С. 26 – 27.

177. Івасів В.М., Лисканич М.В., Турчин В.А., Хома Д.І. Исследование кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений. *Прикладная механика*. 1985. т. 21, №10. С. 130 – 131.

178. Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. ... д-р техн. наук. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.

179. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.12 / Москва, 1990.

180. Свердан П.Л. Вища математика. Математичний аналіз і теорія ймовірностей: Підручник. Київ, 2008. 450 с.

181. Степин П.А. Сопротивление материалов: Учеб. для машиностроит. спец. вузов – 9-е исправленное. Москва, 1997. 320 с.

182. Стоцький Ф.І. Технічна механіка: курс лекцій. Івано-Франківськ, 2000. 384 с.

183. Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов: Учеб. пособие для

университетов. Москва, 1962. 456 с.

184. Светлицкий В.А. Механика стержней: Учеб. для вузов. В 2-х ч. Ч. 1. Статика. Москва, 1987. 320 с.

185. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (Для научных работников и инженеров). Москва, 1973. 832 с.

186. Шнейдер В. Е., Слуцкий А.И., Шумов А.С. Краткий курс высшей математики: учеб. пособие для вузов. Москва, 1972. 640 с.

187. Новиков В.С. Устойчивость глинистых пород при бурении скважин. Москва, 2000. 270 с.

188. Феодосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. Москва, 1977. 376 с.

189. Басович В.С., Гельфгат М.Я. Проектирование бурильных колонн для бурения горизонтальных скважин большой протяженности. Москва, 2005. – 19 с.

190. Иогансен К.В. Спутник буровика: справочник; 3-е изд., перераб. и доп. Москва, 1990. 303 с.

191. Абубакиров В.Ф., Буримов Ю.Г., Гноевых А.Н. и др. Буровое оборудование: справочник: В 2-х т. Т. 2. Буровой инструмент. Москва, 2003. 494 с.

192. Глушич В.Г. Вигин бурильної колони та вибір траєкторії буріння горизонтального бічного стовбура свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. № 3 (4). С. 64 – 66.

193. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. Киев, 1979. 696 с.

194. Brusco G., Lewis P., Williams M. Rotary steerable drilling technology its rapid evolution with a new system created specifically for vertical drilling. *Oilfield Review*. 2004. Autumn. P. 14 – 17.

195. Adly E., Staysko B. Rotary steerable system technology case studies in the Canadian foothills: A challenging drilling environment. *World Oil*. 2007. November. P. 75 – 80.

196. Israel R., Aburto M. Drilling through salt. *Offshore engineer*. 2008. June. P. 55 – 58.
197. Riyami M., Edwards J., Vache E., Ojiduma O., Johnson S., Darwish W. Operator finds cost-effective rotary steerable applications in Oman's low-cost environments. *Drilling contractor*. 2008. July – August. P. 54 – 62.
198. Hsieh L. Rotary steerables. *Drilling contractor*. 2010. March – April. P. 18 – 26.
199. Вудс Г., Лубинский А. Искривление скважин при бурении. Москва, 1960. 161 с.
200. Янтурин Р.А., Янтурин А.Ш. Наддолотные калибраторы для эксцентричного смещения низа бурильного инструмента повышенной устойчивости к влиянию горно-геологических условий проводки скважин. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2006. № 7. С. 12 – 17.
201. Калинин А.Г., Никитин Б.А., Солодкий К.М., Султанов Б.З. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник. Москва, 1997. 648 с.
202. Гречин Е.Г., Овчинников В.П., Панов К.Е. Анализ работы стабилизирующих компоновок на скважинах Уренгойского газоконденсатного месторождения. *Бурение и нефть*. 2005. № 5. С. 29–31.
203. Янтурин Р. А. Совершенствование методов расчетов параметров компоновок низа бурильной колонны и их элементов для безориентированного бурения: автореф. дис. ... канд. тех. наук. Уфа, 2005. 20 с.
204. Янишевський А.Я. Прогнозування зносу та залишкового ресурсу елементів бурильної колони: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Івано-Франківськ, 2008. 16 с.

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

Рачкевич Руслан Володимирович

ДОДАТКИ

до дисертаційної роботи

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ
КОЛОН БУРИЛЬНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ НА ДІЛЯНКАХ
СВЕРДЛОВИН ІЗ ГЕОМЕТРИЧНИМИ НЕДОСКОНАЛОСТЯМИ**

Спеціальність: 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

Галузь знань: Галузеве машинобудування

Івано-Франківськ – 2017

Список публікацій здобувача

1. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. №4(25). С. 88 – 92.

2. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення напружень у бурильній колоні з урахуванням особливостей взаємодії зі стінкою криволінійного стовбура. *Науковий вісник Івано-Франківського Національного університету нафти і газу*. 2008. №1(17). С. 32 – 35.

3. Юрич А.Р., Чудик І.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Моделювання компоновок низу бурильної колони з опорно-центруючими елементами (ОЦЕ) в похило-скерованому стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ*. 2008. №2(27). С.51 – 55.

4. Дейнега Р., Артим В., Рачкевич Р. та ін. Урахування корозійного чинника при розрахунку довговічності деталей машин. *Вісник Тернопільського Державного технічного університету*. 2009. № 4. С. 12 – 18.

5. Артим В.І., Рачкевич Р.В., Гриців В.В., Гладкий С.І. Вплив локальних напружень на довговічність різьбових з'єднань бурильних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 1 (30). С. 29 – 31.

6. Рачкевич Р.В., Козлов А.А., Сенчішак В.М. та ін. Взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини в місцях утворення жолобів та каверн. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов*. 2010. С. 47 – 51.

7. Івасів В.М., Артим В.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В. Удосконалення методики оцінки довговічності бурильних труб з урахуванням експлуатаційних навантажень. Частина 1. Параметри кривої втоми бурильних труб при мало- і

Продовження додатку А

багатоциклових навантаженнях. *Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу*. 2010. № 2 (24). С. 41 – 45.

8. Артим В.І., Яциняк І.І., Гриців В.В., Юрич А.Р., Рачкевич Р.В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2 (43). С. 197 – 202.

9. Рачкевич Р.В., Величкович А.С., Гриців В.В. та ін. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини із виробками стінок. *Збірник наукових праць НГУ*. 2012. № 37. С. 124 – 134.

10. Рачкевич Р.В. Напружено-деформований стан стисненої бурильної колони у горизонтальному стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 3 (44). С. 70 – 77.

11. Пат. № 103338 Україна. Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині. Опубл. 12.11.2012.

12. Rachkevych R.V. Drill string intense-deformed state on well section with “dog-legs”. *JOURNAL OF HYDROCARBON POWER ENGINEERING*. 2014. Vol. 1, Issue 2. P. 89 – 95.

13. Рачкевич Р.В. Лабораторне моделювання деформації трубної колони в криволінійному стовбурі свердловини. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2014. № 2(37). С. 68 – 75.

14. Яциняк І.І., Івасив В.М., Артым В.І., Грыцив В.В., Рачкевич Р.В. Оценка выносливости резьбовых соединений элементов бурильной колонны. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. № 10. С. 4 – 8.

15. Rachkevich R.V. In-Plane Bending of a Drill String During its Compression in a Horizontal Borehole. *Strength of Materials*. 2014. Vol. 46, Issue 6. P. 843 – 847.

16. Крижанівський Є.І. Івасів В.М., Рачкевич Р.В. та ін. Втомна довговічність різьбових з'єднань насосно-компресорних труб в криволінійних

Продовження додатку А

ділянках свердловин. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. 2015. № 5. С. 14 – 21.

17. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Юрич Л.Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2015. № 57 (1166). С. 45 – 48.

18. Юрич Л.Р. Ивасив В.М., Рачкевич Р.В. и др. Использование упругих элементов для управления траекторией скважины. *Нефтяное хозяйство*. 2016. № 2. С. 36 – 37.

19. Rachkevych R., Rachkevych I. The Stress-Strain State of the Drill String at the Section of the Borehole with a Cavern. *JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE RESEARCH*. 2016. No. 1, Vol. 5. P. 128 – 146.

20. Рачкевич Р.В. Применение положений механики стержней для анализа напряженно-деформированного состояния насосно-компрессорной колонны. *Технологический аудит и резервы производства*. 2016. № 5/1 (31). С. 35 – 44.

21. Рачкевич Р.В., Слободян В.І., Івасів В.М., Артим В.І. Довговічність трубних колон за складного напружено-деформованого стану. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 4 (61). С. 25 – 33.

22. Гриців В.В., Артим В.І., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Вдосконалення методу прогнозування довговічності бурильних труб на основі С-критерію. *Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії: Тези доповідей Міжн. наук.-практ. конф. молодих учених*. (Івано-Франківськ, 15 – 20 вер. 2008) Івано-Франківськ, 2008. С. 28.

23. Рачкевич Руслан. Вплив особливостей профілю свердловини та її стінок на напружено-деформований стан бурильної колони. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012)*. Львів, 2012. С. 48 – 49.

Продовження додатку А

24. Артим Володимир, Рачкевич Руслан, Буй Василь. Особливості використання кінетичної теорії втоми з урахуванням корозійного чинника. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 3-тньої наук.-техн. конф. (Львів, 7 – 9 лист. 2012). Львів, 2012. С. 15 – 16.

25. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Процюк Г.Я. Вибір та коригування конструктивних параметрів неорієнтованих компоновок низу бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 118 – 122.

26. Рачкевич Р.В. Буй В.В., Дейнега Р.О. Напруження в бурильній колоні при просторовому викривленні свердловини. *Нафтогазова енергетика 2013*: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 86 – 89.

27. Рачкевич Р.В. Івасів В.М., Буй В.В. Определение положения бурильной колонны при пространственном искривлении ствола скважины – залог соблюдения ее проектного профиля. *Интеграция и повышение качества образовательных процессов как фактор модернизации экономики и промышленности Союзного государства*: Матеріали Межд. научн.-практ. форуму, Том2. (Минск, окт. 2013). Минск, 2013. С.93 – 97.

28. Рачкевич Руслан. Просторовий згин низу бурильної колони з опорно-центрувальним елементом. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Тези доповідей 4-тої наук.-техн. конф. (Львів, 30 – 31 жовт. 2014). Львів, 2014. С. 36 – 37.

29. Пат. 62165 Україна. Пружна муфта бурильної колони. Опубл. 10.08.2011.

30. Пат. на корисну модель № 88307 Україна. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Опубл. 11.03.2014.

Додаток Б

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор дирекції з виробництва –
 перший заступник голови правління
 ДАТ «Чорноморнафтогаз»



Р.М.Ільницький

2007 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

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



О.М.Карпаш

" 22 " 06 2007 р.

ІНСТРУКЦІЯ**забезпечення надійності****бурильної колони на викривлених ділянках свердловини****при комбінованому способі буріння**

«ПОГОДЖЕНО»

Директор дирекції з буріння та флоту
 ДАТ "Чорноморнафтогаз"

А.В.Козлов

" " 2007 р.

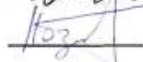
«ПОГОДЖЕНО»

Директор НДІ НГЕ і Е
 ІФНТУНГ

В.М.Івасів

" " 2007 р.

Розробники:

к.т.н.  Артим В.І.к.т.н.  Рачкевич Р.В.вед. інж.  Козлов А.А.

Продовження додатку Б

ЗМІСТ

	ВСТУП	3
1	РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ РОЗТЯГУ У НЕБЕЗПЕЧНОМУ ПЕРЕРІЗІ БТ	3
2	КРИТЕРІЙ ВИБОРУ ПОЛОЖЕННЯ БК НА ВИКРИВЛЕНИХ ДІЛЯНКАХ	5
3	РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ ЗГИНУ В ЕЛЕМЕНТАХ БК НА ВИКРИВЛЕНІЙ ДІЛЯНЦІ СВЕРДЛОВИНИ	9
4	ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ЦИКЛІВ НАВАНТАЖУВАННЯ І ТЕРМІНІВ ДЕФЕКТОСКОПІЇ БТ НА ВИКРИВЛЕНИХ ДІЛЯНКАХ	12
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	14
	ДОДАТКИ	15

Продовження додатку Б

ВСТУП

Одним із шляхів забезпечення надійності бурильної колони є планові дефектоскопічні обстеження елементів бурильної колони на небезпечних ділянках. При коректуванні профілю свердловини комбінованим способом найбільш небезпечними з точки зору корозійно-втомного руйнування є викривлені ділянки свердловини, де бурильна колона перебуває в умовах циклічного згину. В інструкції наведено розрахункові формули та необхідні довідкові дані для визначення кількості циклів навантажування і, відповідно, термінів експлуатації до чергової дефектоскопії елементів колони, які знаходяться на викривлених ділянках свердловини.

1 РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ РОЗТЯГУ У НЕБЕЗПЕЧНОМУ ПЕРЕРІЗІ БТ

Якщо профіль свердловини не містить криволінійних ділянок, то вважаємо, що не відбувається корозійно-втомне руйнування БК при коректуванні профілю свердловини комбінованим способом. Якщо свердловина містить декілька криволінійних ділянок, то обчислюється циклічна довговічність БТ на кожній з них. Мінімальне значення циклічної довговічності приймається для всієї колони в цілому.

Розтягуюче зусилля, що створюється кожною секцією колони бурильних труб, які знаходяться нижче від небезпечного перерізу (для прямолінійних ділянок свердловини):

$$Q_{роз_пр} = q_1 \Delta l_1 (\mu \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1) + q_2 \Delta l_2 (\mu \sin \alpha_2 + \cos \alpha_2) + \dots \\ \dots + q_n \Delta l_n (\mu \sin \alpha_n + \cos \alpha_n) \quad (1)$$

де $q_1, q_2, \dots, q_n$ – вага одиниці довжини бурильних труб певного типорозміру на прямолінійних ділянках свердловини, Н/м;

$\Delta l_1, \Delta l_2, \dots, \Delta l_n$ – довжина бурильних труб певного типорозміру на прямолінійних ділянках свердловини, м;

Продовження додатку Б

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – zenітний кут нахилу на прямолінійних ділянках свердловини, град.

Розтягуюче зусилля, що створюється кожною секцією колони бурильних труб, які знаходяться нижче від небезпечного перерізу (для криволінійних ділянок):

$$\begin{aligned}
 Q_{POZ_KP} = & \frac{\sin(\alpha_{K1} - \alpha_{П1}) - \mu \cos(\alpha_{K1} - \alpha_{П1})}{\frac{(\alpha_{K1} - \alpha_{П1})}{\Delta l_1} \frac{\pi}{180}} q_1 + \frac{\Delta l_1}{(\alpha_{K1} - \alpha_{П1})} \frac{180}{\pi} \mu q_1 + \\
 & + \frac{\sin(\alpha_{K2} - \alpha_{П2}) - \mu \cos(\alpha_{K2} - \alpha_{П2})}{\frac{(\alpha_{K2} - \alpha_{П2})}{\Delta l_2} \frac{\pi}{180}} q_2 + \frac{\Delta l_2}{(\alpha_{K2} - \alpha_{П2})} \frac{180}{\pi} \mu q_2 + \dots \\
 & \dots + \frac{\sin(\alpha_{Kn} - \alpha_{Пn}) - \mu \cos(\alpha_{Kn} - \alpha_{Пn})}{\frac{(\alpha_{Kn} - \alpha_{Пn})}{\Delta l_n} \frac{\pi}{180}} q_n + \frac{\Delta l_n}{(\alpha_{Kn} - \alpha_{Пn})} \frac{180}{\pi} \mu q_n
 \end{aligned} \quad (2)$$

Тут $(\alpha_{П})_1, \alpha_{П2}, (\alpha_{П})_n$ – zenітні кути на початку кожної секції бурильних труб на криволінійній ділянці свердловини, град;

$(\alpha_K)_1, \alpha_{K2}, \alpha_{Kn}$ – zenітні кути на закінченні кожної секції бурильних труб на криволінійній ділянці свердловини, град.

Сумарне зусилля розтягу, що створюється бурильною колоною, яка знаходиться нижче небезпечного перерізу:

$$Q_{POZ} = Q_{POZ_ПР} + Q_{POZ_KP}. \quad (3)$$

Площа небезпечного перерізу:

$$S_{HC} = \frac{\pi}{4} (d_{HC}^2 - d_{l_{HC}}^2), \quad (4)$$

Напруження розтягу, спричинене БК, що лежить нижче від небезпечного перерізу [19]

$$\sigma_{POZ} = \frac{\left(1 - \frac{\gamma_P}{\gamma}\right) \cdot Q_{POZ}}{S_{HC}}, \quad (5)$$

де γ_P – густина бурового розчину, кг/м³;

Продовження додатку Б

γ – густина матеріалу бурильних труб, кг/м³.

Необхідні для розрахунків дані вибираємо з таблиць А1-А6.

2 КРИТЕРІЙ ВИБОРУ ПОЛОЖЕННЯ БК НА ВИКРИВЛЕНИХ ДІЛЯНКАХ

Традиційний підхід до визначення напружень згину у бурильних трубах передбачає умову, що колона торкається стінок криволінійної ділянки свердловини по всій довжині [1-4]. Це означає, що напруження у бурильній колоні є функцією від її жорсткості та радіусу викривлення стовбура свердловини. Однак, загалом, радіус викривлення бурильної колоні не співпадає з радіусом викривлення криволінійного стовбура свердловини. Можливі випадки, коли труби доторкаються до «верхньої» частини стінки свердловини, «провисають» або лежать на «нижній» частині стінки.

Радіус кривизни свердловини у ділянці з небезпечним перерізом [1]:

$$R = \frac{57,3 l_{\text{ДНК}}}{|\alpha_{\text{ДП}} - \alpha_{\text{ДК}}|}, \quad (6)$$

де $\alpha_{\text{ДП}}$, $\alpha_{\text{ДК}}$ – zenітні кути на початку і закінченні криволінійної ділянки (град);

$l_{\text{ДНК}}$ – довжина криволінійної ділянки, м.

Розглянемо бурильну колону у криволінійному стовбурі свердловини та прилеглих до нього прямолінійних ділянках (рис. 1).

Продовження додатку Б

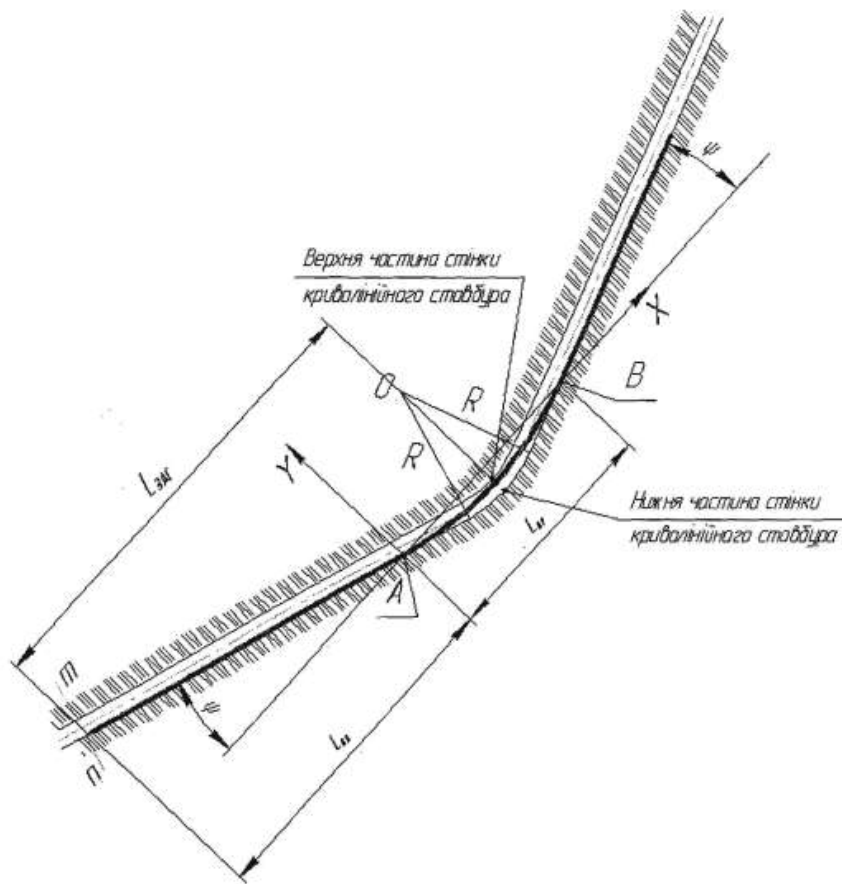


Рис. 1. Бурильна колона у криволінійному стовбурі свердловини

Умовно розділимо її на три частини: 1) у напрямку від вибою свердловини до точки А; 2) між точками А та В; 3) від точки В у напрямку до устя. Розглянемо другу частину. В залежності від навантаження вона може: а) доторкатися до «верхньої» частини стінки криволінійного стовбура («П1»); б) доторкатися до «нижньої» частини стінки криволінійного стовбура («П2»); в) не доторкатися до стінки криволінійного стовбура («П3»). Саме вказане положення є критерієм вибору розрахункової схеми для визначення напружень згину у колоні.

Розглянемо критерій вибору положення бурильної колони. Введемо у розрахунок систему координат, вісь абсцис якої проходить через точки А та В з

Продовження додатку Б

початком у т. А. Ділянку АВ змодельємо у вигляді вагової балки на двох шарнірних опорах одна з яких рухома (рис. 2).

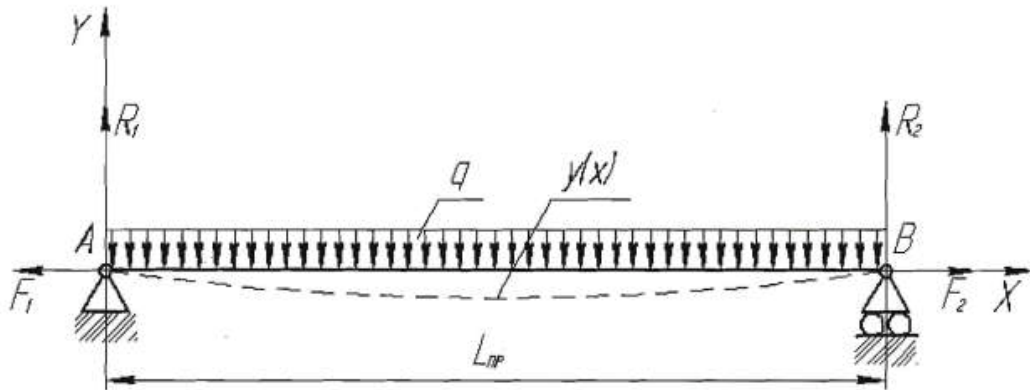


Рис. 2. Розрахункова модель бурильної колони

Реакції R_1 та R_2 зумовлені власною вагою, а сили розтягу F_1 та F_2 першою та третьою ділянками бурильної колони:

$$F_1 = F_2 = q \cdot \cos(\alpha_3) (L_{3\Delta\Gamma} - 0.5 L_{\text{пр}});$$

$$R_1 = R_2 = \frac{L_{\text{пр}} \cdot q}{2} \sin(\alpha_c);$$

$$\alpha_c = \alpha_{\text{п}} + \frac{1}{2}(\alpha_3 - \alpha_{\text{п}});$$

де q – вага одиниці довжини бурильної колони;

α_3 – зенітний кут на закінченні криволінійної ділянки;

$\alpha_{\text{п}}$ – зенітний кут на початку криволінійної ділянки;

$L_{3\Delta\Gamma}$ – відстань від середини криволінійної ділянки до місця, де знаходиться нейтральний переріз бурильної колони;

$L_{\text{пр}}$ – довжина відрізка АВ.

Для даної схеми і виду навантаження диференціальне рівняння пружної осі балки можна записати у вигляді:

Продовження додатку Б

$$R_1 x + F_1 y(x) - \frac{q \sin(\alpha_c)}{2} x^2 - EI \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = 0 \quad (7)$$

де EI – жорсткість на згин.

Розв'язок рівняння (3.11)

$$y(x) = C_1 e^{\left(\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + C_2 e^{\left(-\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + \frac{F_1 x (q x \sin(\alpha_c) - 2R_1) + 2EI q \sin(\alpha_c)}{2F_1^2};$$

де C_1, C_2 – змінні інтегрування.

Невідомі величини C_1, C_2 та $L_{\text{пп}}$ повинні задовольняти наступним граничним умовам:

$$\begin{cases} y(0) = 0 \\ y(L_{\text{пп}}) = 0 \\ y'(0) = -tg(\psi) \\ y'(L_{\text{пп}}) = tg(\psi) \end{cases},$$

де $\psi = \frac{L_{\text{кд}}}{2R}$;

$L_{\text{кд}}, R$ – відповідно довжина та радіус викривлення криволінійної ділянки.

«Верхній» та «нижній» допустимі прогини бурильної колони визначаються з схеми, що представлена на рис. 3.

$$y_{\text{adm}}^B = -\frac{L_{\text{пп}} tg(\psi)}{2} + \frac{R}{\cos(\psi)} - R + (D_{\text{CB}} - d_{\text{БК}});$$

$$y_{\text{adm}}^H = -\frac{L_{\text{пп}} tg(\psi)}{2} + \frac{R}{\cos(\psi)} - R;$$

де D_{CB} – діаметр свердловини;

$d_{\text{БК}}$ – діаметр бурильної колони.

Продовження додатку Б

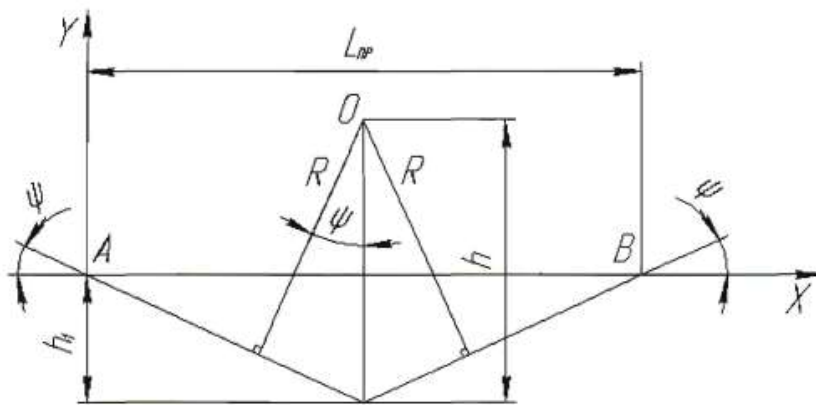


Рис. 3. Схема для визначення допустимих прогинів

Таким чином критерій вибору має вигляд:

1) бурильна колона доторкається до верхньої стінки криволінійного стовбура при виконанні умови:

$$y\left(\frac{L_{PP}}{2}\right) \leq y_{adm}^B; \quad (8)$$

2) бурильна колона доторкається до нижньої стінки криволінійного стовбура при виконанні умови:

$$y\left(\frac{L_{PP}}{2}\right) \geq y_{adm}^H; \quad (9)$$

3) бурильна колона не доторкається до стінок криволінійного стовбура:

$$y_{adm}^B \leq y\left(\frac{L_{PP}}{2}\right) \leq y_{adm}^H. \quad (10)$$

3 РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНЬ ЗГИНУ В ЕЛЕМЕНТАХ БК НА ВИКРИВЛЕНІЙ ДІЛЯНЦІ СВЕРДЛОВИНИ

Визначимо напруження у випадку, коли бурильна колона взаємодіє із верхньою частиною стінки свердловини. Як і у попередньому випадку (див. рис. 2), введемо у розрахунок систему координат, вісь абсцис якої проходить

Продовження додатку Б

через точки А та В з початком у т. А. Ділянку АВ змодельюємо у вигляді вагової балки на двох шарнірних опорах, одна з яких рухома (рис. 4).

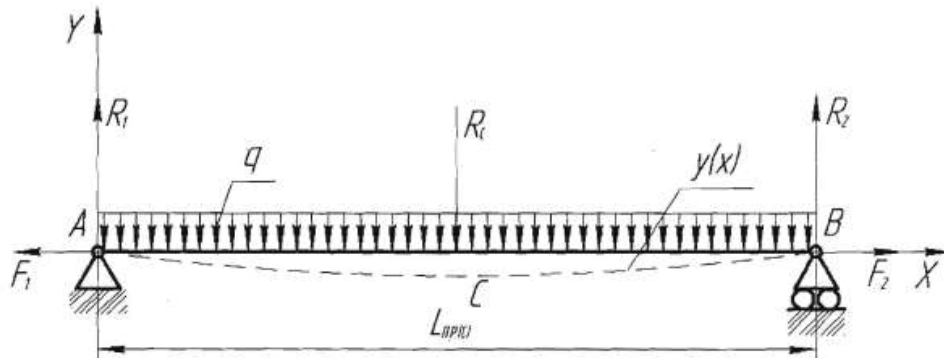


Рис. 4. Розрахункова модель бурильної колони

Реакції R_1 та R_2 зумовлені власною вагою та силою R_c , яка виникає внаслідок контакту колони із верхньою частиною стінки свердловини. Залежності для зусиль F_1 та F_2 , а також реакцій R_1 та R_2 мають вигляд:

$$F_1 = F_2 = q \cdot \cos(\alpha_3) (L_{3\Delta T} - 0.5 L_{пр(с)}); \quad (11)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{1}{2} (L_{пр(с)} \cdot q \cdot \sin(\alpha_c) + R_c); \quad (12)$$

де $L_{пр(с)}$ – довжина відрізка АВ, у випадку контакту колони із стінкою свердловини.

Для даної схеми і виду навантаження диференціальне рівняння пружної осі балки можна записати у вигляді:

$$R_1 x + F_1 y_L(x) - \frac{q \sin(\alpha_c)}{2} x^2 - EI \frac{d^2 y_L(x)}{dx^2} = 0 \quad (13)$$

– для інтервалу АС;

$$R_1 \left(x + \frac{L_{пр(с)}}{2} \right) + F_1 y_R(x) - R_c x - \frac{q \sin(\alpha_c)}{2} \left(x + \frac{L_{пр(с)}}{2} \right)^2 - EI \frac{d^2 y_R(x)}{dx^2} = 0 \quad (14)$$

– для інтервалу СВ.

Розв'язок рівнянь:

Продовження додатку Б

$$y_L(x) = C_1 e^{\left(\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + C_2 e^{\left(\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + \frac{F_1 x (q x \sin(\alpha_c) - 2R_1) + 2EI q \sin(\alpha_c)}{2F_1^2} \quad (15)$$

– для інтервалу АС;

$$y_R(x) = C_3 e^{\left(\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + C_4 e^{\left(\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + \frac{F_1 \left(q \left(x + \frac{L_{PP(C)}}{2} \right) \sin(\alpha_c) + 2x(R_c - R_1) - R_1 L_{PP(C)} \right) + 2EI q \sin(\alpha_c)}{2F_1^2} \quad (16)$$

– для інтервалу СВ.

Змінні інтегрування C_1, C_2, C_3, C_4 , невідома реакція R_c та відстань $L_{PP(C)}$

повинні задовольняти наступним граничним умовам:

$$\begin{cases} y_L(0) = 0; \\ y_R(L_{PP(C)}) = 0; \\ y_L\left(\frac{L_{PP(C)}}{2}\right) = y_R\left(\frac{L_{PP(C)}}{2}\right); \\ y'_L\left(\frac{L_{PP(C)}}{2}\right) = y'_R\left(\frac{L_{PP(C)}}{2}\right); \\ y_L\left(\frac{L_{PP(C)}}{2}\right) = y_{adm}^{B(C)}; \\ y_{adm}^{B(C)} = -\frac{L_{PP(C)} \operatorname{tg}(\psi)}{2} + \frac{R}{\cos(\psi)} - R + (D_{CB} - d_{BK}). \end{cases} \quad (17)$$

Для всіх трьох випадків напруження визначаються за формулами:

1) бурильна колона доторкається до верхньої частини стінки:

$$\sigma_{3r} = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_L\left(\frac{L_{PP(C)}}{2}\right)}{dx^2}; \quad (18)$$

2) бурильна колона доторкається до нижньої частини стінки:

$$\sigma_{3r} = \frac{E d}{2 R}; \quad (19)$$

Продовження додатку Б

3) бурильна колона не доторкається до стінок криволінійного стовбура:

$$\sigma_{3r} = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y \left(\frac{L_{PP}}{2} \right)}{dx^2}. \quad (20)$$

4 ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ЦИКЛІВ НАВАНТАЖУВАННЯ І ТЕРМІНІВ ДЕФЕКТОСКОПІЇ БТ НА ВИКРИВЛЕНИХ ДІЛЯНКАХ

Визначаємо максимальне напруження циклу:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{PO3} + \sigma_{3r}. \quad (21)$$

Визначаємо коефіцієнт асиметрії циклу:

$$R = \frac{\sigma_{PO3} - \sigma_{3r}}{\sigma_{\max}}. \quad (22)$$

Величина еквівалентного напруження, приведенного до симетричного циклу навантажування, визначається за рівняннями [5]

$$\sigma_{ekv} = \sigma_{\max} \left(1 - \frac{(1 - \psi)(1 + R)}{2} \right) \quad (23)$$

при умові $R \leq 0$ і

$$\sigma_{ekv} = \sigma_s \psi_1 \frac{1 + \psi}{1 + \psi_1} \quad (24)$$

при умові $R > 0$,

де ψ – коефіцієнт чутливості матеріалу бурильних труб до асиметрії циклу навантажування: 0,35 – 0,8.

Коефіцієнт ψ_1 визначається з рівняння

$$\psi_1 = \frac{\sigma_{\max}(1 - R)}{2\sigma_s - \sigma_{\max}(1 + R)}, \quad (25)$$

де σ_s – границя міцності матеріалу БТ.

Кількість циклів навантажування до дефектоскопії БТ рівна [17]:

$$N_{BT} = N_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{ekv} - \sigma_{rR}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (26)$$

Продовження додатку Б

де N_0 – кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

σ_{rR} – значення границі витривалості, яке відповідає ймовірності неруйнування $R=0,9$, МПа;

V – параметр, що характеризує нахил кривої втоми в півлогарифмічних координатах.

Значення N_0 , σ_{rR} , V вибираються з таблиці А7 [18] згідно з типорозміром БТ, для яких ведеться розрахунок.

Кількість годин механічного буріння до дефектоскопії БТ:

$$t_{BT} = \frac{N_{BT}}{60 \cdot n_p}, \quad (27)$$

де n_p – частота обертання ротора, об/хв.

Продовження додатку Б

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник / Калинин А.Г., Никитин Б.А., Солодкий К.М., Султанов Б.З. / Под. ред. А.Г. Калинина. – М.: Недра, 1997. – 648 с.: ил.
2. Инструкция по расчету бурильных колонн: РД 39-014 70214-502-85. – Куйбышев, 1986 – 130 с.
3. Инструкция по расчету бурильных колонн для нефтяных и газовых скважин. – М.: ВНИИТнефть, 1979. – 14 с.
4. Григулецкий В.Г., Лукьянов В.Т. Проектирование нижней части бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 302 с.: ил.
5. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В., Козак О.М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин // Машинознавство. – 2003. – № 12. – С. 17-20.

Продовження додатку Б

Додаток А

Таблиця А1 – Розміри, вага і жорсткість звичайних ОБТ

Діаметр, мм	Вага 1-го метра труб q , Н/м	Жорсткість на згин тіла труби EI , кНм ²	Жорсткість на кручення тіла труби GI_0 , кНм ²
95	481	828	631
108	618	1380	1051
146	952	4372	3331
178	1530	9667	7365
197	1854	14842	11380
203	1883	16466	12546
219	2079	21563	16429
229	2678	27304	20803
254	3296	41854	31889

Продовження додатку Б

Таблиця А2 – Розміри, вага і жорсткість бурильних труб з висадкою всередину (ТБВ)

Діаметр, мм	Товщина стілки, мм	Вага 1-го метра труб q, Н/м	Жорсткість на згин тіла труби EI, кНм ²	Жорсткість на кручення тіла труби GI ₀ , кНм ²
60,3	7	90,9	88,83	68
	9	112,0	103,1	78
73	7	113,8	168	128
	9	141,1	197,4	151
	11	166,6	222,6	170
89	7	142,1	319,2	244
	9	177,4	384,3	293
	11	210,7	438,9	334
101,6	7	164,6	489,3	374
	8	185,2	543,9	415
	9	203,8	606,9	453
	10	223,4	640,5	488
114,3	7	186,2	714	546
	8	209,7	793,8	607
	9	233,2	871,5	664
	10	256,7	942,9	719
	11	279,3	1008	770
127	7	208,7	999,6	762
	8	236,2	1115,1	850
	9	262,6	1224,3	934
	10	289,1	1327,2	1013
139,7	8	261,7	1507,8	1152
	9	291,1	1661,1	1268
	10	313,6	1806	1378
	11	349,9	1944,6	1483
168	9	351	3008	2292
	10	382	3283	2501

Продовження додатку Б

Таблиця АЗ – Розміри, вага і жорсткість бурильних труб з висадкою назовні (ТБН)

Діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Вага 1-го метра труб q, Н/м	Жорсткість на згин тіла труби EI, кНм ²	Жорсткість на кручення тіла труби GI ₀ , кНм ²
60,3	7	90,9	88,83	68
	9	112,0	103,1	78
73	7	113,8	168	128
	9	141,1	197,4	151
	11	166,6	222,6	170
89	7	142,1	319,2	244
	9	177,4	384,3	293
	11	210,7	438,9	334
101,6	7	164,6	489,3	374
	8	185,2	543,9	415
	9	203,8	606,9	453
	10	223,4	640,5	488
114,3	8	209,7	793,8	607
	9	233,2	871,5	664
	10	256,7	942,9	719
	11	279,3	1008	770
127	8	236,2	1115,1	850
	9	262,6	1224,3	934
	10	289,1	1327,2	1013
139,7	8	261,7	1507,8	1152
	9	291,1	1661,1	1268
	11	349,9	1944,6	1483

Продовження додатку Б

Таблиця А4 – Розміри, вага і жорсткість бурових труб з висадкою всередину з конічним стабілізаційним пояском (ТБВК)

Діаметр, мм	Товщина стілки, мм	Вага 1-го метра труб q, Н/м	Жорсткість на згин тіла труби EI, кНм ²	Жорсткість на кручення тіла труби GI ₀ , кНм ²
89	9	178,4	384,3	293
	11	210,7	438,9	334
101,6	9	204,8	594,3	453
	11	224,4	640,5	488
114,3	9	235,2	871,5	664
	10	258,7	942,9	719
	11	263,6	1008	770
127	9	281,2	1224,3	934
	10	290,0	1327,2	1013
139,7	9	294,0	1661,1	1268
	10	322,4	1806	1378
	11	350,8	1944,6	1483

Таблиця А5 – Розміри, вага і жорсткість бурових труб з висадкою назовні з конічним стабілізаційним пояском (ТБНК)

Діаметр, мм	Товщина стілки, мм	Вага 1-го метра труб q, Н/м	Жорсткість на згин тіла труби EI, кНм ²	Жорсткість на кручення тіла труби GI ₀ , кНм ²
73	9	142	197,4	151
	11	167,7	222,6	170
89	9	178,5	384,3	293
	11	210	438,9	334
101,6	9	204,8	594,3	453
	10	224,2	640,5	488
114,3	9	235,4	871,5	546
	10	264,2	942,9	719
	11	258,7	1008	770

Продовження додатку Б

Таблиця А6 – Розміри, вага і жорсткість бурильних труб з привареними замками (ТБПВТ, ТБПВ)

Діаметр, мм	Товщина стілки, мм	Вага 1-го метра труб q , Н/м	Жорсткість на згин тіла труби EI , кНм^2	Жорсткість на кручення тіла труби GI_0 , кНм^2
114,3	7	211,7	714	546
	8	235,2	795,9	607
	9	258,7	871,5	664
	10	280,3	942,9	719
127	7	242	999,6	770
	8	268,5	1115,1	762
	9	293	1224,3	850
	10	318,5	1327,2	934

Продовження додатку Б

Таблиця А7 – Параметри кривих втоми і корозійної втоми та відповідні їм значення границь втоми при імовірності неруйнування

Типи елементів бурильної колони (середовище)	Параметр кривої втоми V , МПа	Параметр кривої втоми N_0 , цикли	Середнє значення границі втоми σ_{PR} , МПа
ТБВ 114х10 Д (бур. розчин)	58,6	$4,6 \cdot 10^5$	81,77
ТБВ 73х9 Д (повітря)	76,6	$3,18 \cdot 10^5$	91,5
ТБВК 140х11 Л (бур. розчин)	36,62	$1,01 \cdot 10^7$	81,08
ТБВ 140х11 Л	20,78	$1,01 \cdot 10^7$	53,87
З-147 (повітря)	11,76	$10 \cdot 10^6$	33,29
З-121 (повітря)	267	$4,2 \cdot 10^5$	112,7
З-121 (обкат.) (повітря)	87,7	$1,54 \cdot 10^6$	149,4
ЗШ-121 (повітря)	32,989	$3,5 \cdot 10^6$	141,538
З-121 [сталь 40ХН2МА] (корозія)	16,59	$1,01 \cdot 10^7$	46,9
З-42 [сталь 45] (корозія)	24,52	$3,32 \cdot 10^6$	54
З-42 (зміцнені) [сталь 45] (корозія)	19,78	$5,42 \cdot 10^6$	64,5
З-42 [сталь 40ХН] (повітря)	15,76	$2,36 \cdot 10^6$	52,86

Додаток В

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

“ЗАТВЕРДЖЕНО”



Начальник

Стрийського ВБР

Я. М. Хомин

“18” січня 2012 р.

**МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ В
УСКЛАДНЕНИХ УМОВАХ БУРІННЯ**

“ПОГОДЖЕНО”

Директор НДНГЕ і Е

ІФНТУНГ

М. О. Карпаш

“12” 2012 р.



м. Івано-Франківськ, 2012

Продовження додатку В

1 РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

докторант кафедри НГО **Рачкевич Р. В.**, кандидат технічних наук,
доцент

аспірант кафедри НГО, **Гриців В. В.**

аспірант кафедри НГО, **Яциняк І. І.**

асистент кафедри НГО, **Гойсан І. М.**

інженер, **Козлов А. А.**

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

Продовження додатку В

ЗМІСТ

1. СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ.....	ст. 4
2. ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ, ПОЗНАКИ ТА СКОРОЧЕННЯ...	4
3. ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ.....	5
3.1 Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини.....	5
3.2 Напружено-деформований стан бурильної колони у прямолінійному стовбурі свердловини із виробками стінок.....	9
3.3 Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини із виробками стінок.....	14
4. ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ В УСКЛАДНЕНИХ УМОВАХ БУРІННЯ.....	23
4.1 Оцінка довговічності бурильних труб із урахуванням експлуатаційних навантажень.....	23
4.1.1 Визначення параметрів кривої втоми бурильних труб при мало- і багатоциклових навантажень.....	24
4.1.2 Підсумування втомних пошкоджень за широкого діапазону режимів навантажень.....	28
5. ЗАКОНОМІРНОСТІ РОЗВИТКУ ВТОМНИХ ТРІЩИН В БУРИЛЬНИХ ТРУБАХ ЗА ЗМІННИХ УМОВ НАВАНТАЖЕННЯ.....	32
Загальна фізична схема росту півеліпсоїдних втомних тріщин в бурильних трубах за багатоступеневого навантаження.....	32
Визначення величини розмаху коефіцієнту інтенсивності напружень для півеліпсоїдних втомних тріщин за різних схем навантаження.....	34
ДОДАТОК А.....	37
ДОДАТОК Б.....	44
ДОДАТОК В.....	47

Продовження додатку В

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Дана методика поширюється на буріння нафтових і газових свердловин і регламентує порядок розрахунку довговічності бурильної колони та її елементів.

1.2 Дана методика призначена для використання при бурінні свердловин буровою організацією Стрийське ВБР, їх підрядчиками та сумісниками.

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

2 ПОЗНАКИ ТА СКОРОЧЕННЯ

Нижче подано терміни, вжиті в цьому стандарті та визначення позначених ними понять:

БТ – бурильна труба

БК – бурильна колона

НДС – напружено-деформований стан

БР – буровий розчин

ВС – вертикальна свердловина

ПСС – похило–скерована свердловина

ГС – горизонтальна свердловина

СПО – спуско-підйомні операції

ОБТ – обважені бурильні труби

П1, П2, П3 – положення бурильної колони: доторкатися до «верхньої», «нижньої» частини стінки криволінійного стовбура та не доторкається до стінки криволінійного стовбура відповідно.

Продовження додатку В

3 ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ

Більшість запасів нафти та газу на території України можна віднести до важковидобувних, і забезпечити високий коефіцієнт флюїдовилучення шляхом спорудження вертикальних свердловин досить важко. Одним із шляхів інтенсифікації видобування вуглеводневої сировини є спорудження ПСС та ГС. Значна їх кількість містить прямолінійні та криволінійні ділянки із виробками стінок свердловини. Такі умови спричиняють додаткові навантаження на БК і вимагають вдосконалення методів її розрахунку.

3.1 Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини

Традиційний підхід до визначення напружень згину у БТ передбачає умову, що колона торкається стінок криволінійної ділянки свердловини по всій довжині [1 – 6]. Це означає, що напруження у БК є функцією від її жорсткості та радіусу викривлення стовбура свердловини. Однак, загалом, радіус викривлення БК не співпадає з радіусом викривлення криволінійного стовбура свердловини. Зокрема в роботі [7] зазначається, що внаслідок своєї жорсткості ОБТ не зовсім точно повторюють профіль стовбура. Можливі випадки, коли труби доторкаються до «верхньої» частини стінки свердловини, «провисають» або лежать на «нижній» частині стінки. В роботі [1] додатковим аргументом функції для визначення напружень згину у поперечному перерізі БК є довжина криволінійної ділянки. В роботі [8, 9] приймається, що дотик БК до стінки інтенсивно викривленого стовбура свердловини здійснюється в окремих трьох точках. При аналізі НДС розглядається модель невагомої балки на двох шарнірних опорах, навантаженої тільки зосередженою силою по середині. Для розгляду особливостей положення БК у криволінійному стовбурі свердловини у

Продовження додатку В

роботі [10] використано модель вагової балки на двох опорах, що, в залежності від умов роботи, навантажена зосередженою силою або згинаючим моментом.

Виходячи із проаналізованих робіт, представляє практичний інтерес вивчення впливу на поперечну деформацію БТ повздовжньої розтягуючої сили, яка створюється БК, що лежить нижче від криволінійної ділянки.

Розглянемо БК у криволінійному стовбурі свердловини та прилеглих до нього прямолінійних ділянках (рис. 3.1). Умовно розділимо її на три частини: 1) у напрямку від вибою свердловини до точки А; 2) між точками А та В; 3) від точки В у напрямку до устя. Розглянемо другу частину. В залежності від навантаження вона може: а) доторкатися до «верхньої» частини стінки криволінійного стовбура («П1»); б) доторкатися до «нижньої» частини стінки криволінійного стовбура («П2»); в) не доторкатися до стінки криволінійного стовбура («П3»). Саме вказане положення є критерієм вибору розрахункової схеми для визначення напружень згину у колоні.

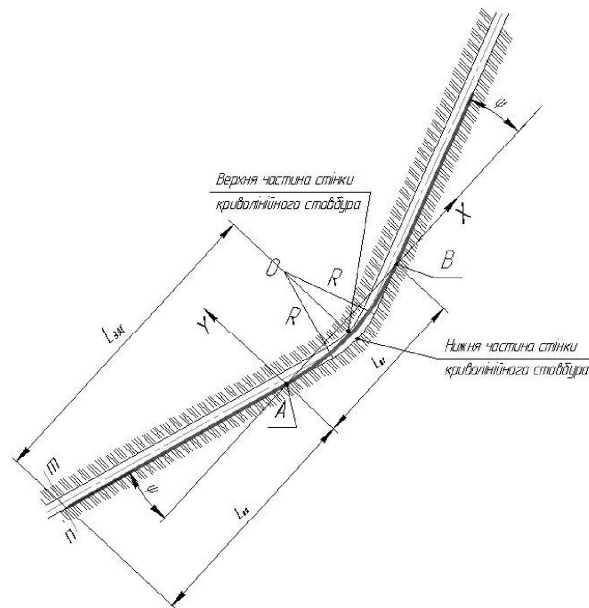


Рис. 3.1. Бурильна колона у криволінійному стовбурі свердловини

Розглянемо критерій вибору положення БК. Введемо у розрахунок систему координат, вісь абсцис якої проходить через точки А та В з початком у

Продовження додатку В

т. А. Ділянку АВ змодельємо у вигляді вагової балки на двох шарнірних опорах одна з яких рухома (рис. 3.2).

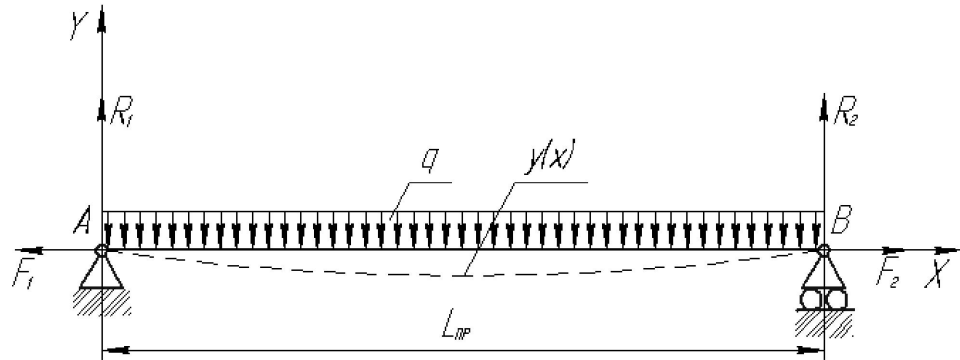


Рис. 3.2. Розрахункова модель бурильної колони

Реакції R_1 та R_2 зумовлені власною вагою, а сили розтягу F_1 та F_2 першою та третьою ділянками БК:

$$F_1 = F_2 = q \cdot \cos(\alpha_3) (L_{34\Gamma} - 0.5 L_{\text{пр}});$$

$$R_1 = R_2 = \frac{L_{\text{пр}} \cdot q}{2} \sin(\alpha_c);$$

$$\alpha_c = \alpha_{\text{II}} + \frac{1}{2}(\alpha_3 - \alpha_{\text{II}});$$

де: q – вага одиниці довжини БК;

α_3 – zenітний кут на закінченні криволінійної ділянки;

α_{II} – zenітний кут на початку криволінійної ділянки;

$L_{34\Gamma}$ – відстань від середини криволінійної ділянки до місця, де знаходиться нейтральний переріз БК;

$L_{\text{пр}}$ – довжина відрізка АВ.

Для даної схеми і виду навантаження диференціальне рівняння пружної осі балки можна записати у вигляді:

$$R_1 x + F_1 y(x) - \frac{q \sin(\alpha_c)}{2} x^2 - EI \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = 0 \quad (3.1)$$

де: EI – жорсткість на згин.

Розв'язок рівняння (3.1)

Продовження додатку В

$$y(x) = C_1 e^{\left(\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + C_2 e^{\left(\frac{\sqrt{F_1} x}{\sqrt{EI}}\right)} + \\ + \frac{1}{2F_1^2} (F_1 x (q \sin(\alpha_c) - 2R_1) + 2EI q \sin(\alpha_c));$$

де: C_1, C_2 – змінні інтегрування.

Невідомі величини C_1, C_2 та L_{PP} повинні задовольняти наступним граничним умовам:

$$\begin{cases} y(0) = 0; \\ y(L_{PP}) = 0; \\ y'(0) = -tg(\psi); \\ y'(L_{PP}) = tg(\psi). \end{cases}$$

$$\text{де: } \psi = \frac{L_{KD}}{2R};$$

L_{KD}, R – довжина та радіус викривлення криволінійної ділянки.

«Верхній» та «нижній» допустимі прогини БК визначаються з схеми, що представлена на рисунку 3.3.

$$y_{adm}^B = -\frac{L_{PP} tg(\psi)}{2} + \frac{R}{\cos(\psi)} - R + (D_{CB} - d_{БК}); \\ y_{adm}^H = -\frac{L_{PP} tg(\psi)}{2} + \frac{R}{\cos(\psi)} - R;$$

де: D_{CB} – діаметр свердловини;

$d_{БК}$ – діаметр БК.

Продовження додатку В

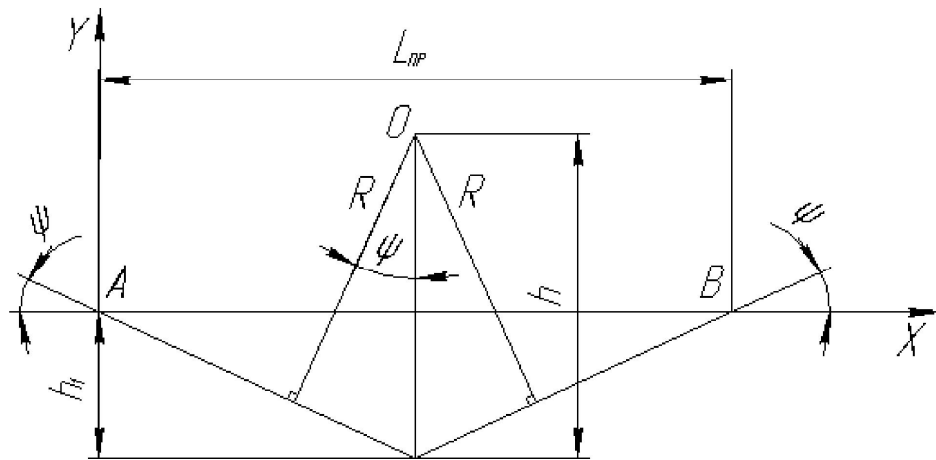


Рис. 3.3. Схема для визначення допустимих прогинів

Таким чином критерій вибору має вигляд:

- 1) БК доторкається до верхньої стінки криволінійного стовбура при виконанні умови:

$$y\left(\frac{L_{PP}}{2}\right) \leq y_{adm}^B; \quad (3.2)$$

- 2) БК доторкається до нижньої стінки криволінійного стовбура при виконанні умови:

$$y\left(\frac{L_{PP}}{2}\right) \geq y_{adm}^H; \quad (3.3)$$

- 3) БК не доторкається до стінок криволінійного стовбура:

$$y_{adm}^B \leq y\left(\frac{L_{PP}}{2}\right) \leq y_{adm}^H. \quad (3.4)$$

3.2 Напружено-деформований стан бурильної колони у прямолінійному стовбурі свердловини із виробками стінок

На практиці, форма стовбура свердловин значною мірою відрізняється від циліндричної. В наслідок притискання БК до стінок свердловини, осипання та вимивання буровим розчином більш м'яких порід утворюються жолоби та каверни. Процес утворення останніх детально описано у роботах [11 – 13].

Продовження додатку В

З іншого боку жолоби та каверни значною мірою ускладнюють умови роботи БК, яка, під їх впливом, може зазнавати поперечних деформацій навіть у прямолінійному стовбурі свердловини (рис. 3.4).

Місця виникнення найбільших нормальних напружень згину

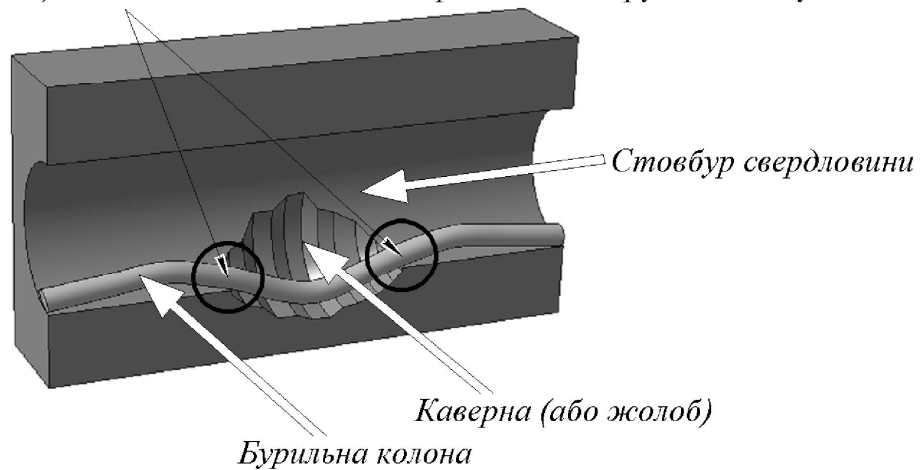


Рис. 3.4. Бурильна колона у стовбурі свердловини з каверною або жолобом

Напружено-деформівний стан колони в такому випадку розглянуто в роботі [14]. В якості розрахункової схеми вибрано вагому балку, навантажену поперечними зосередженими силами. Недоліком такої методики розрахунку є неможливість її використання у випадку, коли на колону діють повздовжні сили розтягу (або стиску). Тож нами проведено вдосконалення методики, викладеної в [14], шляхом введення у розрахункову модель повздовжньої сили (див. рис. 3.4).

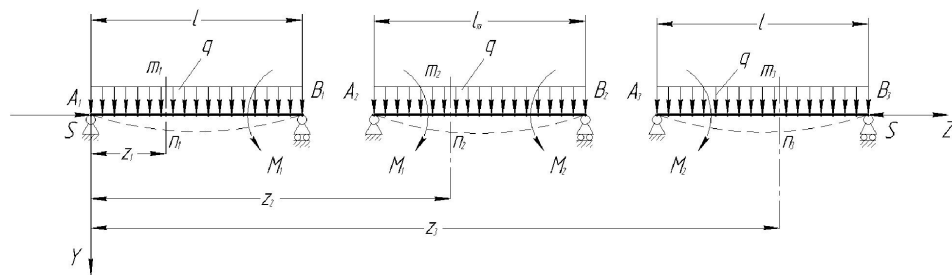


Рис. 3.5. Розрахункова модель

Продовження додатку В

В даній постановці балка двічі статично невизначена, тому для її аналізу скористаємося методом, що викладений у роботі [15]. Згідно з ним, балку розбивають на частини, так, як це показано на рисунку 3.5. В результаті отримуємо три статично визначені балки: A_1B_1 , A_2B_2 та A_3B_3 . Для врахування взаємодії між ними (адже насправді балка є суцільною) вводяться згинальні моменти M_1 та M_2 .

Запишемо диференціальні рівняння пружної осі для кожної із балок:

$$EI \frac{d^2 y_1(z_1)}{dz_1^2} = - \left(\frac{0,5q_n l^2 + M_1}{l} \right) z_1 + q_n \frac{z_1^2}{2} - S y_1(z_1), \quad (3.5)$$

$$EI \frac{d^2 y_2(z_2)}{dz_2^2} = - \left(\frac{0,5q_n l_m^2 - M_1 + M_2}{l_m} \right) (z_2 - l) + q_n \frac{(z_2 - l)^2}{2} - M_1 - S y_2(z_2), \quad (3.6)$$

$$EI \frac{d^2 y_3(z_3)}{dz_3^2} = - \left(\frac{0,5q_n l^2 - M_2}{l} \right) (z_3 - l - l_m) + q_n \frac{(z_3 - l - l_m)^2}{2} - M_2 - S y_3(z_3), \quad (3.7)$$

де: $y_1(z_1)$, $y_2(z_2)$, $y_3(z_3)$ – прогини балок A_1B_1 , A_2B_2 та A_3B_3 відповідно;

q_n – перпендикулярна до осі свердловини складова ваги одиниці довжини БК $q_n = a \sin(\alpha_3)$;

l , l_m – довжини відповідних прогонів згідно із рисунком 3.5;

S – осьова сила;

E – модуль пружності першого роду для матеріалу БТ;

I – момент інерції поперечного перерізу БТ;

α_3 – зенітний кут свердловини у місці жолоба чи каверни.

Розв'язки рівнянь (3.5 – 3.7) матимуть вигляд

$$y_1(z_1) = \sin \left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_1 \right) C_2 + \cos \left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_1 \right) C_1 - \frac{z_1 (q_n l^2 + 2M_1 - q_n z_1 l) S - 2EI q_n l}{2 l S^2}, \quad (3.8)$$

$$y_2(z_2) = \sin \left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_2 \right) C_4 + \cos \left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_2 \right) C_3 - \frac{S (q_n (l - z_2) l_m^2 + (q_n (l - z_2)^2 - M_1) l_m - 2(M_1 - M_2)(l - z_2)) - 2EI l_m q_n}{2 l_m S^2}, \quad (3.9)$$

Продовження додатку В

$$y_3(z_3) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_3\right) C_6 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_3\right) C_5 + \\ + \frac{2S(q_n l^2 + q_n l(l_m - z_3) - 2M_2)(l + 0,5l_m - 0,5z_3) - 2EI l q_n}{2 l S^2}. \quad (3.10)$$

Силу, з якою розтягується БК, що знаходиться безпосередньо над жолобом або каверною, слід визначати за формулою:

$$S = -q \cos(\alpha_3)(l_{III} - l),$$

де: l_{III} – відстань від нейтрального перерізу БК до початку жолоба чи каверни (у напрямку від вибою до устя).

Для визначення змінних інтегрування $C_1 - C_6$, невідомих моментів M_1 і M_2 та довжини l використаємо наступну систему крайових умов

$$\begin{cases} y_1(0) = 0; \\ y_1(l) = 0; \\ y_2(l) = 0; \\ y_2(l + l_m) = 0; \\ y_3(l + l_m) = 0; \\ y_3(2l + l_m) = 0; \\ y_1'(l) = y_2'(l); \\ y_2'(l + l_m) = y_3'(l + l_m); \\ y_1'(0) = 0. \end{cases} \quad (3.11)$$

Розв'язавши (3.11) слід перевірити виконання наступної умови

$$y_2(l + 0,5l_m) < h_{ЖК} + 0,5d, \quad (3.12)$$

де: $h_{ЖК}$ – максимальна глибина жолоба чи каверни;

d – зовнішній діаметр БК.

Виконання умови (3.11) означає, що БК не доторкається до дна жолоба чи каверни, відтак нормальні напруження згину в її поперечному перерізі будуть рівними:

$$\sigma_{suml} = \frac{EI y_1''(l)_{suml} d}{2I}, \quad (3.13)$$

де: $y_1''(l)_{suml}$ – функція $y_1(z_1)$ отримана з використанням формул (3.5 – 3.11).

Продовження додатку В

Якщо ж умова (3.11) не виконується, то це означає, що БК доторкається до дна жолобу чи каверни, де і виникає додаткова реакція. Для її врахування у розрахункову модель, що зображена на рисунку 3.5, необхідно додати опору по середині прогону A_2B_2 . Отримуємо тричі статично невизначену балку. Проте, відносно реакції у вищезазначеній опорі балка є симетричною. Відтак розглянемо тільки її половину (рис. 3.6).

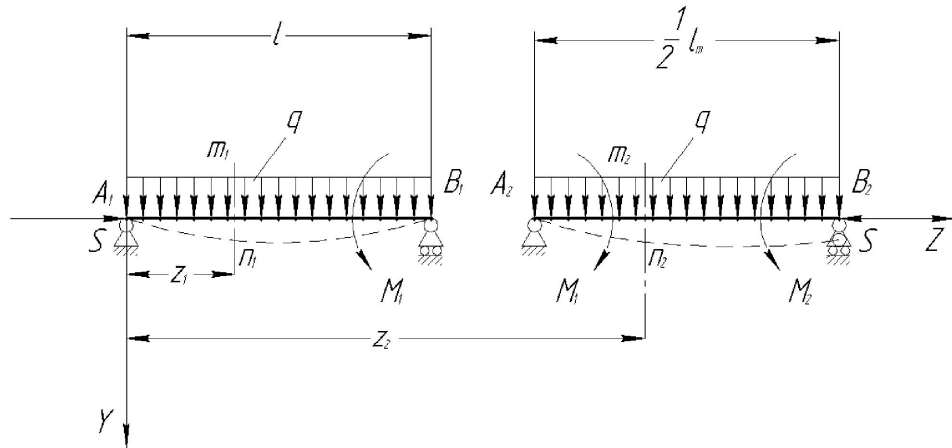


Рис. 3.6. Розрахункова модель

Для даного виду навантаження диференціальні рівняння пружної осі та їх розв'язки матимуть наступний вигляд: для першого прогону рівняння та розв'язок аналогічні відповідно до (3.5) та (3.8); для другого

$$EI \frac{d^2 y_2(z_2)}{dz_2^2} = - \left(\frac{q_n l_m^2 - 8M_1 + 8M_2}{8I_m} \right) (z_2 - l) + q_n \frac{(z_2 - l)^2}{2} - M_1 - S y_2(z_2); \quad (3.14)$$

та

$$- \frac{S(q_n(l - z_2)y_m^2 + (8q_n(l - z_2)^2 - 16M_1)y_m - 16(M_1 - M_2)(l - z_2)) - 16EI l_m q}{16 I_m S^2}; \quad (3.15)$$

відповідно.

Як і в попередньому випадку, скористаємося системою крайових умов для знаходження змінних інтегрування $C_1 - C_4$, згинальних моментів M_1 та M_2 і довжини l :

Продовження додатку В

$$\begin{cases} y_1(0)=0; \\ y_1(l)=0; \\ y_2(l)=0; \\ y_2(l+0,5l_m)=h_{ЖК}+0,5d; \\ y_1'(l)=y_2'(l); \\ y_2'(l+0,5l_m)=0; \\ y_1'(0)=0. \end{cases} \quad (3.16)$$

Далі визначаємо нормальні напруження згину у поперечному перерізі бурильної колони:

$$\sigma_{\text{гин}2} = \frac{EI y_1''(l)_{\text{гин}2} d}{2I}, \quad (3.17)$$

де: $y_1''(l)_{\text{гин}2}$ — функція $y_1(z_1)$ отримана з використанням формул (3.14 – 3.16).

3.3 Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини із виробками стінок

В роботі [17] нами розглянуто НДС БК у прямолінійному стовбурі свердловини в місці утворення жолоба або каверни. Механізм утворення останніх детально описано в працях [11 – 13], тому в даній роботі упустимо розгляд цих питань, натомість розглянемо методику аналізу НДС БК у криволінійному стовбурі свердловини у місці утворення жолоба або каверни.

Розглянемо випадок, коли БК не доторкається до дна виробки як для випадку збільшення так і для випадку зменшення зенітного кута (рис. 3.7.).

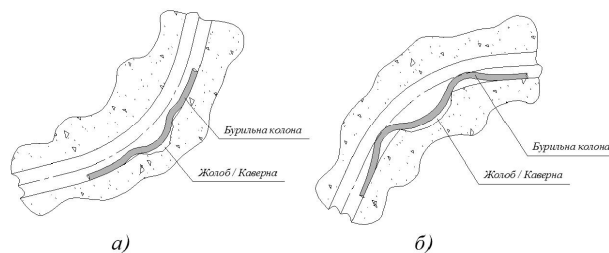


Рис. 3.7. Бурильна колона у криволінійному стовбурі свердловини з виробкою (не доторкається до дна виробки)

Продовження додатку В

Змодельюємо колону бурильних труб у вигляді статично невизначеної балки на 4-х опорах [17]. Згідно із [17], функції пружних осей для кожного із трьох прогонів матимуть вигляд:

$$y_1(z_1) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_1\right) C_2 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_1\right) C_1 - \frac{z_1(q_n l^2 + 2M_1 - q_n z_1 l)S - 2EI q_n l}{2l S^2}; \quad (3.18)$$

$$y_2(z_2) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_2\right) C_4 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_2\right) C_3 - \frac{S(q_n(l - z_2)l_m^2 + (q_n(l - z_2)^2 - M_1)l_m - 2(M_1 - M_2)(l - z_2)) - 2EI l_m q_n}{2l_m S^2}; \quad (3.19)$$

$$y_3(z_3) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_3\right) C_6 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_3\right) C_5 + \frac{2S(q_n l^2 + q_n l(l_m - z_3) - 2M_2)(l + 0,5l_m - 0,5z_3) - 2EI l q_n}{2l S^2}, \quad (3.20)$$

де: S – осьова сила;

EI – жорсткість БК на згин;

$C_1...C_6$ – змінні інтегрування;

q_n – перпендикулярна до осі свердловини складова ваги одиниці довжини БК;

l, l_m – довжини відповідних прогонів балки;

M_1, M_2 – згинальні моменти в кінці першого та другого прогонів відповідно.

Числові значення величин $C_1...C_6, M_1$ та M_2 визначаємо із системи крайових умов:

$$\begin{cases} y_1(0) = 0; \\ y_1(l) = l_{BD}; \\ y_2(l) = l_{BD}; \\ y_2(l + l_m) = l_{BD}; \\ y_3(l + l_m) = l_{BD}; \\ y_3(2l + l_m) = 0; \\ y_1'(l) = y_2'(l); \\ y_2'(l + l_m) = y_3'(l + l_m). \end{cases} \quad (3.21)$$

Продовження додатку В

Для розв'язку системи (3.21) необхідно обчислити довжини l та l_m , які, згідно із розрахунковою схемою, що зображена на рисунку 3.8, рівні:

$$l = l_{BC} - (R_C + R_H - r) \sin \beta; \quad (3.22)$$

$$l_m = 2(R_C + R_H - r) \sin \beta; \quad (3.23)$$

$$l = l_{BC} - (R_C - R_H + r) \sin \beta; \quad (3.24)$$

$$l_m = 2(R_C - R_H + r) \sin \beta. \quad (3.25)$$

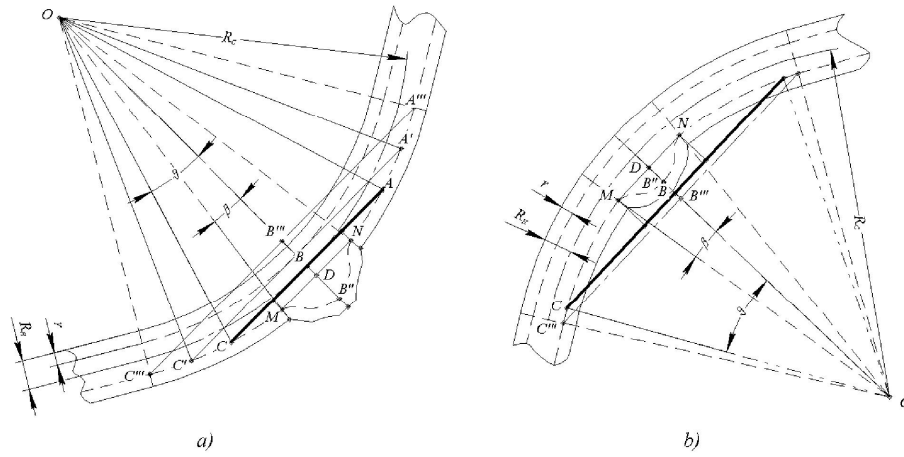


Рис. 3.8. Схеми для визначення крайових умов

Формули (3.22) та (3.23) використовуються для випадку набору зенітного кута (рис. 3.8, а), а формули (3.24) та (3.25) – для випадку зменшення зенітного кута (рис. 3.8, б).

Розрахунок довжини l_{BD} також проводиться опираючись на рисунок 3.8, з якого маємо:

$$l_{BD} = (R_C + R_H - r) \cos \beta - \sqrt{(R_C + R_H - r)^2 - l_{CB}^2}; \quad (3.26)$$

$$l_{BD} = -(R_C - R_H + r) \cos \beta - \sqrt{(R_C - R_H + r)^2 - l_{BC}^2}. \quad (3.27)$$

де: R_C – радіус заокруглення криволінійної ділянки свердловини;

R_H – радіус свердловини;

r – зовнішній радіус БК.

Продовження додатку В

У випадку збільшення зенітного кута, слід використовувати формулу (3.26), а для зменшення – (3.27).

Величина кута β рівна:

$$\beta = \frac{l_D}{2R_C}, \quad (3.28)$$

де: l_D – протяжність жолоба або каверни вздовж осі свердловини.

Нормальна складова власної ваги БК рівна:

$$q_n = q \sin\left(\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}\right), \quad (3.29)$$

де: α_1, α_2 – відповідно зенітні кути на початку та закінченні криволінійної ділянки свердловини;

q – вага одиниці довжини БК.

Осьова сила визначається із формули [18]:

$$S = -(Q_1 + Q_2), \quad (3.30)$$

де: Q_1 – осьова сила розтягу, що створюється ділянкою БК, яка знаходиться нижче криволінійного стовбура;

Q_2 – осьова сила розтягу, що створюється ділянкою БК між точками C та C''' (див. рис. 3.8).

Величину Q_2 визначимо, використовуючи методику, викладену в роботі [18], згідно з якою:

$$Q_2 = q l_{CC'''} \left(\frac{\sin \alpha_{beg} + \mu \cos \alpha_{beg} - \sin \alpha_{end} - \mu \cos \alpha_{end}}{\alpha_{beg} - \alpha_{end}} \right), \quad (3.31)$$

де: μ – коефіцієнт тертя між стінкою свердловини та БК в БР.

Всі інші величини визначаються за формулами (див. рис. 3.8)

$$l_{CC''} = (R_C + R_H - r) \left(\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2} - \vartheta \right); \quad (3.32)$$

$$l_{CC'''} = (R_C - R_H + r) \left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2} - \vartheta \right); \quad (3.33)$$

$$\vartheta = \arcsin \left(\frac{l_{BC}}{R_C + R_H - r} \right); \quad (3.34)$$

Продовження додатку В

$$\vartheta = \arcsin\left(\frac{l_{BC}}{R_C - R_H + r}\right); \quad (3.35)$$

$$\alpha_{beg} = \alpha_1 + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2} + \vartheta; \quad (3.36)$$

$$\alpha_{beg} = \alpha_1 - \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2} - \vartheta; \quad (3.37)$$

$$\alpha_{end} = \alpha_2. \quad (3.38)$$

Як і для вище згаданих випадків, формули (3.32), (3.34), (3.36) слід використовувати для розрахунків при збільшенні зенітного кута, а формули (3.33), (3.35) та (3.37) – зменшенні зенітного кута.

Для визначення величин згідно з формулами (3.22), (3.24), (3.26), (3.27), (3.34), (3.35) необхідно задатися величиною l_{BC} , яка вибирається з умови, що

$$\vartheta_{beam} = \vartheta, \quad (3.39)$$

де: ϑ_{beam} – кут повороту перерізу балки на її початку.

З практичної точки зору підбір довжини l_{BC} може реалізовуватися наступним чином. Вибирається система координат, де по осі абсцис відкладається величина l_{BC} , а по осі ординат – кут ϑ . В цій системі координат одночасно будується дві функції. Перша – згідно із формулою (3.34) (або формулою (3.35), коли розглядається випадок зменшення зенітного кута), а друга за наступною формулою:

$$\vartheta_{beam} = \arctan \frac{dy_1(z_1)}{dz_1}. \quad (3.40)$$

Значення аргументу l_{BC} у вказаних функціях змінюється від величини l_{MD} до величини $l_{B''C''}$, які, згідно із рисунком 3.8, можна визначити за формулами:

$$l_{MD} = (R_C + R_H - r) \sin \beta; \quad (3.41)$$

$$l_{MD} = (R_C - R_H + r) \sin \beta; \quad (3.42)$$

$$l_{B''C''} = (R_C + R_H - r) \sin\left(\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right); \quad (3.43)$$

$$l_{B''C''} = (R_C - R_H + r) \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2}\right). \quad (3.44)$$

Продовження додатку В

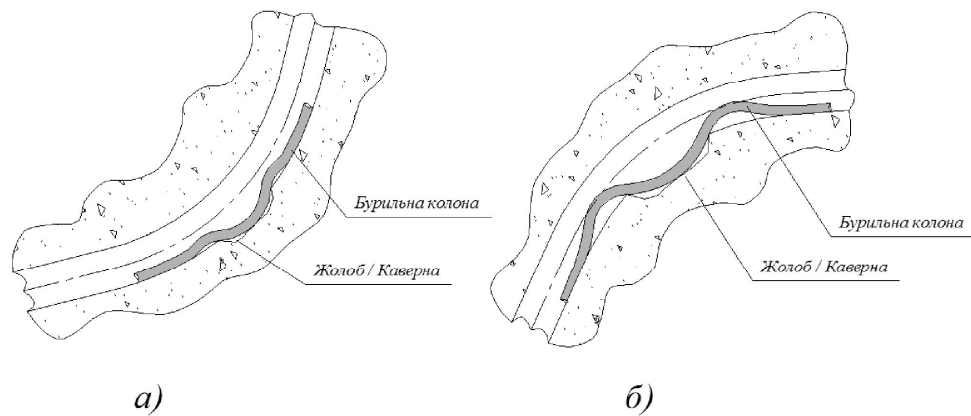


Рис. 3.9. Бурильна колона у криволінійному стовбурі свердловини з виробкою (доторкається до дна виробки):

- а) – випадок збільшення зенітного кута;
- б) – випадок зменшення зенітного кута.

Для визначення нормальних напружень згину для даного випадку, скористаємося розрахунковою схемою чотирьохпрогонної тричі статично невизначеної балки на 5-ти опорах. Як і в роботі [19], балку навантажено розподіленим зусиллям та осьюовою силою. Для аналізу НДС такої балки скористаємося методом, що описаний у праці [15]. Для цього умовно розділимо балку на чотири прогони, так, як це показано на рисунку 3.10.

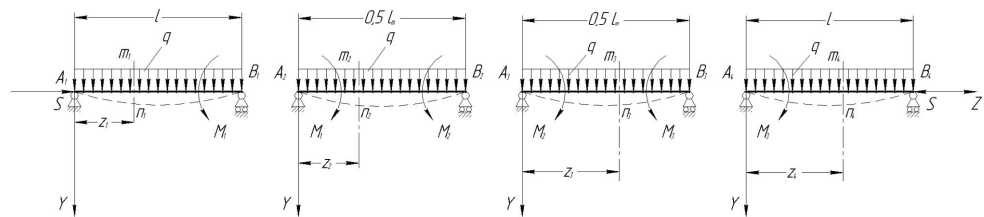


Рис. 3.10. Розрахункова модель для аналізу НДС чотирьохпрогонної статично невизначеної балки

Продовження додатку В

Враховуючи те, що балка насправді суцільна, в місцях її «розриву» необхідно додатково прикласти згинальні моменти M_1 , M_2 та M_3 . Відтак, диференціальні рівняння пружної осі матимуть вигляд:

$$EI \frac{d y_1(z_1)}{d z_1} = - \frac{0,5q_n l^2 + M_1}{l} z_1 + 0,5q_n z_1^2 - S y_1(z_1); \quad (3.51)$$

$$EI \frac{d y_2(z_2)}{d z_2} = - \frac{q_n l_m^2 - 8M_1 + 8M_2}{4l_m} z_2 + 0,5q_n z_2^2 - M_1 - S y_2(z_2); \quad (3.52)$$

$$EI \frac{d y_3(z_3)}{d z_3} = - \frac{q_n l_m^2 - 8M_2 + 8M_3}{4l_m} z_3 + 0,5q_n z_3^2 - M_2 - S y_3(z_3); \quad (3.53)$$

$$EI \frac{d y_4(z_4)}{d z_4} = - \frac{0,5q_n l^2 - M_3}{l} z_4 + 0,5q_n z_4^2 - M_3 - S y_4(z_4). \quad (3.54)$$

Розв'язки диференціальних рівнянь (3.51 – 3.54) наступні:

$$y_1(z_1) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_1\right) C_2 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_1\right) C_1 + \\ + \frac{-z_1(q_n l^2 + 2M_1 - q_n z_1 l)S - 2EIq_n l}{2l S^2}; \quad (3.55)$$

$$y_2(z_2) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_2\right) C_4 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_2\right) C_3 + \\ + \frac{0,25\left(S(-z_2 q_n l_m^2 + (2q_n z_2^2 - 4M_1)l_m + 8z_2(M_1 - M_2)) - 4l_m EIq_n\right)}{S^2 l_m}; \quad (3.56)$$

$$y_3(z_3) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_3\right) C_6 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_3\right) C_5 + \\ + \frac{0,25\left(S(-z_3 q_n l_m^2 + (2q_n z_3^2 - 4M_2)l_m + 8z_3(M_2 - M_3)) - 4l_m EIq_n\right)}{S^2 l_m}; \quad (3.57)$$

$$y_4(z_4) = \sin\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_4\right) C_8 + \cos\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} z_1\right) C_7 + \\ + \frac{0,5(-l + z_4)(q_n l z_4 + 2M_3)S - 2EIq_n l}{l S^2}. \quad (3.58)$$

У рівностях (3.55 – 3.58) невідомим є змінні інтегрування $C_1...C_8$ та згинальні моменти $M_1...M_3$. Для їх визначення скористаємося наступною системою крайових умов:

Продовження додатку В

$$\begin{cases}
 y_1(0) = 0; \\
 y_1(l) = l_{BD}; \\
 y_2(0) = l_{BD}; \\
 y_2(0,5l_m) = l_{BB''}; \\
 y_3(0) = l_{BB''}; \\
 y_3(0,5l_m) = l_{BD}; \\
 y_4(0) = l_{BD}; \\
 y_4(l) = 0; \\
 y_1'(l) = y_2'(0); \\
 y_2'(0,5l_m) = y_3'(0); \\
 y_3'(0,5l_m) = y_4'(0).
 \end{cases} \quad (3.59)$$

Як і для попереднього випадку, величини l_{BD} , $l_{BB''}$, q_n , S , l та l_m визначаються за формулами (3.26), (3.27), (3.46), (3.47), (3.29), (3.30) та (3.22 – 3.25) відповідно. Довжина l_{BC} вибирається таким же чином, як і для попередньому випадку.

Далі, використовуючи формули (3.48) – (3.50) та наступну залежність:

$$\sigma_4(z_4) = \frac{EI y_4''(z_4) r}{I}, \quad (3.60)$$

можна визначити максимальні величини напружень на кожному із прогонів балки.

Додатково можна визначити реакцію дна жолоба або каверни на БК (див. рис. 3.10)

$$Q_{def} = 2 \left(0,5q_n l_m - \frac{q_n l_m^2 - 8M_1 + 8M_2}{4l_m} \right). \quad (3.61)$$

Продовження додатку В

4. ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ В УСКЛАДНЕНИХ УМОВАХ БУРІННЯ

На сьогоднішній день розвиток нафтогазовидобувної промисловості України значною мірою залежить від буріння глибоких та надглибоких свердловин. У зв'язку з цим зростають вимоги до надійності БТ та її елементів. Проте, не зважаючи на вдосконалення техніки і технології буріння, аварії із БТ все ще трапляються.

4.1. Оцінка довговічності бурильних труб із урахуванням експлуатаційних навантажень

Науковці [21 – 23] розглядали проблематику визначення довговічності та залишкового ресурсу БТ від дії моменту згину, обумовленого як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. Проте авторами роботи [24] показано, що близько 85% аварій з БК зумовлені втомним руйнуванням труб, з них 45% припадає на розтягнуту частину колони. Подібні результати подаються в роботі [25], де на основі статистичного аналізу результатів дефектоскопії побудовано графік розподілу дефектів сталевих БТ від довжини колони (рис. 4.1).

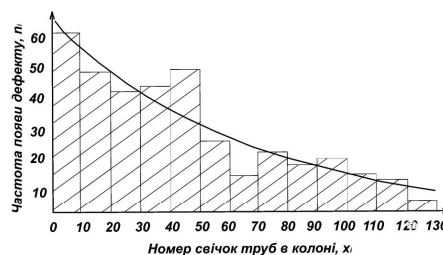


Рис. 4.1. Розподіл дефектів у сталевих бурильних трубах від довжини колони [25]

У верхній частині колони дія моменту згину не суттєва. Основними причинами руйнувань у її верхній частині є корозійно-втомне пошкодження,

Продовження додатку В

викликане дією асиметричних циклів напружень розтягу. При цьому дані цикли напружень викликають багатоциклову корозійну втому за звичайних умов роботи. Проте в процесі буріння свердловини колона БТ нерідко зазнає і значних перевантажень. Вони виникають при затягуваннях у жолобах, прихопленні колони, порушеннях технології проведення СПО і т.д. Іноді сумарне напруження під дією перевантажень досягає значень границі плинності і, навіть, границі міцності матеріалів БТ. Такі навантаження здебільшого і є причиною їх статичного або малоциклового втомного руйнування. Так, наприклад, на свердловині І-Південна Яблунів [26] для вивільнення прихопленої частини БК проводили її розходжування із зусиллям 2200 кН, що для БТ 127х9 мм (ГОСТ Р50278–92) групи міцності Е напруження в тілі труби перевищує границю плинності на 27%. У зв'язку з цим, для прогнозування довговічності БТ і, як наслідок, забезпечення їх надійності, необхідні теоретичні та експериментальні дослідження пошкоджуючої дії циклів напружень з високою асиметрією в області як багатоциклової, так і малоциклової втоми та їх сумісної дії.

4.1.1 Визначення параметрів кривої втоми бурильних труб при мало- і багатоциклових навантаженнях

Важливим етапом у прогнозуванні довговічності БТ та її елементів є визначення параметрів кривої втоми їх натурних зразків в мало- і багатоцикловій областях. Найбільш достовірні їх значення можна отримати шляхом статистичної обробки результатів натурних експериментів, проведених на спеціальних установках, що імітують типові режими експлуатації об'єкта. Оскільки матеріальні витрати на виготовлення дослідних установок та натурних зразків елементів БК (особливо великих типорозмірів) є значними, то велику цінність представляють результати випробувань, проведені саме на натурних зразках.

Продовження додатку В

Авторами робіт [27, 28] проведені унікальні дослідження втомної міцності натурних зразків БТ. Випробовування проводилися на зразках двох типів: гладкої частини труби і тіла труби із замком. Важливе значення отриманих результатів (додаток Б, табл. Б1) полягає у використанні схеми навантаження, яка уможливорює проведення досліджень в умовах, близьких до експлуатаційних.

У [27] експериментальні зразки піддавали дії осьової розтягувальної сили, яка циклічно змінювалася (віднульовий цикл навантаження), а в [28] – запропоновано схему випробування, для дослідження вібраційних нормальних напружень з малою амплітудою, що накладаються на значне зусилля розтягу (асиметричний цикл навантаження). Тому, необхідним кроком для подальшого визначення параметрів опору втомі є приведення асиметричних циклів до еквівалентних за пошкоджуючою дією віднульових. Для цього скористаємося формулою, наведеною авторами роботи [29]:

$$\sigma_{ekv} = 2 \cdot \sigma_g \frac{\psi_1}{1 + \psi_1}, \quad (4.1)$$

$$\text{де: } \psi_1 = \frac{\sigma_{\max}(1-R)}{2 \cdot \sigma_g - \sigma_{\max}(1+R)} \quad - \text{ коефіцієнт уточнення впливу асиметрії}$$

циклу;

σ_g – границя міцності матеріалу труб, МПа;

R – коефіцієнт асиметрії;

$\sigma_{\max}$ – максимальне напруження циклу, МПа;

σ_{ekv} – еквівалентне максимальне напруження, МПа.

Для аналізу втомних випробовувань використаємо трипараметричне рівняння Почтенного [23, 30], оскільки воно пройшло ґрунтовну експериментальну перевірку.

За результатами розрахунків побудовано криву втомі (рис. 4.2) і визначено її параметри: $Q=2,37 \cdot 10^7$ МПа·цикл, $\sigma_0=97,39$ МПа, $V_0=141,71$ МПа. Як бачимо, деякі експериментальні точки мають значні відхилення від

Продовження додатку В

побудованої кривої. На нашу думку, це пов'язано із можливим розривом кривої втоми в перехідній зоні між малоцикловою та багатоцикловою областями.

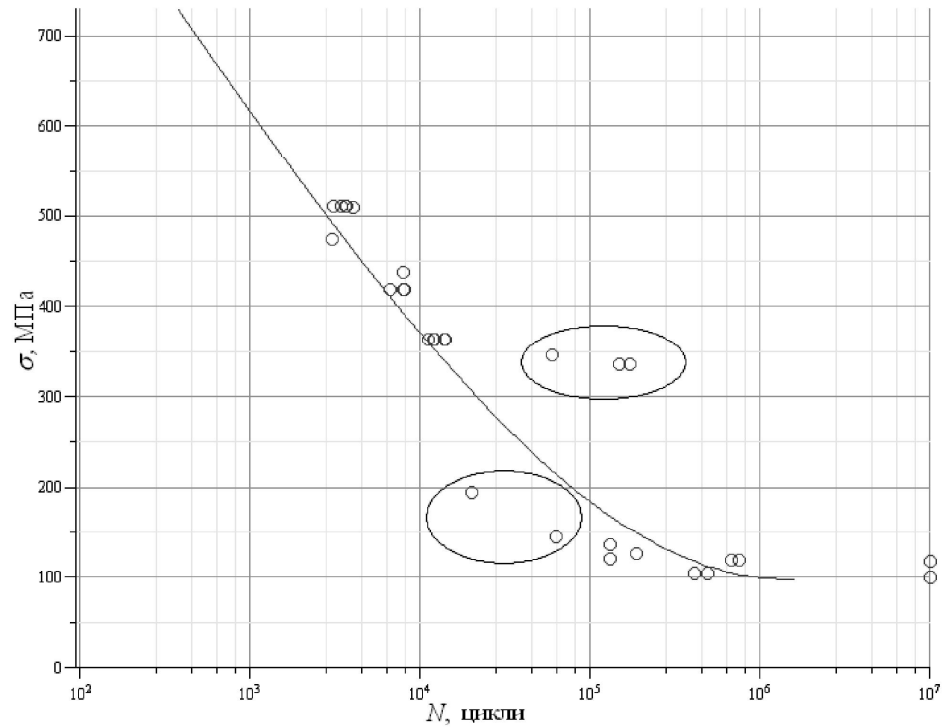


Рис. 4.2. Крива втоми бурильних труб ТБН-73х9-К

Причинами виникнення розриву кривої втоми займалися В. Шабалін, Т. Вільямс, І. Морі та інші [31]. У своїх працях вони показали, що розрив кривої втоми пов'язаний здебільшого із зміною структури матеріалу, частоти і виду навантаження, форми зразка, температури і стану поверхні. Тому, слід враховувати випадки, коли перехідна зона не може чітко відповідати одній кривій втоми. Це важливо для визначення довговічності при випадкових навантаженнях, коли БК працює як у звичайних (багатоциклова область), так і в ускладнених (малоциклова область) умовах роботи.

Продовження додатку В

Таким чином, в нашому випадку, необхідно проводити побудову повної кривої втоми із розривом між малоцикловою і багатоцикловою областями. Для цього за допомогою методу середніх квадратів визначено їх параметри:

$$Q=2,8 \cdot 10^6 \text{ МПа} \cdot \text{цикл}, \sigma_0=333,58 \text{ МПа}, V_0=219,2 \text{ МПа};$$

$$Q=1,03 \cdot 10^7 \text{ МПа} \cdot \text{цикл}, \sigma_0=112,49 \text{ МПа}, V_0=70,95 \text{ МПа};$$

За результатами розрахунків побудовано криву втоми (рис. 4.3).

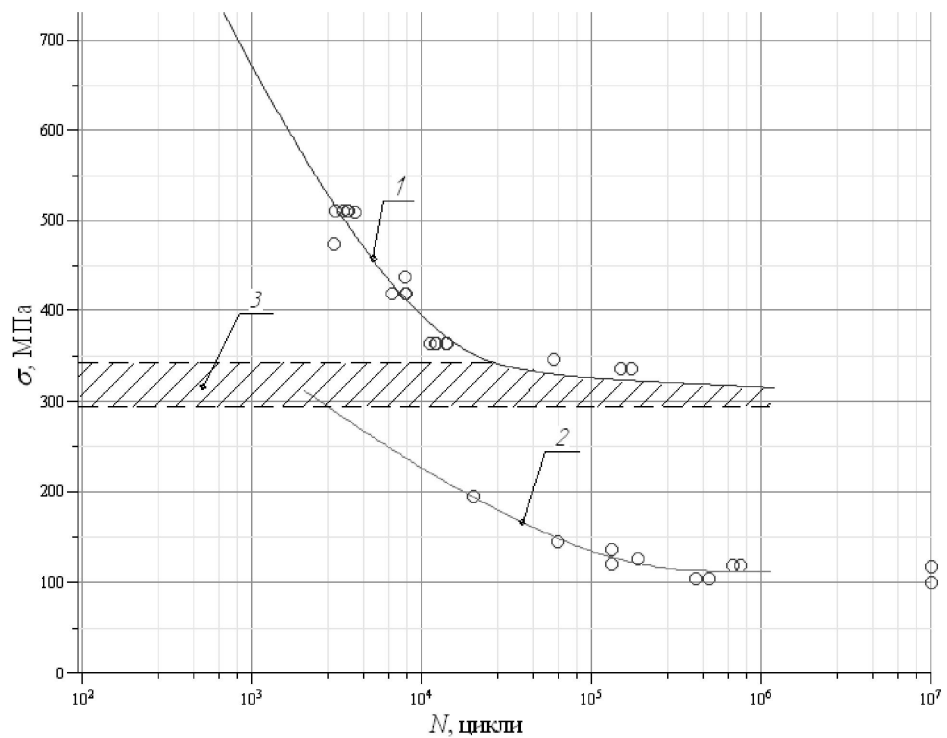


Рис. 4.3. Крива втоми бурильних труб ТБН–73х9-К із врахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями:

1 – крива втоми для малоциклової області;

2 – крива втоми для багатоциклової області;

3 – зона розриву кривої втоми

Продовження додатку В

4.1.2 Підсумування втомних пошкоджень за широкого діапазону режимів навантажень

У роботі [32] визначено параметри кривої втоми бурильних труб ТБН-73х9-К за широкого діапазону режимів навантаження. Вони показали можливість проведення подальших розрахунків довговічності використовуючи криві втоми без розриву та із урахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями. У зв'язку з цим виникає необхідність обґрунтування існуючих та розробки більш досконалих моделей накопичення пошкоджень в умовах комплексної дії як багатоциклової, так і малоциклової втоми.

Важливу роль для оцінки довговічності БТ і, відповідно, їх залишкового ресурсу при нестационарному режимі навантаження відіграють гіпотези накопичення пошкоджень. В даний час існують різноманітні правила накопичення пошкодження, як детермінованого так і ймовірного характеру [33 – 35]. Така їх різноманітність пояснюється дуже широким спектром особливостей деформування та складністю процесу руйнування.

В практичних розрахунках найбільшого розповсюдження отримала гіпотеза лінійного підсумовування пошкоджень Пальмгрена-Майнера [36, 37]:

$$\sum_{i=1}^q \frac{n_i}{N_i} = a, a=1, \quad (4.2)$$

де: q – кількість рівнів зміни навантаження;

n_i, N_i – кількість циклів навантаження та кількість циклів до руйнування при напруженні σ_i відповідно.

Але численні результати програмних втомних випробовувань показують, що дана гіпотеза не є універсальною для різних режимів навантаження. Особливо помітні відхилення від лінійної гіпотези виникають при короткочасній дії, так званих, пікових навантажень. В таких випадках сума

Продовження додатку В

відносних довговічностей може зменшуватися до значення $a=0.05\div 0.10$ [38], тобто фактична довговічність буде значно меншою за розрахункову.

Для більш детального обґрунтування закономірностей накопичення втомних пошкоджень використаємо результати експериментальних досліджень втомної міцності натурних зразків бурильних труб ТБН-73х9-К (додаток Б, табл. Б2). Випробовування проводилися на зразках двох типів: гладкої частини труби і тіла труби із замком. Схема та режими навантаження детально описані в роботі [28].

Слід відзначити, що втомні випробування натурних зразків проводили при асиметричному циклі навантаження, а визначені нами параметри кривої втоми відповідають віднульовому циклу. Тому, наступним кроком у визначенні відносної довговічності необхідно асиметричні цикли навантаження перевести до еквівалентних за пошкоджуючою дією віднульових. Для цього скористаємося формулою (4.2).

Враховуючи те, що зміна напруження відбувається за схемою двочастотного навантаження то сумарне пошкодження за лінійною гіпотезою можна визначити за формулою:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = a, a \neq 1 \quad (4.3)$$

де: n_1, n_2 – кількість циклів навантаження при напруженнях σ_1, σ_2 відповідно;

N_1, N_2 – кількість циклів до руйнування при напруженнях σ_1, σ_2 відповідно.

Отже, за формулою (4.3) визначено відносну довговічність втомних випробувань бурильних труб ТБН-73х9-К для двох випадків: без розриву (a_1) та із урахуванням розриву (a_2) між малоцикловою і багатоцикловою областями. Результати розрахунків приведено в додатку Б (табл. Б3).

Продовження додатку В

Для більш детального аналізу досліджень побудовано гістограми розподілу відносних довговічностей (рис. 4.4). Так, для першого випадку (рис. 4.4, а) можна побачити, значний розкид відносної довговічності $\alpha \approx 0 \div 8,0$. Близько 48% результатів визначених за лінійною гіпотезою приводять до похибки не у запас довговічності, причому з них 80% дають завищені значення розрахункової довговічності в порівнянні з фактичними більш ніж у 2 рази. Для другого випадку (рис. 4.4, б) характерним є зменшення розкиду величини $\alpha \approx 0 \div 3,0$ і похибки (не в запас довговічності) до 31%, з них близько 17% дають похибку більш ніж у 2 рази.

Таким чином, проведений узагальнений аналіз результатів розрахунків довговічності БТ за широкого діапазону режимів навантаження показав доцільність використання кривої втоми із урахуванням розриву між малоцикловою і багатоцикловою областями. Все це дасть змогу зменшити похибку у визначенні довговічності, а отже збільшить надійність роботи БК.

Продовження додатку В

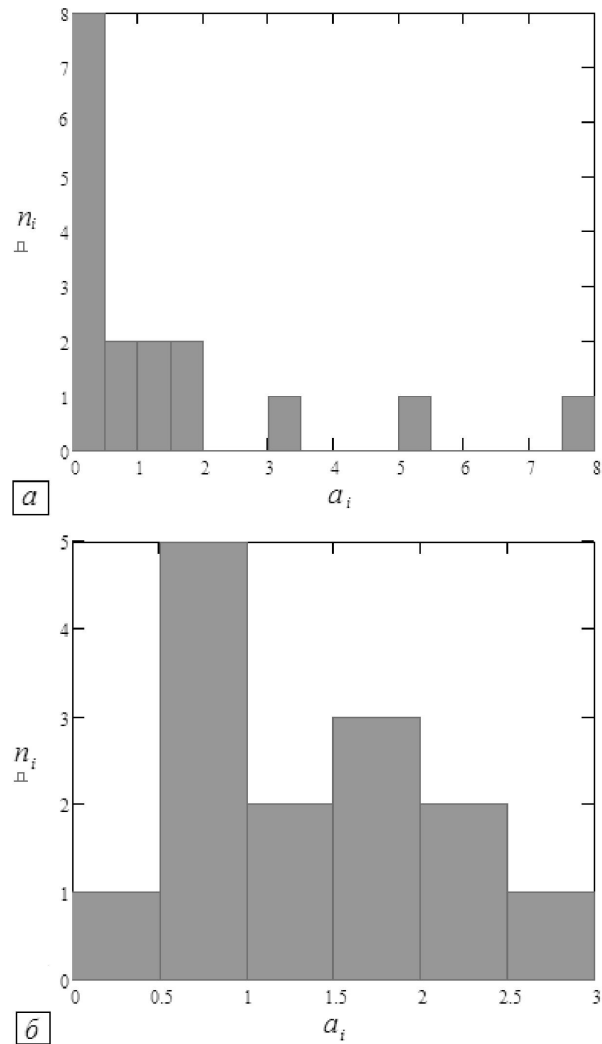


Рис. 4.4. Гістограми розподілу відносних довговічностей розрахованих:
 а, б – без врахування розриву та із врахуванням розриву кривої втоми між
 малоцикловою і багатоцикловою областями відповідно

Продовження додатку В

5. ЗАКОНОМІРНОСТІ РОЗВИТКУ ВТОМНИХ ТРІЩИН В БУРИЛЬНИХ ТРУБАХ ЗА ЗМІННИХ УМОВ НАВАНТАЖЕННЯ

Дослідження втомної довговічності елементів БК нерозривно потребує аналізу механізму поширення втомних тріщин. Вивчення поверхонь руйнування труб дозволяють отримати інформацію щодо розвитку та розповсюдження втомних тріщин, таким чином побудувати загальну картину процесу руйнування.

5.1 Загальна фізична схема росту півеліпсоїдних втомних тріщин тріщин в бурільних трубах за багатоступеневого навантажування

Особливістю роботи елементів БК є змінність умов навантажування під час їх експлуатації. Все це в повній мірі стосується і БТ. Щоб максимально відтворити умови навантажування, близькі до експлуатаційних, усі випробування проводили за багатоступеневого навантажування. Дослідними об'єктами слугували отримані попередньо втомні злами зразків БТ ТБВ 140×11 «Л».

Згідно наведених на рис. 5.1 фрактографій зламів труб, отриманих за різних схем навантажування, на поверхні руйнування виявлено велику кількість півеліпсоїдних втомних тріщин.

Для зламу зразка №1 (рис. 5.1, а), який імітував сталі умови роботи БТ на інтенсивно навантаженій ділянці свердловини, характерним є наявність великого числа півеліпсоїдних тріщин, що зароджувались з різних осередків руйнування. Специфікою даного зламу є те, що на певній стадії втомного руйнування переважна більшість тріщин припинила свій подальший ріст, і тільки одна з них стала домінуючою та переросла у магістральну. Саме вона і спричинила повний долом досліджуваного зразка.

Продовження додатку В

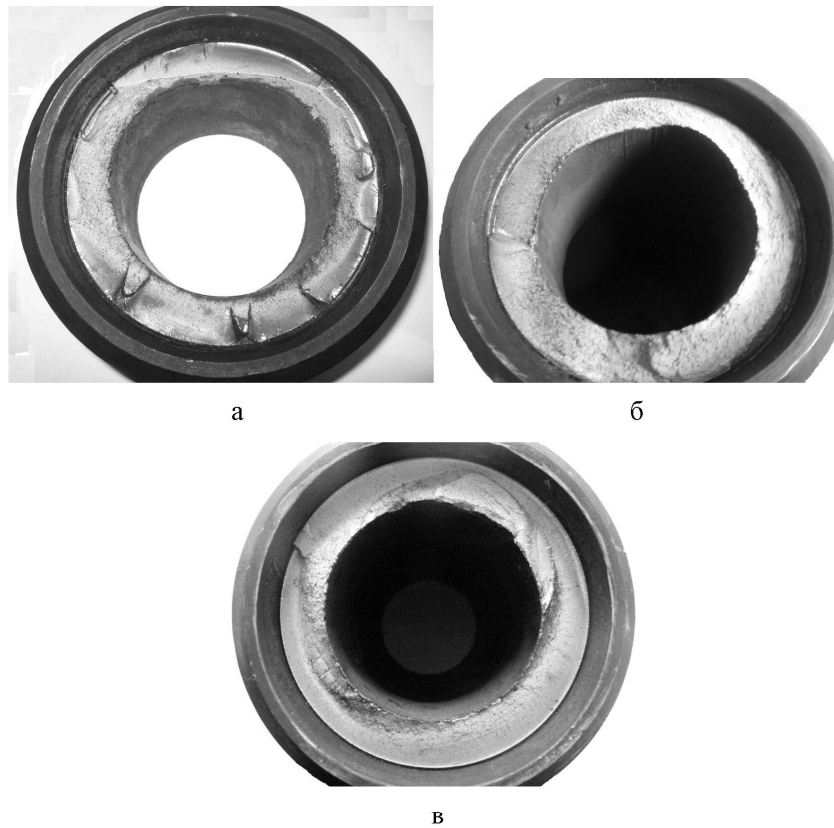


Рис. 5.1 Загальний вигляд зломів зразків труб:

а - №1; б - №2; в - №3.

Специфікою роботи зразка №2 є поступове підвищення інтенсивності навантаження. На поверхні отриманого втомного зламу (рис. 5.1, б) спостерігали домінуючу односторонню півеліпсоїдну тріщину.

Що ж до зразка №3 (рис. 5.1, в), схема навантажування якого передбачала поступове зниження інтенсивності навантаження, на поверхні зламу отримали кільцевий фронт розвитку втомних тріщин.

Як показують проведені втомні дослідження натурних зразків труб особливістю механізму зародження та наступного росту втомних тріщин є

Продовження додатку В

виникнення кількох осередків руйнування при різних фронтах розвитку тріщин, незалежно від схеми навантажування.

Півеліпсоїдний фронт розвитку втомних тріщин характеризується наявністю великого діапазону осередків руйнування. В подальшому процесі руйнування проходить об'єднання таких осередків тріщин та формування магістральної тріщини. Перехід втомної тріщини в магістральну проходить за рахунок об'єднання «сусідніх» півеліпсоїдних систем. Усі наступні системи тріщин значно втрачають у швидкості власного росту, або зовсім припиняють свій розвиток.

Особливістю кільцевого фронту розвитку тріщин є об'єднання таких систем півеліпсоїдних тріщин уже на початкових стадіях втомного руйнування зразка. В період досягнення повного перекриття півеліпсоїдних систем формується кільцевий фронт розвитку тріщин, який рівномірно підростає по всьому перерізі зразка.

Така фізична схема росту півеліпсоїдних втомних тріщин підтверджується отриманими поверхнями руйнування зламів труб.

5.2 Визначення величини розмаху коефіцієнту інтенсивності напружень для півеліпсоїдних втомних тріщин за різних схем навантаження

Розміри півеліпсоїдних втомних тріщин (рис. 5.2) встановлені з допомогою оптичних методів. Довжину $b(\varphi = 0^\circ)$ та глибину $a(\varphi = 90^\circ)$ кожної втомної півеліпсоїдної тріщини вимірювали на основі слідів ліній фронту.

Продовження додатку В

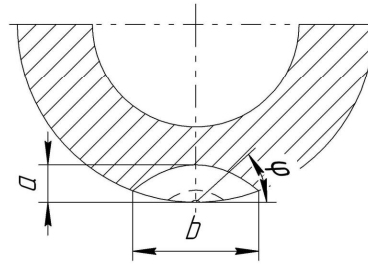


Рисунок 5.2 – Схема перерізу труби з півеліпсоїдною втомною тріщиною

Визначення швидкості росту втомної тріщини найчастіше проводять за допомогою рівняння Періса, яке має вигляд:

$$v = \alpha \cdot \Delta K^\beta \quad (5.1)$$

де α , β - експериментальні сталі.

Величину розмаху коефіцієнту інтенсивності напружень ΔK для півеліпсоїдної тріщини доцільно визначати за допомогою функції Ірвіна:

$$\Delta K = M \cdot \frac{\Delta \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a}}{\Gamma} \cdot \left(\sin^2 \varphi + \frac{a^2}{b^2} \cdot \cos^2 \varphi \right)^{0,25} \quad (5.2)$$

де M - поправочний коефіцієнт кінцевих розмірів.

$\Delta \sigma$ - розмах напружень циклу.

b , a - довжина та глибина півеліпсоїдної тріщини відповідно.

φ - кут поширення фронту півеліпсоїдної тріщини.

Γ - еліптичний інтеграл II-го роду:

$$\Gamma = \int_0^{\pi/2} \left(1 - \frac{b^2 - a^2}{b^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{0,5} d\varphi \quad (5.3)$$

Виходячи з виразу (5.3), розв'язок еліптичного інтегралу запишеться як

$$\begin{aligned} \Gamma = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \frac{b^2 - a^2}{b^2} \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi = & \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{(-b^2 + a^2) \cdot \sin^2 \varphi} \cdot (-4 \cdot b^2 + \\ & + 2 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot b^2 - \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot b^2 + \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot a^2}{b^2}} \cdot b^2 - \\ & - \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot b^2 - \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot b^2 + \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot a^2}{b^2}} \cdot \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot b^2 + \\ & + \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot b^2 - \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot b^2 + \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot a^2}{b^2}} \cdot \pi \cdot \sin^2 \varphi \cdot a^2) \end{aligned} \quad (5.4)$$

Продовження додатку В

Опираючись на дослідні закономірності росту довжин втомних тріщин в залежності від їх глибин, отримали математичні вирази для обчислення розмаху коефіцієнту інтенсивності напружень для різних варіантів схем навантаження:

- сталі умови роботи бурильної труби на інтенсивно навантаженій ділянці свердловини:

$$\Delta K = 0,85837 \cdot M \cdot \Delta \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (5.5)$$

- поступове збільшення інтенсивності навантаження:

$$\begin{aligned} \Delta K = & -(10000 \cdot M \cdot \Delta \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot (-8,936299 \cdot 10^9 \cdot a^2 + 6,91388 \cdot 10^9 \cdot a - 1,33729 \cdot 10^9 + \\ & + 10^6 \cdot a^4) \times \\ & \times \frac{1}{5,96 \cdot 10^{13} \cdot a^2 - 4,61 \cdot 10^{13} \cdot a + 8,92 \cdot 10^{12} + 2,41 \cdot 10^{13} \cdot k_1 \cdot a^2 - 1,86 \cdot 10^{13} \cdot k_1 \cdot a + 3,6 \cdot 10^{12} \cdot k_1 - 7,41 \cdot 10^9 \cdot k_2 \cdot a^4))} \end{aligned} \quad (5.6)$$

де

$$k_1 = \sqrt{\frac{-1,020159 \cdot 10^{10} \cdot a^2 + 7,89282 \cdot 10^9 \cdot a - 1,5266389 \cdot 10^9 + 3,14159 \cdot 10^6 \cdot a^4}{(94532 \cdot a - 36569)^2}} \quad (5.7)$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{-1 \cdot (-1,7873 \cdot 10^{10} \cdot a^2 + 1,38278 \cdot 10^{10} \cdot a - 2,6746 \cdot 10^9 + 3,1416 \cdot 10^6 \cdot a^4)}{(94532 \cdot a - 36569)^2}} \quad (5.8)$$

- поступове зменшення інтенсивності навантаження:

$$\begin{aligned} \Delta K = & 25 \cdot 10^8 \cdot M \cdot \Delta \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot (31362 \cdot a^{\frac{2}{3}} - 125 \cdot a^2) \times \\ & \times \frac{1}{5,227 \cdot 10^{13} \cdot a^{\frac{2}{3}} + 4,22 \cdot 10^8 \cdot \sqrt{-2,854 \cdot 10^9 + 3,13 \cdot 10^7 \cdot a^{\frac{4}{3}} \cdot a^{\frac{2}{3}} - 4,628 \cdot 10^8 \cdot \sqrt{5 \cdot 10^5 - 3130 \cdot a^{\frac{2}{3}} \cdot a^2}}} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Таким чином, приведений розрахунок величини розмаху коефіцієнту інтенсивності напружень для півеліпсоїдних втомних тріщин за різних схем навантаження дасть змогу точніше визначати швидкість росту втомної тріщини за умов навантажування, близьких до експлуатаційних.

Продовження додатку В

Для свердловин, дані для яких представлені у таблиці А1, довжини криволінійних ділянок перебувають у межах від 129 до 595 м. Якщо визначити положення БК у таких криволінійних ділянках не враховуючи сил розтягу [10], то отримаємо, що у всіх випадках колона лежить на нижній частині стінки стовбура. Проте використання формул (3.2 – 3.4) для аналогічних умов свідчить, що сили розтягу можуть спричинити відрив БК від нижньої частини стінки криволінійного стовбура і навіть притискання до верхньої частини його стінки (див. табл. А1).

Таким чином, нехтування силами розтягу та неспівпадінням осі свердловини і БК може призвести до похибок при розрахунках напружено-деформованого стану та довговічності БТ.

Приклад розрахунку напружено-деформований стан бурильної колони у прямолінійному стовбурі свердловини із виробками стінок

Використовуючи отримані залежності (3.5 – 3.17) проаналізуємо напружено-деформівний стан колони бурильних труб ТБПК 127 із товщиною стінки 9 мм, що знаходиться над жолобом чи каверною глибиною 10 см. В таблиці А2 подано результати розрахунку у випадку відсутності та присутності сили розтягу.

Згідно із розрахунком, найбільші нормальні напруження згину у поперечному перерізі БК виникають у місцях, які знаходяться над початком та закінченням жолоба або каверни (див. рис. 3.4). Як і слід було очікувати, величина напружень зростає із збільшенням протяжності жолоба/каверни та збільшенням зенітного кута свердловини. Збільшення сили розтягу – зменшує величину напружень згину.

Продовження додатку В

Таблиця А2 – Нормальні напруження згину у поперечному перерізі бурильної колони, МПа

Зенітний кут, град	Сила розтягу, кН	Протяжність жолобу / каверни, м			
		5	10	15	20
30	0	3,9	15,6	34,5	71,0*
60	0	6,8	27,1	60,3	84,5*
90	0	7,8	31,5	70,5	90,0*
30	125	3,5	11,4	20,2	29,0
60	72	6,4	22,0	41,7	61,9
90	5	7,8	31,0	68,0	90,0
Примітка: знаком «*» позначено напруження, що визначені за формулою (3.17), всі інші – за формулою (3.13)					

Припустимо, що бурильні труби ТБПК 127 виготовлені із сталі групи міцності «Д». Згідно з [16] границя текучості матеріалу $\sigma_u = 380 \text{ МПа}$, границя втомної міцності при віднульовому циклі навантаження $\sigma_0 = 90 \dots 100 \text{ МПа}$. Як бачимо із таблиці А2, навіть у прямолінійному стовбурі свердловини з жолобом / каверною можливі умови, за яких тільки напруження згину у поперечному перерізі бурильних труб досягає границі втомної міцності.

Приклад розрахунку напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини із виробками стінок

Для прикладу використаємо свердловину «Яблунівська № 151». Стовбур свердловини має криволінійну ділянку із інклінометричними показниками зазначеними в таблиці А3.

Продовження додатку В

Таблиця А3 – Інклінометричні показники стовбура свердловини

Показник	Величина
Зенітний кут на початку (α_1)	30^0
Зенітний кут на закінченні (α_2)	$84,6^0$
Інтервал	3451 м – 3699 м
Радіус заокруглення	260 м
Діаметр по долоту	0,2159 м

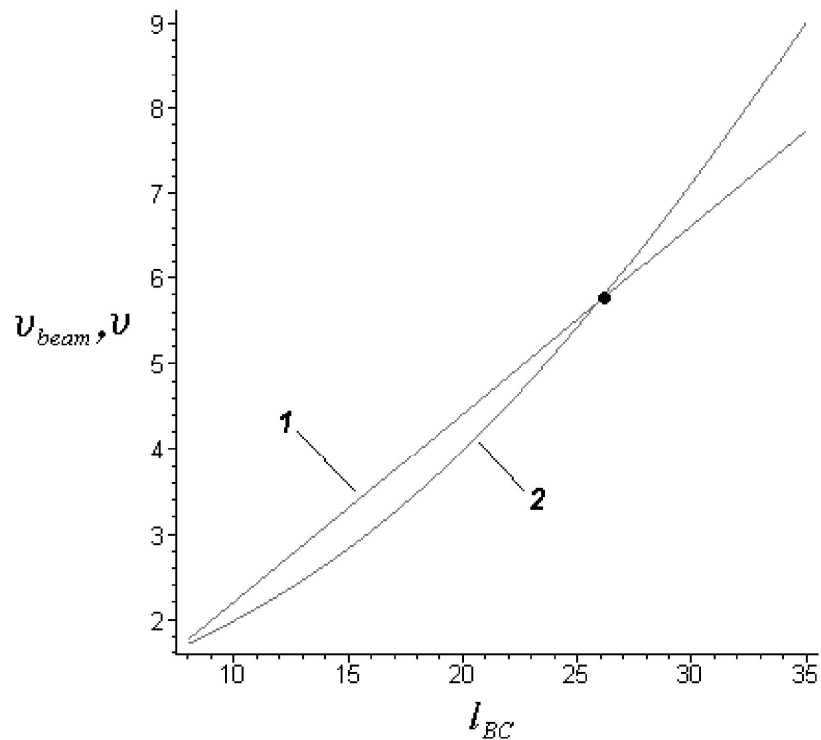
Для буріння у вказаному в таблиці А3 інтервалі у компоновці БК використовувалися бурильні труби ТБПК 127.

Для подальшого розрахунку припустимо, що по середині криволінійного стовбура присутня виробка нижньої частини стінки (жолоб або каверна). Діаметр свердловини у місці порушення цілісності стінки 0,3 м. Протяжність виробки по осі свердловини 15 м.

Використовуючи методику, приведену в роботі [19], можемо зробити висновок, що за даних умов БК буде «лежати» на нижній частині стінки криволінійного стовбура. Відтак будь-які порушення цілісності стінки будуть впливати на НДС БТ.

Припустимо, що БТ не контактують із дном жолоба чи каверни. В такому випадку функції пружної осі БК матимуть вигляд (3.18) – (3.20). Використовуючи систему із крайових умов (3.21), формули (3.22), (3.23), (3.26), (3.28) – (3.32), (3.34), (3.36), (3.38) та (3.40), проводимо розрахунок змінюючи величину l_{BC} в межах від 8 до 35 м (отримано за формулами (3.41), (3.43)). Результати розрахунків згідно із (3.34) та (3.40) представлено на рисунку А1.

Продовження додатку В



**Рис. А1. Залежність кутів ϑ_{beam} та ϑ від довжини l_{BC}
(бурильна колона не доторкається до дна виробки)**

Пряма 1 відображає залежність (3.34), крива 2 – залежність (3.40). Згідно рисунка А1 довжина $l_{BC} = 26$ м.

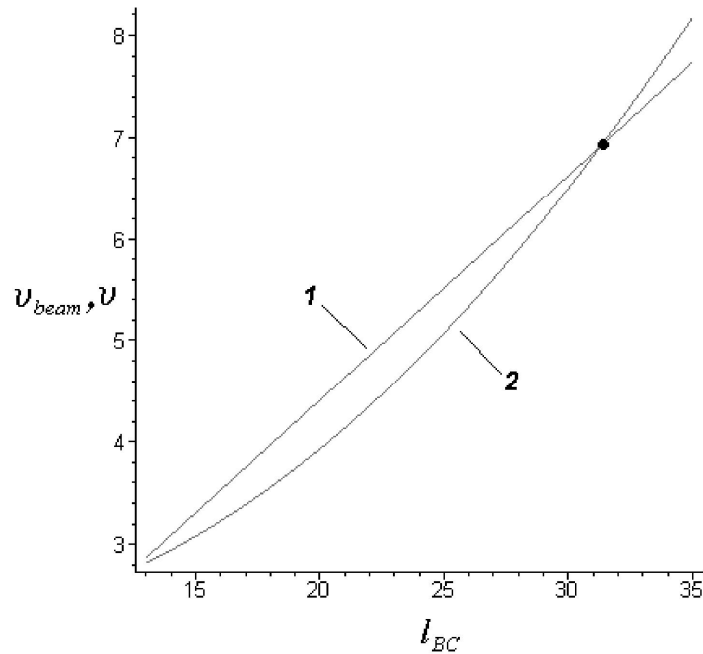
Далі перевіряємо умову (3.45), яка для даного випадку виконується. Відтак за рівняннями (3.53) – (3.55) отримуємо наступні величини нормальних напружень від згину:

$$\begin{aligned}\sigma_{1\max} &= 75,9 \text{ МПа,} \\ \sigma_{2\max} &= 63,2 \text{ МПа,} \\ \sigma_{3\max} &= 75,9 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Розглянемо наступний приклад. Всі вихідні дані для розрахунку залишаємо незмінними окрім протяжності виробки по осі свердловини, яка для даного випадку рівна 25 м. Отже проводимо розрахунок повністю аналогічний до попереднього прикладу. В даному випадку умова (3.45) не виконується,

Продовження додатку В

отже пружну вісь БК слід описувати функціями (3.55) – (3.58). Для визначення змінних інтегрування, невідомих моментів, величин l_{BD} , $l_{BB''}$, q_n , S , l та l_m використовуємо формули (3.26), (3.46), (3.29), (3.30), (3.22) і (3.23) відповідно. Довжина l_{BC} вибирається таким же чином, як і для попередньому прикладу (рис. А2).



**Рис. А2. Залежність кутів ϑ_{beam} та ϑ від довжини l_{BC}
(бурильна колона доторкається до дна виробки)**

Довжину відрізка ВС отримуємо рівною $l_{BC} = 31,5$ м. Тоді, використавши формули (3.48) – (3.50) і (3.60) можемо визначити максимальні величини нормальних напружень згину, що виникають на кожному прогоні балки (див. рис. 3.10)

$$\begin{aligned}\sigma_{1\max} &= 76,6 \text{ МПа,} \\ \sigma_{2\max} &= 66 \text{ МПа,} \\ \sigma_{3\max} &= 66 \text{ МПа,} \\ \sigma_{4\max} &= 76,6 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Продовження додатку В

Реакція дна жолоба або каверни, визначена за формулою (3.61), рівна 1224 Н.

Отримані величини напружень згину порівнюємо із величинами, які отримуються без врахування жолобів або каверн [20]. Для даної криволінійної ділянки маємо 51,3 МПа.

Як бачимо наявність жолобу або каверни глибиною всього 10 см збільшує нормальні напруження згину у поперечному перерізі БК більше ніж на половину.

Продовження додатку В

ДОДАТОК Б

(додатковий)

Таблиця Б1 – Втомні випробовування бурильних труб ТБН-73х9-К

Втомні випробовування [27]			Втомні випробовування [28]			
Номер зразка	Напруження σ_{max} , МПа	Кількість циклів N	Номер зразка	Напруження σ_{max} , МПа	Розмах напруження циклу $2\sigma_a$, МПа	Кількість циклів N
1	511	3680	1	552,5	331	3000
2	511	3590	2	510	331	8000
3*	511	3100	3	364,3	331	60000
4*	511	3400	4	342	331	170000
5	511	3711	5*	342	331	148500
6	510	4019	6	552,5	65	20000
7*	420	6664	7	450	65	130000
8	420	7888	8	420	65	187000
9	420	7880	9	399	65	750000
10	420	8024	10*	399	65	680000
11	364	12100	11	395	65	$>10^6$
12	364,3	13891	12	552,5	44	62700
13	364,3	14000	13	510	44	130000
14*	364,3	11910	14	469	44	490000
15*	364,3	11079	15*	469	44	410000
-	-	-	16	456	44	$>10^6$

Продовження додатку В

Таблиця Б2 – Втомні випробовування бурильних труб ТБН-73х9-К [28]

Номер зразка	Напруження σ_{max} , МПа	Кількість циклів n_1	Розмах напруження циклу високочастотного навантаження ($2\sigma_a$), МПа	Кількість циклів n_2
1	552,5	1	331	320
2	510	2	331	8360
3	364,3	7	331	40000
4	342	19	331	110000
5	342	15	331	75000
6*	552,5	3	65	15000
7	510	6	65	36000
8	460	16	65	90000
9	420	22	65	130000
10	399	80	65	479000
11	390	83	65	509000
12	390	62	65	366000
13*	350	167	65	$>10^6$
14	552,5	7	44	41000
15	510	9	44	53000
16	460	19	44	106000
17	460	14	44	78000
18*	420	75	44	443000
19	400	167	44	$>10^6$

Примітка: * – зразки другого типу.

Продовження додатку В

Таблиця Б3 – Результати розрахунку відносної довговічності бурильних труб ТБН-73х9-К

Номер зразка	a_1	a_2
1	0,8908	0,7316
2	1,6398	1,3555
3	3,1016	1,7470
4	7,5995	2,9438
5	5,1816	2,0072
6	0,1804	0,7703
7	0,2679	0,9262
8	0,4125	1,1408
9	0,4160	0,9329
10	1,1712	1,9863
11	1,2444	2,1105
12	0,8950	1,5178
13	1,6418	*
14	0,2040	0,5799
15	0,1506	0,2995
16	0,1398	*
17	0,1029	*
18	*	*
19	*	*

Примітка: * – еквівалентне навантаження нижче за границю витривалості

Продовження додатку В

ДОДАТОК В (додатковий)

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник / Калинин А.Г., Никитин Б.А., Солодкий К.М., Султанов Б.З. / Под. ред. А.Г. Калинина. – М.: Недра, 1997. – 648 с.: ил.
2. Инструкция по расчету бурильных колонн: РД 39-014 70214-502-85. – Куйбышев, 1986 – 130 с.
3. Инструкция по расчету бурильных колонн для нефтяных и газовых скважин. – М.: ВНИИТнефть, 1979. – 14 с.
4. Козаченко Н.И. Вопросы надежности бурильных колонн. Обзор. Техн. и технол. геол. работ; орг. производства. М., ВИЭМС, 1978, с. 37 с ил. Список лит.: 41 назв.
5. Прозоров Г.П., Острин Г.Я. и др. Исследование усталостной долговечности металла бурильных труб // Нефтяное хозяйство. – 1973. – № 2. – С. 17 – 19.
6. Чернов Б.А., Щербюк Н.Д. и др. Повышение циклической прочности соединений УБТ // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1980. – №9.- С. 23 – 25.
7. Лубински А. Максимальные допустимые отклонения стволов скважин при роторном бурении. – М.: ГосИНТИ, 1979. – 68 с.
8. Григулецкий В.Г., Лук'янов В.Т. Проектирование нижней части бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 302 с.: ил.
9. Малько Б.Д., Лігоцький М.В., Прозур О.В. Характеристика сил опору при переміщенні труб у свердловині // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №1(6). – С. 125 – 128.

Продовження додатку В

10. Рачкевич Р.В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: Автореф. дис. канд. техн. наук / ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ. – 2006. – 20 с.
11. Жестовский А. Д. Определение аналитическим путем ориентации в пространстве желобных выработок в скважине // Нефтяное хозяйство. – 1972. – № 2. – С. 13 – 17.
12. Пейсиков Ю.В. Кавернообразование при бурении скважин // Геология нефти и газа. – 1992. – №6. – С. 6 – 11.
13. Фролов Е.П., Кошелев Н.Н., Алишанян Р.Р. Механизм желобообразования и некоторые основные факторы, определяющие его развитие // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение, – 1970. – №7. – С.3 – 5
14. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Яворський М.М., Козлов А.В. Напружено-деформований стан бурильної колони у свердловинах ускладнених виробками // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №4 (13). – С. 113 – 116.
15. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – М.: Мир, 1975. – 669 с.
16. Иогансен К.В. Спутник буровика. – М.: Недра, 1981. – 199 с.
17. Рачкевич Р.В. Взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини в місцях утворення жолобів та каверн [Текст] / Р.В. Рачкевич, А.А. Козлов, В.М. Сенчішак, [та ін.] // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – Киев, 2010. – С. 47 – 51.
18. СОУ 11.2-00153117-033: 2004 “Компоновки низу бурильної колони для буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Вибір і забезпечення надійності.
19. Рачкевич Р.В. Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини [Текст]: / Р.В. Рачкевич, В.І. Артим, А.А. Козлов // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2007. – № 4 (25). – С. 88 – 91.

Продовження додатку В

20. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник [Текст]/ А.Г. Калинин, Б.А. Никитин, К.М. Солодкий, Б.З. Султанов / Под. ред. А.Г. Калинина. – М.: Недра, 1997. – 648 с.: ил.
21. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости буровых колонн при вращательном бурении скважин : дисс. докт. техн. наук: 05.05.12 / Крыжановский Евстахий Иванович. – Москва, 1990. – 480 с.
22. Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання: Дис. докт. техн. наук: 05.15.07 / Копей Богдан Володимирович. – Івано-Франківськ, – 1996. – 478 с.
23. Івасів В.М. Методи та засоби управління буровою колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.12 / В.М. Івасів. – Івано-Франківськ, 1999. – 31с.
24. Осип Г.С. Некоторые вопросы аварийности буровых труб / Г.С. Осип, Ю.А. Падавалов, В.Л. Папировский // Экспресс-информ. / ВНИИОЭНГ. Сер. «Машины и нефтяное оборудование». – 1984. – Вып. 10. – С. 12–15.
25. Козаченко Н.И. Вопросы надежности буровых колонн // Обзор. техн. и технол. геол. развед. работ; орг. производства. – М.: ВИЭМС, 1978. – 37 с.
26. Дубленич Ю.В. Опыт ликвидации сложных прихватов с помощью механизма ГУМ-162 / Ю.В. Дубленич, В.Д. Круглов, Н.М. Хлебников // Нефтяная и газовая промышленность. – 1984. – №1. – С. 26-27.
27. Джафаров К.И. Исследование закономерностей малоцикловой усталости буровых труб / К.И. Джафаров, Л.Е. Симонянц // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1987. – №11. – С. 50 – 53.
28. Симонянц Л.Е. Влияние режима нагружения на усталостную прочность буровых труб / Л.Е. Симонянц, К.И. Джафаров, И.И. Андрианов // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1985. – №3, С. 51 – 54, 57.

Продовження додатку В

29. Івасів В.М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин / В.М. Івасів, В.І. Артım, П.В. Пушкар [та ін.] // Машинознавство. – 2003. – №12. – С. 17-20.
30. Артım В.І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. докт. техн. наук: 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» / Артım Володимир Іванович. – Івано-Франківськ, 2010. – 281 с.
31. Иванова В.С. Природа усталости металлов / В.С. Иванова, В.Ф. Терентьев. – М.: Металлургия, 1975. – 456 с.
32. Івасів В.М. Удосконалення методики оцінки довговічності бурильних труб з урахуванням експлуатаційних навантажень / В.М. Івасів, В.І. Артım, В.В. Гриців, Р.В. Рачкевич // Науковий вісник. – 2010. – №2(24). – С. 41-45.
33. Степанов М.Н. Гиацинтов Е.В. Усталость легких конструкционных сплавов. М., «Машиностроение», 1973. 317 с.
34. Благовещенский Ю.Н. Некоторые вопросы вероятностного суммирование усталостных повреждений // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1991. №3. С.67-72.
35. Корнилова А.В. Определение общей долговечности и остаточного ресурса объекта по критерию многоциклової усталости // Безопасность труда в промышленности. 2008.С. 47-51.
36. Palmgren A. Die Lebensdauer von Kugellagern, Zeitschrift für Deutsche Ingenieure, 68 (1924) pp. 339–341.
37. Miner M.A. Cumulative damage in fatigue, Journ. Of App. Mechan. 12(1945). pp. 159-164.
38. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

Продовження додатку В

Ключові слова: довговічність, ресурс, прогнозування, напружено-деформований стан, елементи бурильна колона.

Директор НДІ НГЕ і Е
ІФНТУНГ, канд. техн. наук,
доцент



М.О. Карпаш

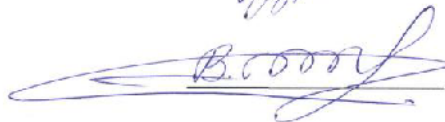
Автори розробки:

канд. техн. наук, доцент



Р. В. Рачкевич

науковий співробітник



В. В. Гриців

аспірант кафедри НГО



І. І. Яциняк

асистент кафедри НГО



І. М. Гойсан

інженер



А. А. Козлов

Нормоконтролер



Л. Є. Артим

Додаток Г



Продовження додатку Г



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **88307** (13) **U**
(51) МПК (2014.01)
E21B 19/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 11632 (22) Дата подання заявки: 02.10.2013 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.03.2014 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.03.2014, Бюл.№ 5	(72) Винахідник(и): Івасів Василь Михайлович (UA), Ногач Микола Миколайович (UA), Юрич Андрій Романович (UA), Яциняк Іван Ігорович (UA), Рачкевич Руслан Володимирович (UA), Гриців Василь Васильович (UA), Юрич Лідія Романівна (UA), Буй Василь Володимирович (UA), Гриджук Ярослав Степанович (UA) (73) Власник(и): ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019 (UA)
---	---

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ЗУСИЛЬ В КОЛОНІ БУРИЛЬНИХ ТРУБ**(57) Реферат:**

Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб включає калібрований по міцнісних параметрах корпус, верхній та нижній перехідники, консольно защемлений ствол у верхньому перехіднику, вузол перетворення деформацій, блок реєстрації деформацій. Вузол перетворення деформацій пристрою виконаний у вигляді розміщених між собою під кутом 120° в перерізі корпусу системи трьох тензодавачів, встановлених на консольно закріплених пружних пластинах, що взаємодіють через повзуни з внутрішньою поверхнею корпусу. Виходи тензодавачів електрично з'єднані з блоком реєстрації деформацій, а також додатково введенням вузлом поздовжніх переміщень у вигляді силової пружини, встановленої концентрично стволу на інерційній втулці, яка взаємодіє з двома діагонально розміщеними пружними кронштейнами, на яких встановлені тензодавачі фіксації переміщень, зв'язаних відповідно з блоком реєстрації.

UA 88307 U

Додаток Д



Продовження додатку Д

(11) **103338**(19) **UA**(51) МПК
G01N 3/32 (2006.01)

- (21) Номер заявки: **а 2011 05349**
- (22) Дата подання заявки: **26.04.2011**
- (24) Дата, з якої є чинними права на винахід: **10.10.2013**
- (41) Дата публікації відомостей про заяву та номер бюлетеня: **12.11.2012, Бюл. № 21**
- (46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **10.10.2013, Бюл. № 19**

- (72) Винахідники:
**Артим Володимир Іванович, UA,
Буй Василь Володимирович, UA,
Басараб Роман Миколайович, UA,
Лаврека Олег Олександрович, UA,
Івасів Орест Васильович, UA,
Рачкевич Руслан Володимирович, UA,
Яциняк Іван Ігорович, UA,
Ногач Микола Миколайович, UA**

- (73) Власник:
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, UA

(54) Назва винаходу:

ПРИСТРІЙ ДЛЯ РЕГУЛЮВАННЯ ЗМІННИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ВИПРОБУВАННІ ЗРАЗКА НА ВТОМУ ПРИ ЗГІНІ

(57) Формула винаходу:

Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині, що містить основу, на якій змонтовані електродвигун, корпус із підшипниковим вузлом, в який встановлено головний вал, вхідний кінець якого з'єднаний з електродвигуном, та вузол захвату, який утримує випробувальний зразок, що зв'язаний з навантажувальною головкою змінних навантажень, який відрізняється тим, що має дві кінематично зв'язані та ексцентрично встановлені одна в одній втулки, причому внутрішня втулка жорстко закріплена на головному валу, а зовнішня з'єднана через компенсаційний блок з навантажувальною головкою змінних навантажень та за допомогою ланцюгової передачі з додатковим керованим автономним двигуном.

Додаток Е



АКТ

**промислового впровадження пристрою для вимірювання зусиль в колоні
бурильних труб**

При бурінні свердловини Орховичі № 31 на криволінійній ділянці (1574 м – 2020 м) відбувалися випробування зразка розробленого і запатентованого в ІФНТУНГ пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб (*Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Пат. 88307 МПК (2014.01) E21B 19/00 Івасів В. М., Ногаєв М. М., Юрич А. Р., Яциняк І. І., Рачкевич Р. В., Гриців В. В., Юрич Л. Р., Буй В. В., Гриджук Я. С.*)

Розроблений пристрій був включений до складу бурильної колони. Буріння проводилось долотом Ø 215,9 мм, гвинтовим двигуном Топа Hawk 6 ¾ на глинистому буровому розчині $\gamma = 1,08-1,09 \text{ г/см}^3$, $T = 32-62 \text{ сек.}$, $V = 5-4 \text{ см}^3/30 \text{ хв.}$

При заданих технічних і режимних параметрах бурильну колону було спущено у свердловину і розпочато процес випробування, як цього вимагає конструкція пристрою. Після завершення випробувань бурильну колону підняли з вибою і розкомплектували. В результаті випробувань було отримано дослідні дані, записані блоком реєстрації деформацій. Після зчитування та оброблення даних за допомогою персонального комп'ютера та порівняння їх із тарувальними кривими отримано результати представлені в таблиці 1.

Продовження додатку Е

Таблиця 1

Показник	Значення
Зенітний кут на початку криволінійної ділянки, град.	1
Зенітний кут на кінці криволінійної ділянки, град.	81
Азимутальний кут на початку криволінійної ділянки, град.	115
Азимутальний кут на кінці криволінійної ділянки, град.	115
Довжина криволінійної ділянки, м	445
Інтенсивність викривлення по зенітному куту, град/10м	1,8
Інтенсивність викривлення по азимутальному куту, град/10 м	0
Просторова інтенсивність викривлення, град/10 м	1,8
Напруження розраховані аналітичним методом, МПа	48,1
Напруження отримані за допомогою пристрою, МПа	42,6

В результаті проведених випробувань вважаємо:

1 розроблена конструкція пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб є простим і надійним технічним засобом, що дозволяє оцінити виникаючі напруження у будь-якому перерізі бурильної колони, величину динамічних навантажень та проводити їх запис протягом тривалого часу;

2 використання пристрою дозволяє отримувати дані про навантаження, що діють на бурильну колону, які необхідні для прогнозування її ресурсу.

Продовження додатку Е

Комісія в складі:

Головний інженер

 Лабусевич І.М.

Головний технолог

 Сах Я.М.

Головний геолог

 Чайка Р.Р.Завідувач кафедри буріння нафтових
і газових свердловин ІФНТУНГ
д. т. н. проф. Чудик І. І.Доцент кафедри механіки машин
ІФНТУНГ к. т. н. Рачкевич Р. В.Аспірант кафедри нафтогазового
обладнання Яциняк І. І.