

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

Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

ГРИДЖУК ЯРОСЛАВ СТЕПАНОВИЧ

УДК 622.24.053:628.517.4

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ІНЖИНІРИНГУ
ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТРУБНИХ ТА ШТАНГОВИХ КОЛОН
ПРИ БУРІННІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ СВЕРДЛОВИН**

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

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

_____ Я. С. Гриджук=

Науковий консультант:

Чудик Ігор Іванович,
доктор технічних наук, професор

Івано-Франківськ – 2019

АНОТАЦІЯ

Гриджук Я. С. Розвиток наукових основ інжинірингу динамічних процесів трубних та штангових колон при бурінні та експлуатації свердловин. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2019.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми інжинірингу динамічних процесів трубних та штангових колон, що зазнають інтенсивних коливань в умовах буріння та експлуатації нафтових і газових свердловин. В роботі розроблено математичну модель для дослідження зміни інертності заповнених розчином зігнутих ділянок бурильної колони в залежності від параметрів їх деформації. Розширено теоретико-методологічні засади визначення кінетичної енергії та моменту інерції махових мас бурильної колони, що вказують на доцільність застосування бурильних труб з меншою інертністю для забезпечення її енергоефективності. Отримано залежності для оцінки сил тертя деформованої ділянки бурильної колони до стінки свердловини, при русі точки торкання по гвинтовій траєкторії, та роботи осьового навантаження і крутного моменту на їх подолання. Розроблено математичні моделі для оцінки напружено-деформованого стану ділянки колони насосно-компресорних труб і довговічності її елементів на основі кінетичного потенціалу, які враховують кінематичні параметри поперечно-згинальних коливань та геометричні параметри просторової деформації. Розвинуто теоретико-методологічні засади оцінювання навантаженості перерізів колони

насосних штанг, визначення коефіцієнтів згасання та дисипації її коливань з встановленням умов недопущення резонансу.

Ключові слова: бурильна колона, колона насосно-компресорних труб, колона насосних штанг, інертність, енергія, коливання, напруження, амплітуда, частота, резонанс.

ANNOTATION

Jaroslav Gridzuk. Development of scientific bases for the engineering of dynamic processes of pipe and rod columns at drilling and operation of wells. – With the manuscript copying.

The dissertation for a doctor technical sciences degree in speciality 05.05.12 – Machines of oil and gas industry. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2019.

The dissertation is devoted to the solution of an important scientific and technical problem of engineering of dynamic processes of pipe and rod columns, which undergo intense oscillations in the conditions of drilling and operation of oil and gas wells.

A mathematical model of rotation of a curved inhomogeneous tube-frequent rod filled with liquid is developed. The presence of a threshold value of the length of the drill string, at which the flywheel masses lead to overuse of mechanical energy for its rotation. To minimize the inertia of the drill string and ensure energy-efficient operation, it is recommended to use drill pipes with less inertia in its layout.

New experimental data on the parameters of longitudinal and torsional oscillations of the drilling tool, under the conditions of using bits of the cutting type, were obtained. Based on the obtained patterns of deepening of the face, the amplitude-frequency characteristics of oscillations, their dependence on the

properties of drilled rocks, parameters of the rock-destroying tool in the modes of "slipping" and "reloading" are established.

Numerical models have been developed for a comprehensive automated study of the parameters of longitudinal and torsional oscillations, as well as elastic deformation of the drill string based on the methods of subsystems and finite elements. Using models with concentrated masses, the time dependences of displacement, velocity, acceleration, axial load, turning angle, angular velocity, angular acceleration and torque of the drill string sections were established. On the basis of pipe models the process of static and dynamic deformation of drill strings is investigated and the dependences of change of their moments of inertia during rotary drilling are received.

A mathematical model for the study of the friction forces of the deformed section of the drill string under the conditions of movement of the point of its local contact to the well wall along the helical trajectory is developed. The dependences of the axial and circular projections of the friction forces on the longitudinal coordinate and the angular velocity of rotation of the drill string section are obtained. To take into account the action of friction forces on the drill string during the helical motion of its deformed sections, the dependence of the consolidated effective coefficient of friction on the angle of rise of the helical line is established.

Mathematical models have been developed to study the mechanical work performed by the axial load and torque of the drill string to overcome the friction forces in inclined and S-shaped wells. In order to assess the level of operating loads and elastic deformation of the threaded connections of the drill string, the design of a device for measuring the forces in the drill pipes and an indicator for monitoring the technical condition of its threaded connections.

On the basis of experimental data, as well as the main provisions of analytical mechanics, mathematical models of the stress-strain state of the pump-compressor pipe column have been developed, which take into account the geometric and kinematic parameters of its transverse oscillations. The kinematic transfer functions of the pump-compressor pipe column, the dependence of the

kinetic and potential energy, as well as the kinetic potential on the well depth are established. Based on the energy principles, it is proposed to use the kinetic potential of the column of tubing as a criterion for assessing the durability of its elements.

A methodology for determining the attenuation coefficient of oscillations of a column of sucker rods column by changing the amplitude and load period in time, established as a result of dynamometer of a rod well pumping unit. Numerical models for estimating the load of arbitrary sections of the pump rod column are proposed and implemented. A mathematical model of longitudinal oscillations of a three-stage column of sucker rods has been developed. Based on it, the values of oscillation dissipation coefficients for typical column designs and the possibility of providing the necessary energy dissipation by stepwise selection of stiffness's of their stages in order to prevent resonance are established.

Keywords: drill string, column of pump-compressor pipe, column of sucker rods, inertia, energy, oscillations, stress, amplitude, frequency, resonance.

Список публікацій здобувача

1. Чудык И.И., Гриджук Я.С., Милостьян М.О. Особенности прохождения участка бурильной колонны в скважине по винтовой траектории при наличии интенсивного точечного трения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. №5. С. 12-16. (Зарубіжне фахове видання включене до наукометричної бази РИНЦ).
2. Ивасив В.М., Гриджук Я.С., Василишин В.Я., Стелига И.И., Юрыч Л.Р. Оценка напряженного состояния в сечениях насосно-компрессорных труб с использованием кинематических характеристик их колебаний. *Нефтепромысловое дело*. 2014. №10. С. 47-53. (Зарубіжне фахове видання включене до наукометричної бази РИНЦ).
3. Гриджук Я.С., Андрусак А.В., Кичма М.В. Дослідження залежності між напруженнями в елементах бурильного інструменту та

- характеристиками його коливального руху. *Нафтогазова енергетика*. 2014. №1(21). С. 7-15. (Фахове видання України).
4. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Андрусак А.В., Лисканич О.М. Критерій безпечної експлуатації елементів бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. №4(76). С. 64-72. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
 5. Івасів В.М., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Технологический аудит и резервы производства*. 2014. №6/4(20). С. 15-17. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
 6. Івасів В.М., Гриджук Я.С., Гриців В.В., Юрич Л.Р. Проблеми забезпечення експлуатаційної надійності елементів бурильних колон. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №6/6(26). С. 41-44. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
 7. Гриджук Я.С. Визначення напружень згину в поперечних перерізах колони насосно-компресорних труб за геометричними параметрами її просторової деформації. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. №1(54). С. 15-24. (Фахове видання України).
 8. Гриджук Я.С. Кінетичний потенціал колони насосно-компресорних труб як енергетичний критерій втомної міцності її елементів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2015. №1(38). С. 70-76. (Фахове видання України).
 9. Джус А.П., Гриджук Я.С. Забезпечення процесів завантаження і розвантаження морських транспортних засобів при транспортуванні стиснутого природного газу. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №2/1(22). С. 64-69. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
 10. Гриджук Я.С., Джус А.П. Моделирование изменения

термодинамических параметров газа на отдельных этапах его транспортировки. Математическое моделирование, информатика, экономика. *Сборник научных статей по итогам пятой Международной научно-практической конференции*. 2015. Т 1. С.34-43. (Зарубіжне видання).

11. Лисканич М.В., Чудик І.І., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Кінематичні передавальні функції колони бурильних та насосно-компресорних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. №3(56). С. 56-65. (Фахове видання України).
12. Чудик І.І., Гриджук Я.С., Різничук А.В., Юрич А.Р. Попередження жолобоутворення при бурінні похило-скерованих свердловин. *Молодий вчений*. 2016. №11(38). С. 46-49. (Видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
13. I. Steliga, A. Dzhus, Ja . Grydzhuk. Experimental and theoretical method of determining the attenuation coefficient of sucker rod string oscillation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. №2/7(80). P. 20-25. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
14. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Стеліга І.І. Оцінка коефіцієнту динамічності колони насосних штанг та визначення умов недопущення її резонансу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. №1(81). С. 50-58. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
15. A. Andrusyak, Ja. Grydzhuk, A. Dzhus, I. Steliga. Developing a method for the assessment of axial load in arbitrary crosssections of the column of pumping rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №1/7(85). P. 32-37. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
16. Ja. Grydzhuk, M. Lyskanych, B. Kopey, Yu. Shuanzhuy. Determining the parameters of oscillation dissipation in a column of sucker rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №2/7(86). P. 13-17.

(Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).

17. Гриджук Я.С. Визначення інертності та кінетичної енергії махових мас бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. №3(64). С. 67-75. (Фахове видання України).
18. Гриджук Я.С. Експериментально-теоретична оцінка нерівномірності обертання бурильної колони за результатами тахо- та моментометрії її гирлової частини. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2017. №2(43). С. 33-41. (Фахове видання України).
19. Чудик І.І., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Оцінка затрат механічної енергії бурильної колони при роторному бурінні. *Нафтогазова енергетика*. 2018. №2(30). С.17-24. (Фахове видання України).
20. Гриджук Я.С. Дослідження роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при роторному та суміщеному способах буріння. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2018. №2 (45). С. 7-15. (Фахове видання України).
21. Ja . Grydzhuk, I. Chudyk, A. Velychkovych, A. Andrusyak. Analytical evaluation of inercial properties of the range of the drill string in its rotation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. №1/7 (97). P. 6-14. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
22. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Никифорчин Ю.М., Воробйов М.В. Напрями безпечної експлуатації бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. *Нафтогазова енергетика 2013: матеріали Міжнар. наук.-тех. конф., 7-11 жовтня 2013 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2013. С. 110-113.*
23. Гриджук Я.С., Рогаль О.В. Моделювання сил тертя алюмінієвих бурильних труб об стінки свердловини. *Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості: матеріали II Всеукр. наук.-практ. конф., 6-9 жовтня 2015 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. С. 258-259.*

24. Гриджук Я.С., Стеліга І.І., Шиманський В.Я. Спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань колони насосних штанг. *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІІМ 2016*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 89-91.
25. Гриджук Я.С., Лисканич М.В., Гашков О.І. Алгоритм визначення параметрів дисипації енергії коливань колони насосних штанг *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІІМ 2016*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 91-94.
26. Чудик І.І., Гриджук Я.С. Обґрунтування вибору кінетичної енергії зосереджених мас прогннутих ділянок бурильної колони як одного з критеріїв керування динамічним режимом її роботи. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ 2017*: матеріали Міжнар. наук.-тех. конф., 28-30 березня 2017 р. Дніпро: НМАУ, 2017. С. 27.
27. Гриджук Я.С. Оцінка динамічної дії махових мас бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2017*: матеріали VI Міжнар. наук.-тех. конф., 15-19 травня 2017 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2017. С. 352-353.
28. Різьбове з'єднання бурильних труб з індикатором контролю технічного стану: пат. 111563 Україна: МПК E21B 17/042, F16L 15/08, G01B 7/16. № а 2015 06310; заявл. 25.06.2015; опубл. 10.05.2016, Бюл. №9.
29. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № u 2013 11632; заявл. 02.10.2013; опубл.11.03.2014, Бюл. №5.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	15
1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ...	23
1.1 Поняття динамічного режиму роботи машинного агрегату та загальна характеристика задач динаміки.....	23
1.2 Цілі та задачі існуючих досліджень динаміки трубних та штангових колон для буріння та експлуатації свердловин.....	29
1.3 Сучасні методи та засоби контролю динаміки бурильної колони в умовах експлуатації.....	37
1.4 Сучасні методи та засоби контролю динаміки колони насосних штанг та насосно-компресорних труб в умовах експлуатації.....	44
1.5 Постановка завдань досліджень.....	51
1.6 Висновки до розділу 1.....	56
2 НАУКОВІ ЗАСАДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ РОТОРННОМУ ТА СУМІЩЕНОМУ СПОСОБАХ БУРІННЯ..	57
2.1 Особливості динамічного аналізу бурильної колони, викривленої у стовбурі свердловині.....	57
2.2 Математична модель визначення моменту інерції зігнутої ділянки бурильної колони при її обертанні.....	60
2.3 Експериментально-теоретична оцінка нерівномірності обертання бурильної колони за результатами тахо- та моментометрії її гирлової частини.....	75
2.4 Дослідження зміни зведеного моменту інерції бурильної колони аналітичним методом.....	87
2.5 Визначення моменту інерції та кінетичної енергії махових мас бурильної колони при роторному бурінні.....	94

	11
2.6 Шляхи забезпечення енергоощадного режиму роботи бурильної колони при роторному та суміщеному способах буріння.....	103
2.7 Висновки до розділу 2.....	108
3 СТЕНДОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЗДОВЖНІХ ТА КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ІЗ ДОЛОТАМИ РІЖУЧОГО ТИПУ.....	110
3.1 Розробка математичної моделі поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструмента із долотом ріжучого типу.....	111
3.2 Опис експериментального стенду та допоміжного лабораторного обладнання.....	119
3.3 Експериментально-теоретичне визначення моменту інерції бурильного інструменту.....	123
3.4 Технічні засоби реєстрації параметрів поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту.....	126
3.5 Хід і обробка результатів вимірювання параметрів коливань та їх частотний аналіз.....	141
3.6 Висновки до розділу 3.....	148
4 НАУКОВІ ОСНОВИ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ КОНТИНУАЛЬНО-ДИСКРЕТНИХ, БАГАТОЛАНКОВИХ, ТРУБНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ...	149
4.1 Тенденції сучасного числового моделювання динаміки механічних систем.....	149
4.2 Програмний опис шарнірів, в'язей та спряжень, що застосовуються при моделюванні в ПК UM.....	152
4.3 Принцип складання рівнянь пружної осі гнучкого деформованого стрижня та рівнянь навантаженості його елементів.....	157

4.4	Реалізація числової моделі бурильної колони в середовищі ПК UM та визначення зміни її зведеного моменту інерції.....	164
4.5	Принцип побудови числових моделей для дослідження поздовжніх та крутильних коливань бурильної колони в середовищі MapleSim.....	169
4.6	Висновки до розділу 4.....	181
5	МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ РОБОТИ КОРИСНИХ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЇЇ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ У ПРОМИСЛОВИХ УМОВАХ.....	183
5.1	Аналітична оцінка рівня кінетичної енергії бурильної колони в процесі роторного та суміщеного способів буріння.....	183
5.2	Особливості точкового тертя ділянки бурильної колони при її проходженні у стовбурі свердловини по гвинтовій траєкторії.....	189
5.3	Аналітична оцінка рівня механічної роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони для роторного та суміщеного способів буріння.....	199
5.4	Математична модель визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при бурінні свердловин з похило-скерованим профілем.....	204
5.5	Математична модель визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при бурінні свердловин з S – подібним профілем.....	208
5.6	Розробка технічних засобів для оцінки динамічної навантаженості елементів бурильної колони та контролю їх технічного стану.....	214
5.7	Висновки до розділу 5.....	228

6	ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ КОЛОНИ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ЗА ПОПЕРЕЧНО-ЗГИНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ.....	229
6.1	Характер процесу динамічного навантажування колони насосно-компресорних труб під час відбору та закачування газу.....	229
6.2	Визначення напружень згину в поперечних перерізах колони насосно-компресорних труб за геометричними параметрами її просторової деформації.....	236
6.3	Математична модель визначення кінематичних та силових факторів за поперечно-згинальних коливань колони насосно-компресорних труб.....	250
6.4	Кінематичні передавальні функції колони насосно-компресорних труб за поперечно-згинальних коливань.....	263
6.5	Обґрунтування вибору кінетичного потенціалу колони насосно-компресорних труб в якості енергетичного критерію втомної міцності її елементів.....	269
6.6	Висновки до розділу 6.....	279
7	ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ЗА ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ.....	281
7.1	Експериментально-теоретичний спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань колони насосних штанг.....	281
7.2	Оцінка коефіцієнту динамічності колони насосних штанг та визначення умов недопущення її резонансу.....	291
7.3	Розроблення способу оцінки осьового навантаження в довільних перерізах колони насосних штанг за її поздовжніх коливань.....	303
7.4	Визначення параметрів дисипації коливань колони насосних штанг.....	312

	14
7.5 Висновки до розділу 7.....	322
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	326
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	329
ДОДАТОК А.....	359
ДОДАТОК Б.....	365
ДОДАТОК В.....	400

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Забезпечення зростаючої потреби видобутку й приросту запасів вуглеводнів вимагає постійного нарощування обсягів бурових робіт, освоєння нових нафтових і газових родовищ та інтенсифікацію їх розробки. Підвищення ефективності процесу буріння та експлуатації свердловин багато в чому визначається якістю результатів теоретичних та експериментальних досліджень динаміки трубних і штангових колон. За своєю конструкцією вони є складними, довгомірними, просторово орієнтованими, пружними механічними системами. Цим зумовлені труднощі із вибором енергоефективних режимів їх експлуатації в широкому діапазоні навантажень, амплітуд і частот вимушених коливань.

Буріння свердловин, видобування нафти і газу супроводжуються інтенсивними коливними процесами у бурильних колонах (БК), колонах насосно-компресорних труб (КНКТ) та насосних штанг (КНШ). Дослідженням роботи БК займалися чимало вітчизняних та зарубіжних дослідників, таких, як М.М. Александров, В.М. Алексєєв, П.В. Балицький, В.І. Векерик, В.Г. Григулецький, О.М. Динник, Р.М. Ейгелес, Є.І. Ішемгужин, З.Г. Керімов, В.Ю. Копилов, М.Ф. Лебедев, А.Х. Мірзаджанзаде, В.М. Мойсичин, А.М. Мислюк, М.Ю. Мочернюк, П.І. Огородніков, Р.Х. Сотніков, А.Е. Сароян, В.С. Федоров, І.І. Чудик, Е.К. Юнін, М.В. Якубовський, А.Ш. Янтурін, В.Г. Ясов, Ф. Віллерс, Г. Вудс, В. Гаррет, Ф. Дейлі, Д.В. Дерінг, Р. Каннінгхем, Т. Хуань та інші вчені. Дослідженню напруженого стану, міцності і довговічності БК присвячені наукові праці авторів: В.І. Артима, Ю.І. Газанчана, С.М. Данелянца, Ю.В. Дубленича, А.Ф. Дубровського, В.М. Івасіва, А.Л. Ільського, Є.І. Крижанівського, Б.В. Копея, І.В. Кудрявцева, М.В. Лисканича, Д.Ю. Мочернюка, Ю.Д. Петрини, Р.В. Рачкевича, Г.М. Саркісова, Н.Д. Щербюка, Є.Ф. Гормлі, Т. Альтмана, А. Брайнгера, Т. Трішмана, В. Хаука, Х. Коллера та інших. Великий вклад у вирішення питань експлуатації глибоких та викривлених

свердловин внесли дослідження А.С. Вірновського, А.Н. Адоніна, І.Т. Міщенко, В.А. Сахарова, А.Х. Мірзаджанзаде, Р.А. МаксUTOва, К.С. Кадимовой, Ю.В. Антіпіна, В.А. Афанасьєва, Г.З. Ибрагимова.

Зміна форми та положення колон в процесі динамічного навантажування у свердловині визначається величиною накопиченої та розсіяної енергії. За різними даними механічна енергія, яка затрачається на поглиблення вибою становить близько 30-40% від підведеної до БК. Основною причиною цьому є втрата потужності на подолання тертя БК до стінок свердловини. Недослідженими в цьому напрямі є особливості формування енергетичних затрат внаслідок нерівномірного та ексцентричного обертання ділянок БК у свердловині, особливо при бурінні глибоких скерованих свердловин. Під дією динамічного навантаження в процесі відбору чи закачування газу КНКТ у свердловинах підземних сховищ здійснює поперечно-згинальні коливання. З метою попередження руйнування елементів КНКТ є необхідним обґрунтування нових критеріїв втомної міцності, виходячи з енергетичних позицій про природу коливних процесів. При експлуатації штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) внаслідок дії змінного навантаження у КНШ виникають поздовжні коливання. Вони є перехідними динамічними процесами, швидкість зміни амплітуди яких суттєво впливає на явища накопичування і розсіювання енергії та працездатність КНШ в цілому. Тому, обґрунтованими є дослідження процесів згасання та дисипації енергії коливань КНШ, а також визначення умов недопущення резонансу.

Таким чином, спільною для технологій буріння та експлуатації нафтових і газових свердловин актуальною проблемою є обґрунтування енергоефективних режимів роботи трубних та штангових колон за умов їх динамічного навантажування. Її вирішення вимагає розвитку наукових основ інжинірингу динамічних процесів складних довгомірних механічних систем, що полягає в розробленні методів, заходів та засобів раціональної експлуатації трубних та штангових колон.

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

Дисертаційна робота виконана у відповідності до програм таких науково-дослідних робіт:

- “Розроблення методології енергоефективного буріння надглибоких нафтових та газових свердловин” №д/р 0117U007105;
- “Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу, їх транспортування та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України” №д/р 0115U007099.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні ефективного використання енергії при бурінні та експлуатації свердловин шляхом дослідження та врахування особливостей динамічних процесів трубних та штангових колон.

Для досягнення поставленої мети в межах дисертаційних досліджень сформульовані та вирішені такі завдання:

1. Аналіз процесів динамічного навантажування трубних та штангових колон, що мають місце при бурінні та експлуатації свердловин.
2. Розвиток теоретико-методологічних засад визначення інертності та кінетичної енергії махових мас БК для роторного і суміщеного способів буріння та обґрунтування енергоефективних режимів її роботи.
3. Дослідження параметрів поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту з долотами ріжучо-сколюючого типу.
4. Дослідження сил тертя деформованої ділянки БК за умов руху точки її локального торкання до стінки свердловини по гвинтовій траєкторії.
5. Розроблення математичних моделей для дослідження роботи, що виконується осьовим навантаженням та крутним моментом БК, а також технічних засобів для контролю навантаженості і технічного стану її елементів.

6. Розширення наукових засад оцінки довговічності КНКТ за енергетичними параметрами її коливань у свердловинах підземних сховищ газу.

7. Вдосконалення методів оцінювання навантаженості перерізів КНШ з урахуванням параметрів згасання й дисипації енергії поздовжніх коливань та обґрунтування умов недопущення її резонансу.

Об'єктом дослідження є процеси динамічного навантажування трубних і штангових колон при бурінні та експлуатації свердловин.

Предметом досліджень є вплив динамічного навантажування трубних і штангових колон на енергетичні показники їх експлуатації.

Методи дослідження. Для розв'язання поставлених завдань у роботі застосовано комплексний підхід, який включає аналіз та узагальнення науково-технічних досягнень і літературних джерел, поєднує теоретичні й експериментальні дослідження. Теоретичні дослідження здійснено шляхом математичного та числового моделювання. Математичне моделювання динамічних процесів проводились з використанням основних положень та законів аналітичної механіки, теорії механізмів і машин, теорії коливань, механіки твердого тіла, теорії руйнування та теорії диференціальних рівнянь. Числові дослідження передбачали використання спеціалізованих програмних продуктів та автоматизованих систем із застосуванням методу скінченних елементів в матричній постановці та імітаційного моделювання. Експериментальні дослідження здійснювалися шляхом розбурювання блоків породи долотами ріжучого типу з одночасною реєстрацією параметрів коливань вимірною апаратурою та подальшою обробкою і аналізом даних з використанням статистичних методів.

Наукова новизна отриманих результатів отриманих результатів полягає в отриманні якісно нових підходів щодо оцінки впливу динамічного навантаження і геометричних параметрів колон бурильних та насосно-компресорних труб, а також насосних штанг на енергетичні параметри й напружено-деформований стан їх елементів. Зокрема:

– вперше розроблено математичну модель для дослідження зміни інертності зігнутих ділянок БК заповнених буровим розчином в залежності від параметрів їх деформації;

– отримали подальший розвиток теоретико-методологічні засади визначення кінетичної енергії та моменту інерції махових мас БК, які вказують на доцільність застосування легкосплавних та склопластикових бурильних труб з метою забезпечення її енергоефективності;

– вперше отримано аналітичні залежності для визначення сил тертя деформованої ділянки БК до стінки свердловини при русі точки торкання по гвинтовій траєкторії, на яких ґрунтується визначення роботи, що виконується осьовим навантаженням і крутним моментом в процесі роторного та суміщеного способу буріння;

– вперше розроблено математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану ділянки КНКТ, яка враховує кінематичні параметри її поперечно-згинальних коливань та геометричні параметри просторової деформації;

– запропоновано новий підхід до оцінки довговічності елементів КНКТ на основі кінетичного потенціалу, виходячи з енергетичних засад її поперечних коливань та пружного деформування;

– отримали подальший розвиток теоретико-методологічні засади оцінювання навантаженості перерізів КНШ, визначення коефіцієнтів згасання та дисипації її коливань з формуванням умов недопущення резонансу.

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 отриманих результатів отриманих результатів полягає в подальшому розвитку та розробленні математичних моделей і

методів, що враховують особливості динамічного навантажування трубних та штангових колон і можуть бути використані для оцінки енергоефективності роботи та аналізу напружено-деформованого стану їх елементів; розробленні технічних засобів для оцінки навантаженості БК при роторному та суміщеному способах буріння та контролю технічного стану її елементів.

Практичне використання результатів дисертаційної роботи відображено у вигляді звітів про виконання науково-дослідних робіт: “Розроблення методології енергоефективного буріння надглибоких нафтових та газових свердловин” (номер державної реєстрації 0117U007105), “Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу, їх транспортування та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України” (номер державної реєстрації 0115U007099); керівних документів: “Технологічний регламент енергоефективного буріння надглибоких нафтогазових свердловин” (впроваджений в БУ “Укрбургаз”), “Методика розрахунку зведеного моменту інерції бурильної колони для роторного та суміщеного способів буріння свердловин” (впроваджена в ТОВ “Ендейвер”).

Результати дисертаційних досліджень також впроваджено у навчальний процес Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 185 “Нафтогазова інженерія та технології”.

Особистий внесок здобувача.

Всі положення й висновки, математичні моделі та методи розрахунків, аналітичні залежності та результати розрахунків, що виносяться на захист, розроблені та належать автору особисто. Роботи [7, 8, 17, 18, 20, 27] опубліковані одноосібно. Із наукових праць, які опубліковані у співавторстві, на захист винесено тільки ті частини, які розроблені особисто дисертантом.

У [1, 23] розроблено математичні моделі для дослідження процесу інтенсивного тертя та контактної взаємодії із стінкою свердловини ділянки

деформованої БК колони при її русі по криволінійній траєкторії. Для оцінки зміни величини контактних навантажень з глибиною їх поширення в стінці свердловини у [12] автором досліджено дію на півпростір зосередженої сили, прикладеної перпендикулярно до площини, яка його обмежує. У [2, 3] автором запропоновано математичні моделі визначення напружень у перерізах КНКТ підземних сховищ газу на основі промислових досліджень поперечно-згинальних та в елементах БК на основі стендових досліджень поздовжніх коливань. Встановлено найбільш вагомі параметри коливань, що впливають на напружено-деформований стан трубних колон. Отримано кінематичні передавальні функції для кількісної оцінки параметрів коливань перерізів трубних колон на певній глибині свердловини [11]. З метою безпечної експлуатації БК в умовах інтенсивних вібрацій у [4, 22] автором встановлено залежності для оцінки граничної віброшвидкості її елементів в умовно-вертикальних та похило-скерованих свердловинах. У [5, 6] проведено критичний огляд та аналіз опублікованих матеріалів, що стосуються відмов елементів БК. У [9, 10] розроблено модель дослідження теплового і напружено-деформованого стану та досліджено динаміку процесів заповнення газом та спорожнення ємностей з використанням імітаційного моделювання. У [13, 24] розроблено спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань КНШ на основі промислових динамограм. Сформульовано рекомендації щодо зменшення динамічних навантажень на КНШ та встановлено умови недопущення резонансу [14]. У [15, 16, 25] розроблено математичну та імітаційну модель поздовжніх коливань триступеневої КНШ і встановлено залежність коефіцієнту дисипації енергії коливань від жорсткості її ступеней. У [19, 26] запропоновано математичну модель для оцінки рівня механічної енергії БК при роторному бурінні. У [21] автором встановлено аналітичні залежності для визначення моментів інерції криволінійних ділянок БК та подано рекомендації щодо їх застосування. У [28, 29] прийнято безпосередню участь у розробленні конструкції пристроїв та виготовленні їх деталей.

Методи, аналітичні та емпіричні залежності, розроблені числові моделі для проведення досліджень та отримані результати, що виносяться на захист, належать особисто автору. Усі винаходи є результатом колективної творчості.

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова енергетика 2013” (м. Івано-Франківськ, 2013); II-й Всеукраїнській науково-практичній конференції “Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості” (м. Івано-Франківськ, 2015); V-й Міжнародній науково-практичній конференції (м. Смоленськ, 2015); Міжнародній науково-практичній конференції “Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІМ 2016” (м. Івано-Франківськ, 2016); Міжнародній науково-технічній конференції “Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ 2017” (м. Дніпро, 2017); VI-й Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова енергетика 2017” (м. Івано-Франківськ, 2017).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 29 праць, з яких 21 стаття у фахових українських та закордонних виданнях, а також у виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз; 1 патент на винахід, 1 патент на корисну модель; 6 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, семи розділів, основних висновків, списку використаних джерел із 270 найменувань та 3 додатків. Робота викладена на 329 сторінках, і містить 131 рисунок та 22 таблиці.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ТРУБНИХ ТА ШТАНГОВИХ КОЛОН ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Поняття інжинірингу динамічних процесів трубних та штангових колон та загальна характеристика задач їх динаміки

Буріння та експлуатація нафтових та газових свердловин здійснюється за безпосереднього використання свердловинного обладнання, до якого відносяться бурильні колони (БК), колони насосно-компресорних труб (КНКТ) та колони насосних штанг (КНШ). За структурою вони є пружними механічними системами, які складаються із послідовно з'єднаних між собою елементів [1, 2, 3]. Основна їх відмінність від наземного обладнання полягає в значному відношенні їх довжини до діаметру, що в процесі експлуатації призводить до втрати стійкості та прямолінійної форми рівноваги. Тому спільним системоутворюючим фактором зазначених трубних та штангових колон є їх довгомірність. Зміна форми пружної рівноваги таких колон за складних техніко-технологічних і гірничо-геологічних умов відбувається під дією статичних та динамічних силових факторів. Динамічним процесом у таких механічних системах є процес зміни їх функціонального стану, за якого хоча б один з параметрів процесу змінюється в часі [4, 5]. Тому процеси передачі енергії по БК до породоруйнівного інструменту, відбору чи закачування газу у сховища через КНКТ, відкачування нафти із свердловини КНШ є динамічними процесами. Дослідження динамічних процесів у складних механічних системах починається із складання адекватної динамічної моделі, придатної для опису тих їх властивостей, які відповідають меті досліджень [6, 7, 8, 9].

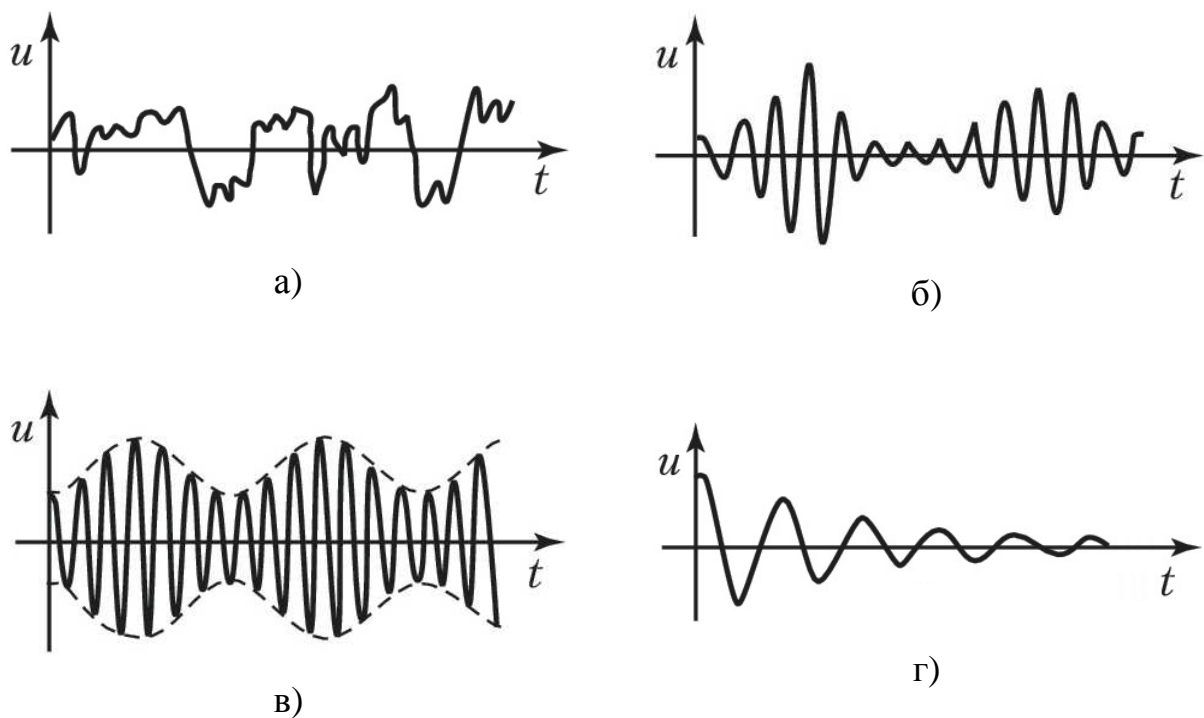
Технічна інновація в галузі буріння та експлуатації свердловин базується на впровадженні нових методів та засобів для видобутку

вуглеводнів, модернізації конструкцій нафтогазопромислового обладнання і невід’ємно пов’язана з реалізацією інтелектуальних видів діяльності, зокрема, таких як інжиніринг. Інжиніринг динамічних процесів механізмів та машин – це сукупність теоретичних та експериментальних досліджень, що мають за кінцеву мету отримання найкращих результатів від енергозатрат на виконання робочого циклу за рахунок раціонального підбору обладнання та ефективного використання його ресурсу з урахуванням конкретних умов й факторів експлуатації [9, 10].

Зважаючи на структуру та умови роботи бурильний інструмент можна прийняти за машинний агрегат, БК в складі якого служить своєрідною нарощуваною “гнучкою ланкою” для передачі механічної енергії від ротора до долота при роторному способі буріння, і до вибійного двигуна – при суміщеному [1, 4, 5, 6]. Подібну аналогію можна перенести і на КНШ разом із плунжерним насосом [3, 4, 5, 7]. Параметри режиму роботи БК, КНКТ та КНШ через різні механічні властивості гірських порід, складну геометрією ствола свердловини, змінні сили опору середовища, постійно змінюються, як в часі, так і по довжині свердловини. Для більшості механічних систем, що працюють в умовах переважно статичного навантаження та невеликих швидкостей, динамічні розрахунки виконуються як перевіірочні, що доповнюють статичний аналіз та розрахунки на стійкість. Під час дії навантажень, які досить інтенсивно змінюються протягом певного часу, дослідження динаміки стає основною задачею, особливо під час розгону та зупинки двигунів виконавчих механізмів, коли виникають перехідні процеси, що характеризуються значним ростом динамічних навантажень в елементах конструкції [6, 7, 8]. Впродовж усталеного режиму роботи механізмів можлива поява навантажень ударного характеру при зіткненнях з різними перешкодами та додаткових зовнішніх змінних навантажень.

Важливим класом задач динаміки є дослідження коливань вузлів та елементів механізмів під дією змінних навантажень. Тут можливі резонансні явища, які супроводжуються інтенсивним ростом амплітуди коливань та

напружень у вузлах та елементах механізмів [4, 6, 11]. Періодичні і навіть неперіодичні навантаження можуть призводити до появи критичних режимів роботи з динамічною нестійкістю, автоколиваннями, параметричними та іншими видами коливань [6, 7, 8]. Для довгомірних трубних та штангових колон, що працюють в свердловинних умовах окрему увагу слід приділяти дисипативним процесам, які характеризують втрати механічної енергії під час коливань. До останніх належать поздовжні, поперечні та крутильні коливання БК при поглибленні вибою; коливання осьового навантаження БК та частоти її обертання; поперечно-згинальні коливання КНКТ при відборі чи закачуванні газу у свердловину; пульсації тиску газу в КНКТ; поздовжні коливання КНШ та коливання її осьового навантаження при видобуванні нафти (рис. 1.1) та ін.



а) поздовжні коливання БК; б) крутильні коливання БК;

в) коливання тиску газу в КНКТ; в) коливання осьового навантаження КНШ

Рисунок 1.1 – Характер типових динамічних процесів трубних та штангових колон при виконанні основних технологічних операцій

Більшість типових динамічних процесів трубних та штангових колон є перехідними процесами, в яких зміна параметрів коливальної системи виникає при переході від одного усталеного режиму її роботи до іншого [13 - 15]. Перехідні процеси в системі можуть мати різний характер. В одному випадку змінний параметр при досягненні нового усталеного значення здійснює одно чи декілька коливань біля цього значення, тобто перехідний процес відбувається з пере регулюванням. В іншому випадку змінний параметр навколо свого нового усталеного значення коливань не здійснює. За таких умов в процесі коливань (рис. 1.1) діючі навантаження матимуть випадковий характер; а початкові умови будуть випадковими величинами. Тому дослідження задач динаміки формально зводиться до двох основних типів проблем [11, 12, 13, 14, 15]:

- аналіз нестационарних випадкових процесів у конструкції при порівняно короткочасній дії навантаження;
- дослідження динамічної реакції конструкції (як правило у формі побудови амплітудо-частотних та фазо-частотних характеристик вихідних величин) на періодичну чи близьку до неї та достатньо тривалу дію зовнішніх силових факторів.

Не менш важливими є динамічні задачі, пов'язані з дослідженням процесів перетворення енергії під час коливань. Особливості зміни амплітуди динамічних процесів (рис. 1.1) в часі залежать від характеру і величини силових факторів руху та опору, інертності елементів механічної системи та пов'язані з накопиченням та розсіюванням в ній енергії [7, 8, 11, 12]. Для трубних та штангових колон, як нелінійних коливальних систем досить важливими є характер зміни дисипативних характеристик в часі, а також залежність їх від амплітуди та частоти коливань [1 - 3]. В цьому плані ключовими завданнями інжинірингу є достовірна оцінка процесів перетворення та розсіювання енергії. Для коливальних механічних систем вона може бути отримана з допомогою основних інтегральних характеристик [11, 12]:

- коефіцієнту поглинання ψ , що виражається відношенням енергії, поглинутою в системі за період коливань, до максимального значення потенціальної енергії в системі;

- коефіцієнту дисипації γ , що визначається відношенням енергії, поглинутою в системі за період коливань, до повної енергії коливань системи;

- логарифмічного декременту коливань D_1 , що визначає темп згасання вільних коливань в системі.

Узагальнена координата, амплітуда та частота коливань пов'язані із енергією механічної системи наступними співвідношеннями [12]:

$$x = \frac{1}{\sqrt{2}} \int_0^E \frac{dU}{\omega(U) \sqrt{E-U}}; \quad (1.1)$$

$$U = \frac{mA^2\omega^2(A)}{2}, \quad (1.2)$$

де U , E – повна та потенціальна енергія системи відповідно;

A , ω – амплітуда та циклічна частота коливань відповідно;

m - маса коливальної системи.

Дослідження динаміки трубних та штангових колон, як довгомірних, континуальних, механічних систем, в основному, зводиться до дослідження їх коливань і проходить через наступні етапи (рис. 1.2): визначення природи, характеру та рівня коливань, оцінки їх частотного складу та встановлення інерційних властивостей, а також визначення траєкторії коливань.

З позиції забезпечення надійності, довговічності та підвищення продуктивності роботи механізму [16] кінцевою метою динамічних розрахунків є аналіз поведінки механізму та синтез його параметрів, при яких мінімізуються або обмежуються наслідки негативної дії динамічних навантажень.

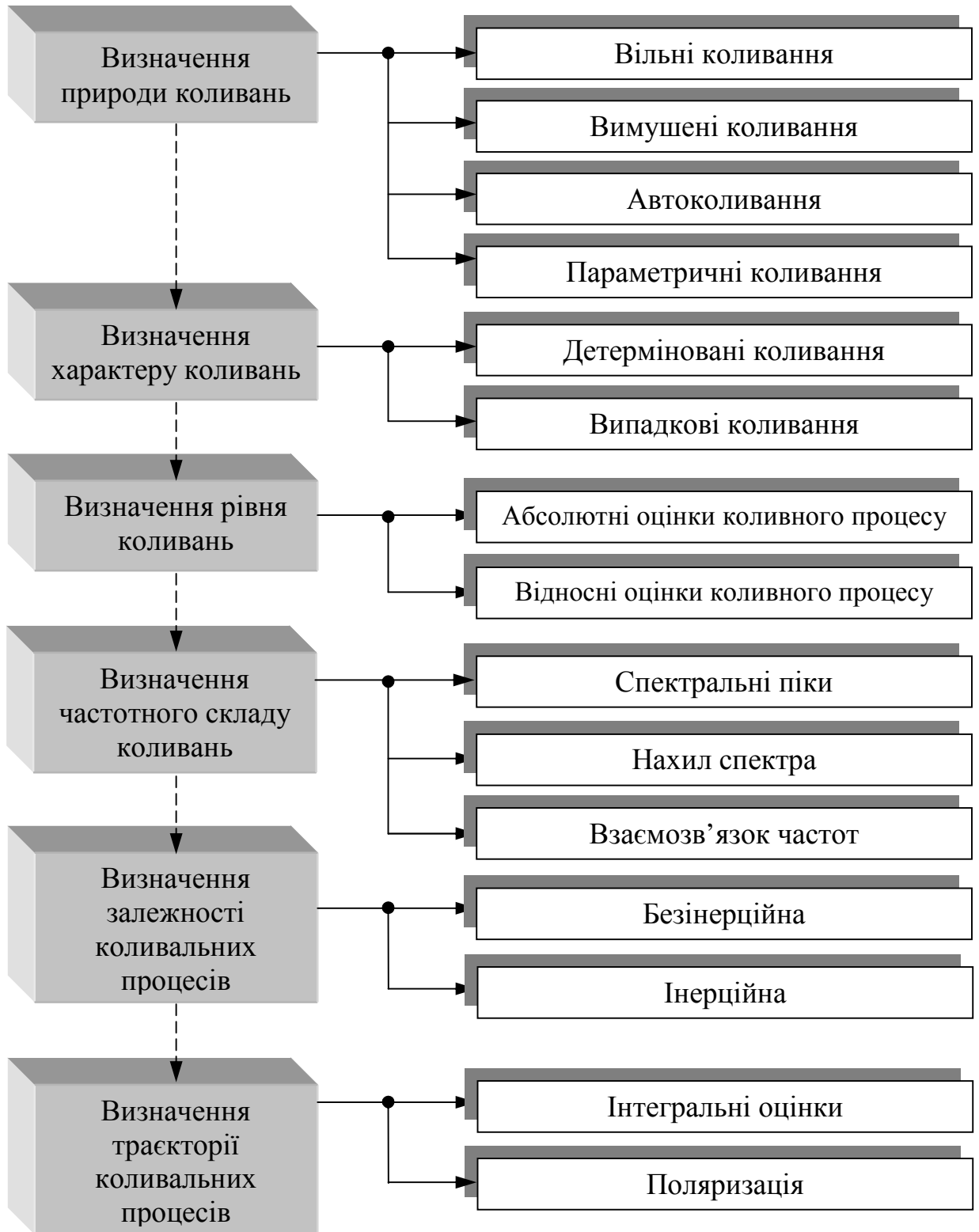


Рисунок 1.2 – Схема дослідження властивостей та параметрів коливань трубних та штангових механічних систем

Тому, у відповідності із [11 – 16] сформульовано наступні основні умови забезпечення енергоефективності трубних та штангових колон в умовах динамічного навантажування:

- забезпечення стійких енергоощадних режимів роботи;
- усунення або зменшення нестационарних пікових чи ударних навантажень, здатних спричинити руйнування елементів колон;
- зменшення амплітуди циклу навантажень на елементи колон з метою забезпечення залишкового ресурсу по втомній міцності, що актуальним для елементів, які мають концентратори напружень (різьбові з'єднання, галтелі, спряження, зварні елементи, та ін.);
- здійснення віброзахисту шляхом обмеження амплітуд вібропереміщень та віброприскорень в заданому діапазоні частот для зменшення негативної дії коливань на вузли та елементи механічних систем.

1.2 Аналіз існуючих досліджень динаміки трубних та штангових колон для буріння та експлуатації свердловин

Буріння та експлуатація глибоких вертикальних та скерованих нафтових та газових свердловин, як відомо, є складним багатофакторним процесом. За останні десятиліття, поряд з важливими питаннями удосконалення технології проведення бурових робіт, покращення якості експлуатації свердловин, підвищення довговічності обладнання, усе більшу значимість і пріоритетність набувають питання інжинірингу, пов'язані з впливом динамічних процесів на раціональне та ефективне використання енергоресурсів.

При роторному та суміщеному способі буріння, частка якого неухильно зростає, передача енергії від гирла до вибою здійснюється за допомогою БК, що має при малому поперечному перерізі досить велику довжину. Як показали дослідження останніх десятиліть, динамічні процеси, що відбуваються в системі “бурильна колона - долото – вибій”, створюють

досить істотний вплив як на довговічність бурильного інструмента, так і на ефективність руйнування гірських порід. Це підтверджують численні теоретичні та експериментальні дослідження вітчизняних науковців [17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31]. Активні дослідження в цій області ведуться й за межами України, про що свідчать численні публікації за даною тематикою [32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47].

У процесі проводки свердловини у БК виникають пружні хвилі, що переносять енергію коливань і визначають динаміку процесу руйнування гірської породи. Більш глибокі дослідження динамічних процесів у БК дозволяють знайти нові резерви підвищення енергоефективності буріння. Слід зазначити, що питання, енергоефективного буріння, стали приваблювати вітчизняних інженерів і вчених порівняно недавно. Причиною цьому є надто відчутні енергетичні втрати через невідповідність існуючих математичних чи числових моделей динаміки БК реальним умовам.

За різними даними [17, 29, 34, 36, 37, 38, 43, 45] механічна енергія, яка доводиться до руйнування породи вибоєм становить близько 30-40% від загальної приведеної на гирлі. Як стверджують дослідники [36, 38, 43, 45], основною причиною цьому є втрата підведеної потужності на подолання тертя БК об стінки свердловини. Проте окрім зазначених, недослідженими в цьому напрямі є енергетичні втрати внаслідок нерівномірного та ексцентричного обертання ділянок БК у свердловині, особливо при бурінні глибоких скерованих свердловин. Автори [37, 38, 40, 43, 44] відзначають, що подібні явища тісно пов'язані із хвильовими процесами у БК і залежать від жорсткості та інертності її компоновки.

БК є механічною системою, яка за певних умов приймає участь у генеруванні, розвитку й поширенні поздовжніх, поперечних та крутильних коливань. При взаємодії шарошкового долота з вибоєм свердловини, у БК виникають як поздовжні так і крутильні коливання, які в загальному випадку можна розділити на низько- та високочастотні [17 – 21, 32 – 34]. До низькочастотної групи відносять коливання, частота яких лежить у діапазоні

3-20 Гц, високочастотної - у діапазоні 20 - 170 Гц. Основними причинами виникнення поздовжніх коливань відзначають стрибкоподібний характер руйнування вибою, зубчаста робоча поверхня долота, пульсація тисків бурового розчину, неоднорідність і тріщинуватість гірських порід й ін. [1, 17 – 21, 31 – 38, 43, 45 – 47].

Сам факт існування коливань породоруйнівного інструмента говорить про те, що не вся підведена до вибою енергія затрачається на руйнування гірської породи [1, 17, 19, 29, 37, 38]. За різними оцінками, витрати енергії, що йдуть на підтримку режиму вимушених коливань БК, можуть досягати 25-30% від загальної потужності вибійного двигуна [36, 37, 38 та ін.].

Поперечні коливання БК відбуваються через поздовжній згин труб та дію відцентрових сил, які збільшуються пропорційно квадрату кутової швидкості обертання [1, 17 – 21, 32, 37]. Відцентрові сили при обертанні бурильних труб виникають переважно внаслідок зміщення центра ваги бурильних замків від осі свердловини, неточності при виготовленні самих замків і різьбових з'єднань, а також різностінності та овальності труб. При цьому бурильні труби створюють динамічну дію на стінки свердловини, що сприяє їх інтенсивному руйнуванню [17, 29, 34, 36 – 38, 43 – 47], обвал порід і утворення жолобів у таких випадках можливі не тільки в м'яких, але й у твердих породах.

Крутильні коливання супроводжуються закручуванням-розкручуванням БК, що призводить до зміни кутової швидкості обертання відносно миттєвої осі обертання, коливанням крутного моменту та зусилля різання-сколювання породи. При цьому, як показують дослідження [50, 51, 52, 53] у свердловині можуть виникати три види обертання БК: пряма прецесія – Φ_1 (ділянка БК обертається навколо власної осі та осі свердловини); орієнтований згин – Φ_2 (ділянка БК обертається навколо власної осі); зворотна прецесія – Φ_3 (ділянка БК обертається навколо власної осі та перекочується по стінках свердловини). Також можуть виникати перехідні (хаотичні) процеси обертання.

Автори [34, 37, 38, 48, 50, 54] зазначають, що явище зворотної прецесії Φ_3 вкрай небажане для енергоємності процесу буріння та довговічності бурильного інструменту. Вона чітко проявляється за стрибкоподібним збільшенням додаткової потужності N_D та потужності на руйнування вибою $N_{рв}$, зменшенню механічної швидкості буріння v_M (рис. 1.3) або збільшенню осьового навантаження на вибій P_{oc} [34, 48, 54]. Ознакою виникнення кочення БК при її холостому обертанні та при доходженні до вибою є підвищення зусилля проштовхування колони в свердловині, а також підвищення вібрації бурильного інструменту.

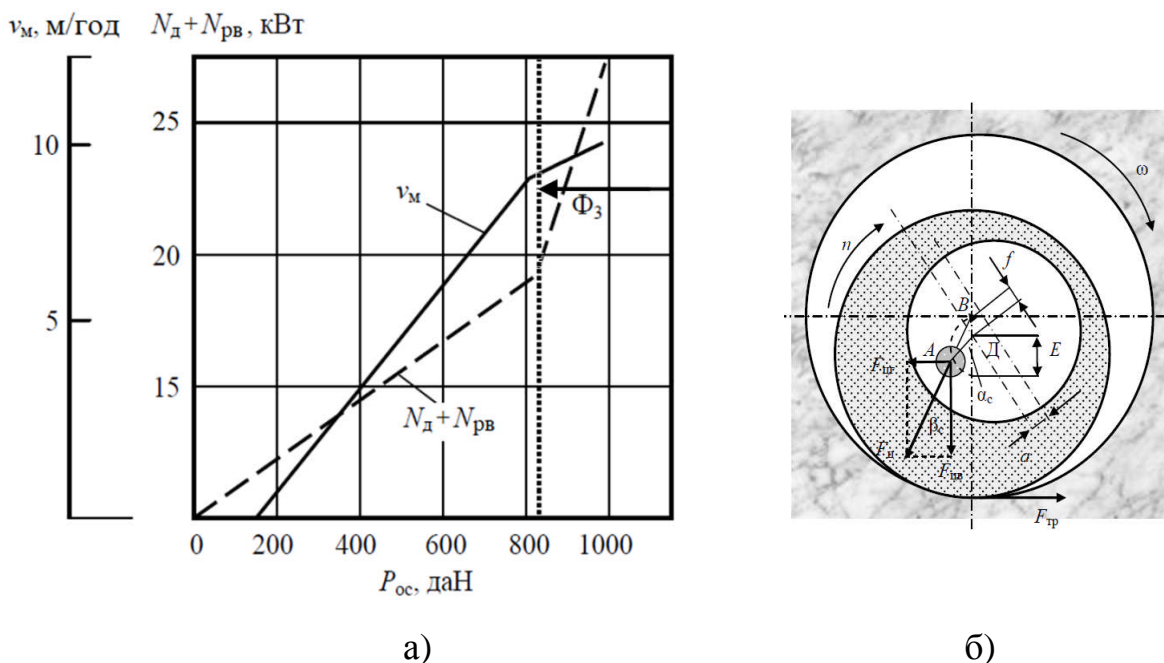


Рисунок 1.3 – Залежність додаткової потужності N_D і потужності на руйнування вибою $N_{рв}$ та механічної швидкості буріння v_M від осьового навантаження P_{oc} ($\omega=1015\text{об/хв}$) а), обертання перерізу КНБК із зміщеним центром ваги б)

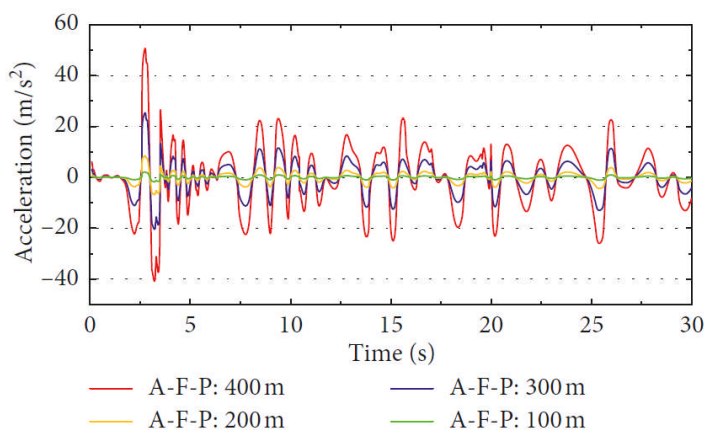
Результати досліджень [34, 39, 48] показали, що існує ще одна форма обертання ділянки БК, для якої вектор відцентрових сил не збігається з радіус-вектором точки локального торкання колони зі стінкою свердловини, що може виникати через недосконалості самої колони. Хаотичність

розподілу центрів мас поперечних перерізів по довжині БК досліджено та підтверджено в [55, 56, 57]. У цьому напрямі проводилися дослідження динамічних процесів у компоновках низу бурильної колони (КНБК) із зміщеним центром ваги [42, 50, 58, 59]. Результати використання ОБТ із зміщеним центром ваги показують, що відбувається приріст механічної швидкості буріння на 24 %, число відпрацьованих доліт (незважаючи на ріст швидкості) при цьому не збільшується, зменшується вібрація БК і зменшується кількість втомних руйнувань різбових з'єднань труб. Крім того, автори відзначають покращення якості стовбура свердловини, що позитивно впливає на спуск - підйом БК.

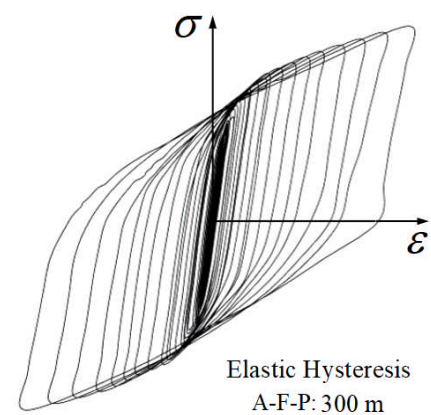
Ефективна робота глибинного бурового обладнання досягається попередженням передчасного спрацювання та відмов елементів БК, вибійних двигунів і доліт, своєчасною і доцільною заміною зношеного обладнання, усуненням небажаних вібрацій. Значний внесок у вивчення питань оцінки технічного стану вибійного бурового обладнання внесли роботи багатьох авторів: [22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31]. Для оцінки технічного стану обладнання ними запропоновані різні методи та критерії. Одні з таких критеріїв пов'язані з оцінкою рейсової і механічної швидкості буріння, із проходкою долота, з оцінкою рівня питомих енергозатрат. Інші критерії отримані при оцінці параметрів випадкових коливань осевого навантаження і тиску промивної рідини в діапазоні інфранизких частот. Встановлено, що низькочастотні коливання зменшують ресурс доліт на 25-30 %, а в ряді випадків – 50%. Роботи [22 - 29,] містять результати статистичного аналізу відмов БК. Зокрема відзначено, що частка їх корозійно-втомного руйнування від загальної кількості аварій на бурових підприємствах за різними даними становить від 62 % до 85 %. та зроблено висновок, що аварійність БК залишається високою, незважаючи на впровадження нових конструкцій та покращення якості їх елементів і з'єднань, дотримання правил експлуатації. Кількість втомних пошкоджень та руйнувань БК перебуває в прямій кореляції з інтенсивністю процесів динамічного навантажування її елементів.

Результати досліджень експлуатації КНКТ [60, 61, 62, 63, 64] показують, що її інтенсивні коливання відбуваються за рахунок неусталених газодинамічних процесів, що відбуваються як при відборі, так і при закачуванні газу у ПСГ, оскільки при експлуатації ПСГ нагнітання та відбір газу по чергово та посезонно змінюється і триває кілька місяців. У свердловинах газових родовищ – навпаки, пластовий тиск змінюється поступово від максимального до мінімального на протязі багатьох років. Внаслідок пульсації газових потоків тиск на стінки КНКТ у різних її перерізах змінюється не однаково, що є причиною інтенсивних поперечно-згинальних та незначних поздовжніх коливань, втомне руйнування, ослаблення та само розгвинчування НКТ [63, 64, 65].

В роботах [66, 67, 68] проведено аналіз параметрів роботи свердловин та КНКТ в режимі вимушених коливань з використанням автоколивальної моделі Лотки-Вольтера. Для дослідження впливу пульсації газу на напружено-деформований стан елементів газліфтних колон авторами [69] побудовано математичні та числові скінчено-елементні моделі автоколивань, на основі яких отримано часові віброграми, діаграми циклічного пружного гістерезису та прогнозовані дефекти.



а)



б)

Рисунок 1.4 – Комплексна віброграма а) та діаграма пружного гістерезису перерізу КНКТ б)

Статистичний аналіз проведений у [70, 71, 72] зазначає, що аварії з КНКТ, під час їх експлуатації, є доволі поширене явище. Так, наприклад, дані по прикарпатському регіону [70] 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 %. При цьому спостерігається наступний характер відмов КНКТ: втрата герметичності різьбових з’єднань – 80,2 %; наявність отворів в тілі труб – 2,6%; тріщини в тілі труб – 6,2 %; інші – 11 %. Авторами [64] відзначено, що при експлуатації високо дебітних свердловин Більче-Волицько-Угерського ПСГ філії УМГ “Львівтрансгаз” найбільший відсоток саморозгвинчування 30% відбувався для НКТ Ø168мм, що були вставлені в експлуатаційну колону Ø219мм.

При роботі ШСНУ на похило-скерованих свердловинах одним з основних елементів, що лімітує їх надійність та продуктивність є КНШ. Теоретичні та експериментальні дослідження виявили суттєвий вплив діючих навантажень на працездатність КНШ [73, 74, 75, 76, 77, 78]. Тому практичний інтерес представляють встановлення закономірності розподілу діючих навантажень по довжині КНШ та визначення їх абсолютних значень. На сьогодні авторами [73–78] запропоновано велику кількість залежностей для розрахунку екстремальних навантажень, проте більшість з них виявились досить громіздкими та давали задовільні результати тільки у вузьких межах промислових умов.

Оптимізації питомого енергоспоживання ШСНУ і розробці алгоритму для її реалізації присвячено роботи [74, 76]. Для підвищення точності результатів використовуються дані динамо- та ваттметричних досліджень свердловин, а також враховуються геометрична конфігурація свердловини, параметри КНШ, в’язкість, обводненість і газовміст пластової рідини. Представлені на рисунку 1.5 результати розрахунків питомого енергоспоживання з використанням моделі (5), вказують на те, що найменше

питоме енергоспоживання досягається при найменшій частоті хитань балансира й максимальній довжині ходу штока.

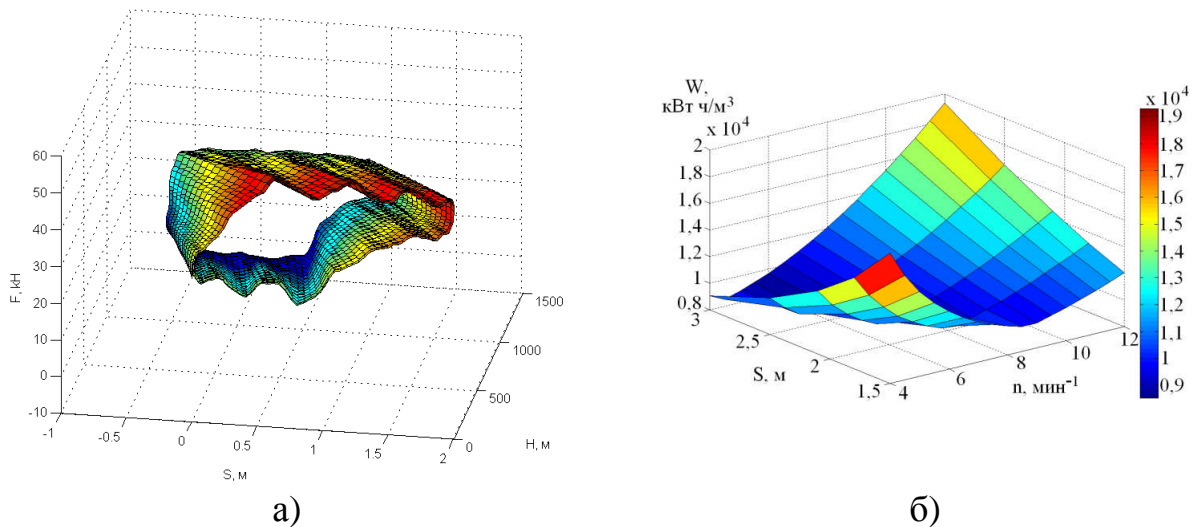


Рисунок 1.5 – Комплексна динамограма а) та діаграма питомого енергоспоживання б) ШСНУ [76]

В роботах [78, 79] на основі числового моделювання та параметричної оптимізації показано, що найкращий розподіл інтенсивності циклів навантаження має профіль конічної прямокутної різьби. Розроблені моделі дозволяють синхронізувати напрями руху КНШ в рідині в порожнині КНКТ і тим самим зменшити навантаження та напруження в штангах при підйомі в'язкої нафти, а також мінімізувати їх відмови.

Для статистичного аналізу на свердловинах НГВУ "Надвірнанафтогаз" за три роки (2002-2004 рр.) авторами [80, 81] опрацьовано дані, які характеризують експлуатаційні фактори і відмови: діаметр плунжера свердловинного насоса, глибина спуску насоса, глибина обриву колони штанг, тип відмови, газовий фактор, обводненість продукції, наявність парафіно-смолистих відкладень, інтервал кривизни свердловини. За результатами аналізу встановлено частки відмов КНШ: обрив муфти – 21,7%, обрив різьби штанги – 18,6%, обрив по тілу насосної штанги – 11,3%, обрив плунжера насоса – 3,1%, відгвинчування – 7,2%, обрив полірованого штока – 8,2%, заміна полірованого штока – 29,9%.

Попри все сказане, важливу роль серед загальної кількості теоретичних і експериментальних досліджень нафтогазового обладнання відіграють також розроблення та використання сучасних систем технічної діагностики для контролю динамічних процесів.

1.3 Сучасні системи та методи контролю динамічних процесів трубних колон в умовах експлуатації

На даний час контроль динамічних процесів, що відбуваються в БК та здійснюється з використанням систем автоматизованого управління (САУ) процесом буріння [82,83, 84]. Такі системи призначені для збору й обробки інформації, розрахунку оптимальних параметрів буріння, підтримки заданих або розрахованих режимів буріння, оперативного управління процесом, а також для захисту обладнання від перевантажень і запобігання аварій та ускладнень. САУ процесом бурінням фірми-виробники виготовляють у вигляді простих пультів моніторингу (від 5 до 6 параметрів буріння), так і складних - для контролю до 32 механічних, гідравлічних, реологічних і технічних параметрів. У США використовується понад 80 подібних систем, аналогічні є в Німеччині, Норвегії, Канаді, Китаї, Франції та інших країнах.

Система SDS фірми "Beroid" (США), є замкнутою САУ зі зворотним зв'язком, має у своєму складі систему комплексного дослідження параметрів, за допомогою якої реєструє й видає після обробки 55 параметрів, 24 з яких реєструється первинними давачами. Бібліотека комп'ютера містить 18 стандартних програм, за допомогою яких вирішуються завдання: управління буровим обладнанням; аварійна сигналізація; збір та аналіз геологічної інформації (літологія, виділення колекторів, визначення колекторських властивостей і характеру насичення); аналіз даних (прогнозування тисків, проблеми, пов'язані із промивними рідинами); оптимізація (гідравліка, вибір доліт, типу промивної рідини її густини, вибір навантаження на долото й швидкості його обертання); планування буріння наступних свердловин.

Система фірми “Drill-Au Mation Inc” (США) управляє процесом буріння за допомогою САУ з використанням зворотного зв'язку. Вона дозволяє повністю розраховувати більшість бурових операцій і вирішує наступні завдання: збір та обробку первинної інформації; оптимізацію механічного буріння; розрахунок програми робіт в аварійних ситуаціях; визначення даних і властивостей бурового розчину й гідравлічної системи; управління процесом буріння; управління процесом запобігання викиду при бурінні і СПО та аварійна сигналізація.

Система Date фірми “Martin-Decker” (США) призначена для збору й регулювання параметрів з метою досягнення мінімуму енергозатрат на 1 фут проходки. Відмінною рисою системи є запис первинної та іншої інформації на магнітний або оптичний носій з наступним введенням для аналізу на комп'ютері. Такий спосіб заощаджується час, що затрачається іншими системами на перевід даних у двійковий код, що по тривалості більше, ніж сам аналіз. Розв'язувані завдання: оптимізація буріння й промивання; аналіз якості та витрати бурового розчину; аналіз даних вимірювання кривизни свердловини.

Система фірми “Dokhorn” (Німеччина) є інтегрованою САУ, яка використовує параметри вібрації верхньої частини бурильної колони з метою визначення моменту входу породоруйнівного інструменту у тверді породи. За допомогою ЕОМ система управляє режимними параметрами, але основне її призначення – це вирішення завдань збору й обробки первинних параметрів, оцінка властивостей бурового розчину, проведення хроматографічного аналізу газу та аварійна сигналізація.

Система “Commander” фірми “Halliburton Imko Service” (США), містить програмний блок для вирішення завдань гідравліки буріння, підтримки заданої швидкості проходки, визначення тиску на насосах, визначення складу бурового розчину, визначає змінні коефіцієнти, що забезпечують оптимальність технології буріння.

Система фірми “Humble Oil & Refining” (США, Канада), здійснює пошукове буріння для оцінки умов поточного буріння з використанням 5-ти точкової схеми, виконує розрахунки оптимальних параметрів буріння, регулює осьове навантаження й частоту обертання долота відповідно до результатів розрахунку.

Система “Леуза-2” фірми “Геофізика” (Росія) призначена для безперервного контролю та реєстрації основних технологічних параметрів буріння. У серійному варіанті станції “Леуза-2” контролюються наступні первинні параметри: - вага бурильної колони на гаку; - крутний момент на долоті; - тиск та густина бурового розчину на вході з свердловини; - витрата бурового розчину на виході з свердловини; - глибина свердловини. При необхідності станція може комплектуватися додатковим набором датчиків для виміру електропровідності промивної рідини на вході/виході; температури бурового розчину на вході/виході; момент на ключі; сумарний газовміст й ін., усього до 32 параметрів.

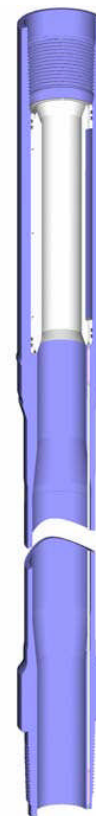
Системи “Drilling Office” фірми “Schlumberger” та “Total Drilling Performance” фірми “Halliburton” (США, Франція) [85, 86, 87, 88] у автоматизованому режимі дозволяють вирішувати такі задачі, як створення геометричного плану свердловини для визначення геологічних цілей; моделювання сценаріїв розташування свердловин, що дозволяють уникнути їхнього перетину; розробка компоновки бурильного інструменту; моделювання конструкції свердловини; аналіз динамічного напруженого стану бурильної колони з врахуванням механічних властивостей порід; розрахунок втрат тиску бурового розчину, аналіз процесу промивання; планування і відстеження ходу бурових робіт, вибір запланованих і актуальних даних для наступного аналізу; моделювання викиду газу; проектування цементування; моделювання температурних режимів, тощо.

Більшість САУ входять до складу телеметричних систем, що споряджені спеціальними автономними датчиками, які на основі свердловинних вимірювань дають точну інформацію про динаміку

бурильного інструменту та процес буріння [87, 88]. Давачі, що використовуються в таких телеметричних системах вимірюють вібрації, навантаження на долото, крутний момент на долоті, тиск і температуру в кільцевому просторі свердловини, а також цілий ряд інших параметрів [90]. Ці вимірювання дають можливість оптимізувати параметри режиму буріння, мінімізувати ризики, пов'язані із втомою елементів бурильної колони та запобігти їх передчасному руйнуванню. Конструктивно вони об'єднуються у блоки вимірювання (рис. 1.6), що можуть встановлюватися в різних точках бурильної колони. З використанням сучасних технічних засобів проводиться передача та обробка зареєстрованих даних (рис. 1.7), на основі яких встановлюються характер та інтенсивність коливань, їх вплив на роботу бурильного інструменту, можливі способи їх зменшення та попередження небажаних наслідків (рис. 1.8).



а)



б)

а) зовнішній вигляд; б) монтаж в БК

Рисунок 1.6 – Телеметричний блок для контролю динаміки БК

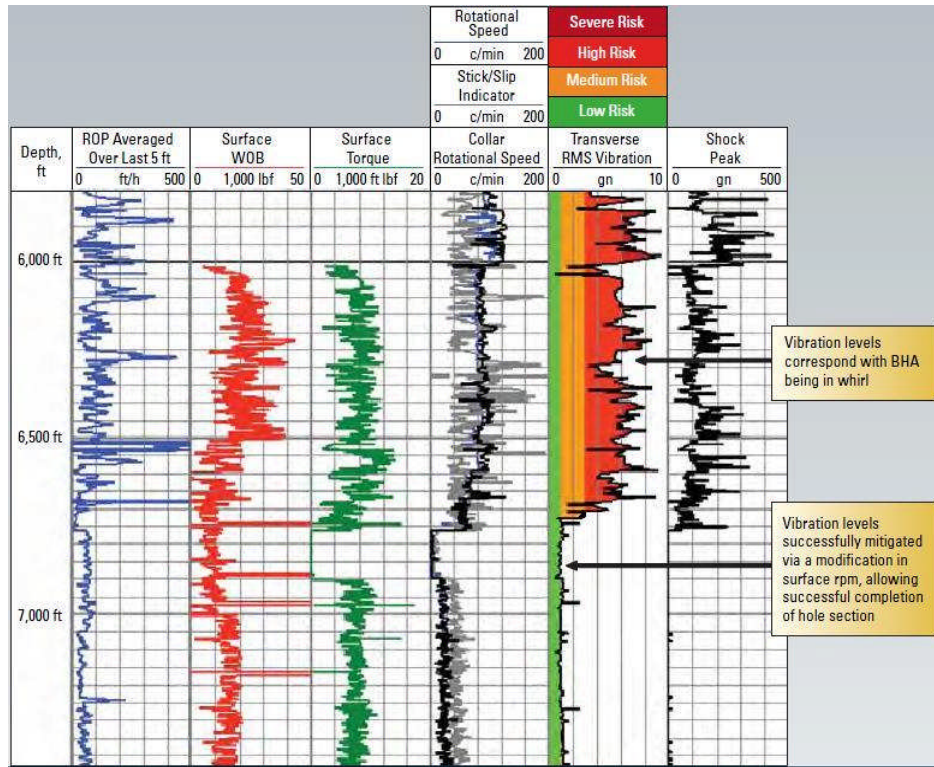


Рисунок 1.7 – Реєстрація свердловинних параметрів в процесі буріння системою “Drilling Office”

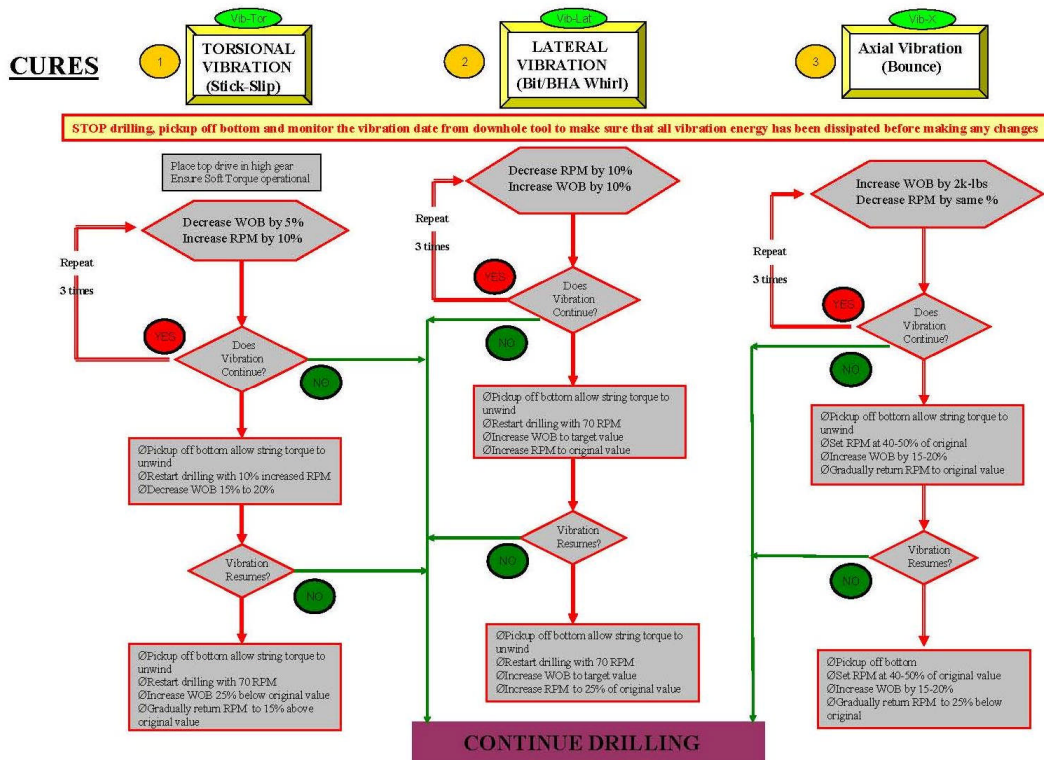


Рисунок 1.8 – Схема контролю вібрації системою “Drilling Office”

При роботі зазначених систем використовуються низка спеціалізованих програмних комплексів [89]. Ппрограминий комплекс “Wellplan” (рис.1.9) призначений для складання техніко-технологічної частини проекту буріння свердловин на основі детального моделювання роботи бурового свердловинного обладнання, оптимізації процесів первинного розкриття, промивання й цементування, у тому числі із залученням результатів відпрацьовування технологій на сусідніх свердловинах. До багаторівневого пакету “Wellplan” входять наступні функціональні модулі: моделювання роботи й вибору компоновки низу бурильної колони; розробка програми цементування свердловини; оптимізація режимних параметрів буріння свердловин; попередження аварійних ситуацій; визначення місця прихоплення труб у свердловині та ін..

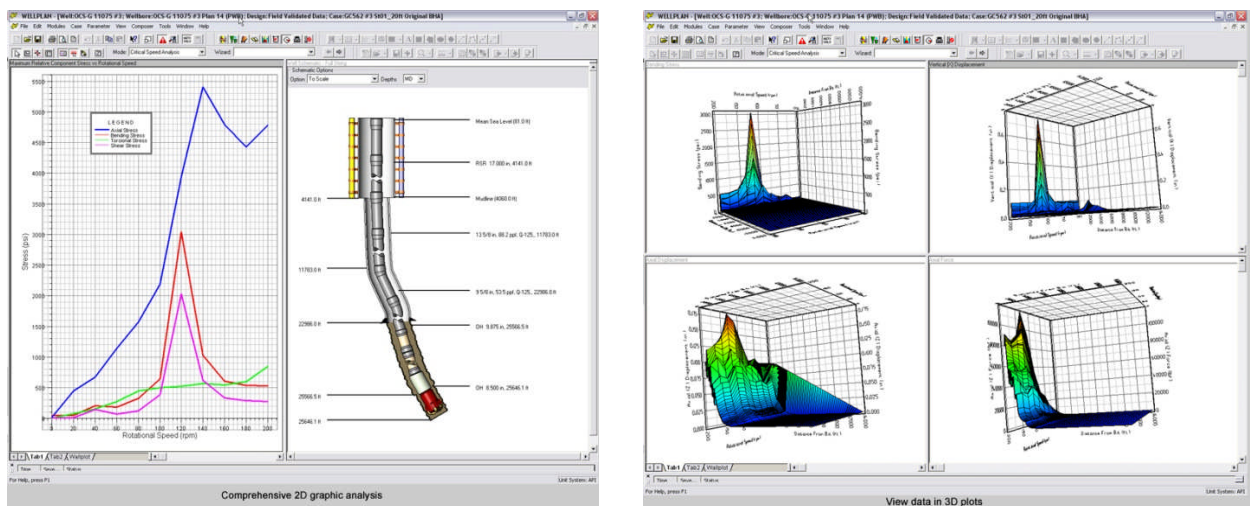


Рисунок 1.9 – Робочі вікна пакету “Wellplan”

На сьогодні для контролю динамічних процесів у КНКТ при відборі чи закачуванні газу використовують віброакустичний, тензоманометричний та геофізичний методи. На практиці кілька датчиків для вимірювання віброприскорень (акселерометри) включають до складу автономних свердловинних блоків вимірювання (зондів) (рис. 1. 10), що дають інформацію про вібрацію довільних перерізів КНКТ [91, 92]. Конструктивно

вісь одного з датчиків, що реєструє вертикальні коливання розташована паралельно осі зонда, а осі двох інших, які реєструють горизонтальні коливання – перпендикулярно цій же осі. За таким же самим принципом розташовують і тензодатчики для вимірювання напружень в перерізах КНКТ.

- 1 – корпус з акселерометрами; 2 – важіль фіксації;
3 – зрівноважуючий баласт; 4 – комутаційний роз'єм.

а)



б)

- а) блок датчиків віброприскорень; б) датчик динамічного тиску

Рисунок 1.10 – Апаратура для контролю динаміки КНКТ

Датчиками динамічного тиску вимірюють тиск газу в КНКТ біля гирла свердловини [91]. Вони можуть використовуватися як самостійно, так і у складі портативних систем діагностування, дія яких базується на реєстрації високошвидкісних імпульсних процесів [92]. Геофізичний метод полягає у визначенні поточної глибини вибою свердловини, положення муфтових з'єднань; глибини спуску КНКТ.

Тому, як бачимо, для отримання достатньо точної та повної інформації про перебіг динамічних процесів у трубних та штангових колонах ефективним є застосування розрахункових методів математичного моделювання, що доповнюються експериментальним дослідженням [92]. Це зумовлено наступними чинниками. По-перше, результати експериментальних досліджень служать основною вихідною інформацією для розв'язку задачі ідентифікації складної механічної системи, побудова математичної моделі

яких є трудомісткою, недостатньо точною та не завжди можливою [92, 93]. По - друге, експеримент є засобом дослідження динамічних процесів бурового обладнання з метою його діагностування, що суттєво підвищує якість його функціонування та надійність. По - третє, експериментальне вивчення досліджуваних явищ дозволяє оцінити результати дослідження з точки зору перевірки методів розрахунку та математичного моделювання. На основі експериментальних досліджень можна провести порівняння експериментальних та розрахункових даних, отримати об'єктивну оцінку динамічної поведінки БК та її елементів, а також підтвердити ефективність реалізованих конструктивних заходів, що дозволяє розглядати експериментальні дослідження як важливу частину діагностики, контролю енергоефективності та надійності [9, 32, 63, 76, 80].

1.4 Сучасні системи та методи контролю динамічних процесів колони насосних штанг в умовах експлуатації

Динамічні процеси, що відбуваються в КНШ в значній мірі залежать від динаміки ШСНУ. На сьогодні існує багато методів і засобів контролю за станом ШСНУ [73, 75]. Деякі з них перевірені на практиці, інші перебувають на стадії розробки чи впровадження. До останніх відносяться методи, що базуються на застосуванні складних математичних моделей, які реалізуються з використанням спеціальних програмних продуктів [94, 95, 96, 97]. Однак, як показує практика, сьогодні відсутні загальноприйняті промислові методи і засоби технічної діагностики ШСНУ в процесі експлуатації, на що вказують чисельні аварійні ситуації, пов'язані з руйнуванням елементів КНШ та її обривом [77, 81]. Серед основних сучасних методів моніторингу динамічних процесів та діагностування КНШ і ШСНУ слід виділити динамометричний, ватметрографічний та вібраційний.

Основним методом контролю за динамікою КНШ на сьогодні залишається динамометричний метод, на основі якого розроблені

різноманітні алгоритми побудови динамограм, та перерахунку їх, при необхідності, в плунжерні з використанням як стаціонарних, так і мобільних автоматизованих систем. При цьому аналіз динамограми дозволяє досить точно оцінити характер навантажування глибинного обладнання, судити про низку його несправностей, відхилення режиму відкачування від оптимального й оцінювати продуктивність ШСНУ [73 - 76]. Основним недоліком зазначеного методу є суттєва похибка при визначенні навантаженості КНШ, що працюють в свердловинах з так званим “динамічним режимом”, а також вплив дефектів редуктора, привідного електродвигуна і неврівноваженості верстата-качалки на покази динамографа. Шляхи підвищення достовірності динамометричного методу лежать в площині врахування все більшої кількості експлуатаційних параметрів ШСНУ [98] (геометрія свердловини, характеристики свердловинної рідини та ін.) та вдосконалення методів обробки динамометричної інформації з використанням новітніх засобів обчислювальної техніки.

Ватметрографічні методи розвиваються у двох напрямках: перший - перерахунок ватметрограм у динамограми з наступним використанням методів аналізу динамограм [76, 78, 97], що дозволяє використати всі напрацювання, здійснені в процесі розвитку динамометричного методу; другий – на основі аналізу безпосередньо кривих споживаної потужності, що допускає використання аналогічних принципів діагностування, що і для динамометричного методу (виділення характерних ознак кривої, порівняння з еталонними кривими), але в застосуванні до ватметрограм. Ватметрографічні методи додатково дозволяють визначати наявність дефектів наземного обладнання, однак для коректності аналізу для кожної ШСНУ слід враховувати не тільки експлуатаційні параметри підземного обладнання, але і кінематичні параметри верстата-качалки та характеристики електродвигуна, а для підвищення точності аналізу – ще й характеристики механічних передач приводу. За останні роки досліджено можливість

визначення поточних значень динамічного рівня нафти у свердловині та динамограми роботи штангового глибинного насоса ватметрографічним методом з використанням штучних нейронних мереж [97].

Основною особливістю вібраційних методів є використання як джерела інформації про технічний стан ШСНУ характеристик коливних процесів, що супроводжують роботу установки, і розповсюджуються по КНШ, як механічному каналі зв'язку та реєструються на гирлі свердловини [79, 94, 95]. Саму КНШ при цьому можна розглядати як складну, довгомірну, динамічну систему з розподіленими параметрами, елементи якої при взаємодії генерують коливання в широкому діапазоні частотного спектру. Мала інерційність і значна швидкість їх розповсюдження обумовлюють миттєву реакцію вібраційного сигналу на зміну стану досліджуваного об'єкта, що є дуже важливим при небезпеці виникнення аварійних ситуацій.

Протягом останнього десятиліття спектр контролю за динамікою КНШ розширився завдяки застосуванню новітнього динамометричного гирлового та свердловинного вимірювального обладнання [99, 100]. Так, завдяки багаточисельним комплексним тестуванням на свердловинах фірмою Nelgar Oilfield Services Ltd. розроблено бездротовий динамометр N.E.R.D.TM (рис. 1.11) [99]. Особливістю цього динамометру є цілодобова реєстрація параметрів, їх передача по бездротовому каналу зв'язку на портативну станцію та оперативний аналіз про технічний стан КНШ та свердловинного насоса. В режимі реального часу прилад здійснює реєстрацію коливання, віброшвидкості, вібропришвидшення та навантаження гирлового штоку КНШ. Крім того він надає точні відомості про ефективність роботи насоса та його очікувану продуктивність, що дозволяє виявляти порушення роботи і прогнозувати несправності.



а)



б)



в)

а) зовнішній вигляд динамометра; б) блок прийому даних;
в) монтаж динамометра на ШСНУ

Рисунок 1.11 – Система динамометрування N.E.R.D.™

Робота динамометра керується спеціальною автоматизованою системою “Nelgar Well Optima”, основною виконавчою програмою якої є програма “DinamoGraph” (рис. 1.12) [99]. Програма забезпечує обробку масивів даних, отриманих як у вигляді окремих файлів, формованих системою телемеханіки, так і переписаних з карти пам’яті; формує архів даних по дослідженнях свердловин; виконує оперативний технічний звіт по добовій роботі ШСНУ. Безперервна робота автоматизованої системи забезпечує контроль зміни навантаження непрямым методом по зміні діаметра штока та контроль переміщення за допомогою акселерометра.

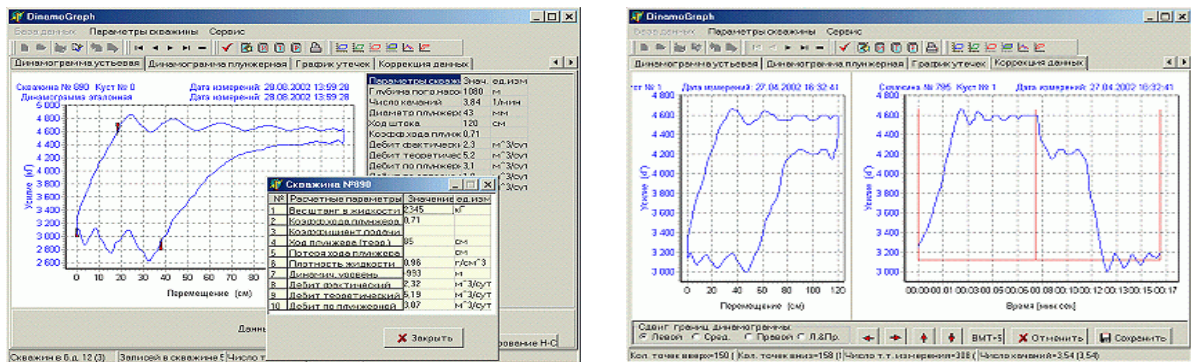


Рисунок 1.12 – Робочі вікна програми “DinamoGraph”

Результати вимірювання із графіком динамограми у автоматичному режимі відображаються на вбудованому графічному індикаторі. По завершенню вимірювання всі результати зберігаються в електронному протоколі, у тому числі: номер свердловини, час та дата проведення дослідження, довжина ходу підвіски, частота ходів і т.д. Електронний протокол в подальшому передається на візуалізатор, планшет, або портативний комп’ютер. Програма також забезпечує збір, візуалізацію та підготовку електронних звітів.

Подібними можливостями володіє програмно-апаратний комплекс (ПАК) “КДС” [100]. Він призначений для комплексного дослідження ШСНУ, методами контролю й вимірювання статичних і динамічних рівнів, зняття

гирлових динамограм. Діагностика поточного стану глибинного насосного обладнання, розрахунок параметрів роботи ШСНУ й системи “пласт-свердловина-насос” здійснюється за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення. До складу ПАК “КДС” входять електронний прилад, тензометричний давач навантаження, давач генерації та прийому акустичних сигналів, комплект кабелів для підключення давачів і зв’язку динамографа із комп’ютером, програмне забезпечення “SRP-test” (рис.1.13, 1.14).



а) електронний блок; б) давач навантаження;
в) давач генерації та прийому акустичних сигналів

Рисунок 1.13 – Система динамометрування ПАК “КДС”

За результатами реєстрації та аналізу складається звіт, що містить наступну інформацію:

- вид відмови та несправностей ШСНУ;
- значення максимальних і мінімальних навантажень на КНШ;
- значення розміру деформації НШ і НКТ;
- значення сили тертя штанг у підземній частині;
- значення напружень по довжині КНШ (максимальне, мінімальним і зведене) з обґрунтуванням правильності підбору штанг;

- значення втрат продуктивності насоса, пов'язані з витокami в насосі й НКТ, деформаціями штанг, НКТ, впливом газу;
- значення розрахункового дебіту свердловини по пластовій рідині (нафті) з урахуванням втрат продуктивності насоса;
- розрахунок середніх значень втрат продуктивності насоса й дебіту шпари за циклічними динамограмами;
- графік тесту стану клапанів і розрахунок витоків рідини в клапанних парах;
- графік діаграми й розрахунок величини динамічного/статичного рівнів рідини в свердловині;
- графік стану поточного балансування верстата-качалки, розрахунок встановлення противаг.

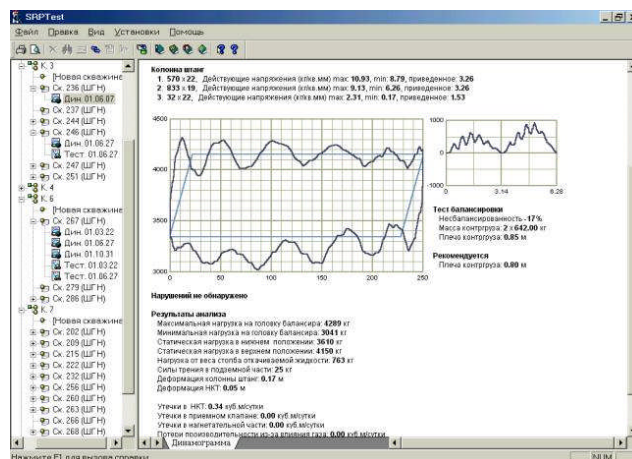


Рисунок 1.14 – Рабочее вікно програми “SRP-test”

Завдяки розширенню функціональних можливостей таких динамометричних станцій формуються тенденції по скороченню кількості й підвищенню надійності використовуваних динамографів вимагають пошуку нових способів одержання динамограм, а також більш глибокого аналізу ваттметрограм, що стимулює подальші розвиток досліджень у даній області.

1.5 Постановка завдань досліджень

Теоретичні та експериментальні дослідження динамічних процесів БК, КНКТ, чи КНШ є цілеспрямованою дослідницькою діяльністю експериментатора на об'єктах та засобах дослідження, що включає комплекс сучасних взаємодіючих випробувальних пристроїв, наукових приладів та комп'ютерного забезпечення. Сучасні вимоги до швидкості та точності обробки інформації, отриманої під час експерименту з широким розповсюдженням експериментальних методів дослідження нафтогазового обладнання зумовлюють необхідність автоматизації цих досліджень.

Методологія експериментальних та теоретичних досліджень й випробовувань [17 – 29, 32-40, 62, 63, 73 – 78] складає основу експериментальної динаміки бурового та нафтогазовидобувного обладнання. Тому в області подальших досліджень динамічних процесів трубних та штангових колон для буріння та експлуатації свердловин слід виділити такі задачі.

1. В процесі буріння внаслідок невдало вибраного режиму динамічного навантажування мають місце значні затрати БК механічної енергії. Особливо це стосується роторного та суміщеного способів, коли обертання криволінійних ділянок БК вимагають більших затрат енергії, на відміну від обертання прямолінійних. Для оцінки енергоефективності БК необхідно встановити залежності для визначення інертності її прогнаних ділянок, а також механічної роботи, що виконується рушійними силовими факторами на подолання сил тертя.

Основною причиною руйнування різьбових з'єднань КНКТ та їх само відгвинчування на режимах відбору та закачування газу у свердловину є нестационарні поперечно-згинальні коливання. Під час поширення таких коливань КНКТ володіє значною кінетичною та потенціальною енергією, трансформована частина яких у вигляді внутрішньої енергії спрямовується на руйнування елементів колони. Тому вирішити питання втомної міцності

елементів КНКТ планується на основі пошуку та обґрунтування енергетичного критерію втомної міцності.

На даний час експлуатація КНШ відбувається за відсутності достовірної інформації про дисипативні та демпфувальні складові динамічного навантажування її ступеней. На перехідних режимах роботи ШСНУ це може бути причиною можливого входження штанг ступеней в резонанс. Об'єктивна та достовірна оцінка рівня динамічного навантажування КНШ є можливою за наявності параметрів згасання та дисипації енергії її поздовжніх коливань.

2. Тертя викривлених ділянок БК об стінки свердловини та зміна моменту опору на долоті є основними причинами нерівномірності її обертання. Для обертання деформованої БК у свердловині із визначеною нерівномірністю затрачається певна кінетична енергія її махових мас, оскільки інертність деформованої колони є більшою, ніж прямолінійної. Тому є необхідність визначення моментів інерції прогнутих ділянок бурильної колони та її зведеного моменту інерції в цілому. За цими параметрами можна бути оцінити момент інерції і величину кінетичної енергії махових мас БК.

3. Буріння глибоких скерованих свердловин здійснюється породоруйнівними інструментами відносно малих розмірів. На даний час в переважній більшості випадків воно ведеться долотами ріжучого типу, які мають ряд суттєвих переваг над шарошковими. Проте існують ще невирішені питання стосовно динаміки різання та тертя порід різної твердості при поглибленні вибою. В цьому плані необхідно провести експериментальні дослідження поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту з долотами ріжучо-сколюючого типу, які матимуть різну кінематику та геометрію озброєння.

4. Буріння глибоких вертикальних, похило-скерованих та горизонтальних свердловин супроводжується безпосередньою дією на деформовану БК механічного опору – сил тертя, що діють в місцях

локального торкання її ділянок до стінок свердловини. При роторному та суміщеному способах буріння напрям дії та величина сил тертя визначатимуться характером одночасного поступального та обертального рухів перерізу БК. Для більш точної оцінки енергозатрат на подолання опору необхідно розробити математичну модель для дослідження сил тертя деформованої ділянки БК за умов руху точки її локального торкання до стінки свердловини по гвинтовій траєкторії.

5. Буріння глибоких вертикальних, похило-скерованих та горизонтальних свердловин роторним та суміщеним способом буріння супроводжується безпосередньою дією на БК двох корисних силових факторів – осьового навантаження та крутного моменту. Дані силові параметри в залежності від довжини ствола свердловини та її профілю постійно змінюються. На даний час, при дослідженні динаміки бурильного інструменту з точки зору його енергоефективності, до кінця не вирішеними є питання оцінки інтенсивності дії згаданих силових факторів при проштовхуванні та повертанні БК у свердловині. В цьому плані параметром, який визначає затрати механічної енергії на подолання сил тертя при проштовхуванні та повертанні БК у свердловині є механічна робота. Для її оцінки необхідно розробити математичну модель визначення роботи цих силових факторів в залежності від глибини свердловини.

Енергоефективність БК окрім величини та характеру динамічного навантаження залежить і від технічного стану її елементів. Тому для оцінки параметрів навантаженості та технічного стану БК в процесі буріння виникає необхідність у розробці та виготовленні технічних засобів вимірювання з їх подальшою апробацією в промислових умовах.

6. В процесі відбору та закачування газу у свердловину КНКТ внаслідок інтенсивних поперечно-згинальних коливань зазнає знакозмінних деформацій, що негативно впливає на її різьбові з'єднання. В ряді випадків це призводить до втомного руйнування та само відгвинчування труб, що неодноразово підтверджується даними промислових досліджень. Тому є

потреба у креативній математичній моделі, яка б максимально враховуючи дані промислових досліджень, давала оцінку напружено-деформованого стану елементів КНКТ.

7. Робота КНШ супроводжується інтенсивними поздовжніми коливаннями, параметри згасання та дисипації яких на даний час остаточно ще не встановлені. Дані параметри мають велике значення для оцінки демпфувальної та дисипативної складової осьового навантаження КНШ та поширення її коливань. В зв'язку з цим необхідно: розробити спосіб визначення коефіцієнту згасання коливань, за відомим значенням якого можна оцінити коефіцієнт динамічності колони і тим самим попередити можливий резонанс; за уточненими коефіцієнтами згасання та динамічності, а також реальними динамограмами розробити спосіб оцінки осьового навантаження КНШ в довільному її перерізі; за встановленими глибинними динамограмами оцінити коефіцієнт дисипації енергії коливань колони.

Аналіз існуючих методів теоретичного та експериментального дослідження коливань машин та механізмів [7, 9, 12, 16, та ін..] дозволяє зробити висновок про те, що мета дослідження динамічних процесів БК, КНКТ та КНШ завжди перебуває у відповідності з їх функціональним призначенням. Завдання дослідження в основному визначають специфіку методів та засобів дослідження: вибір та встановлення первинних перетворювачів та давачів, вибір параметрів, що вимірюються, розробка системи обробки і аналізу цих параметрів та її автоматизація, оптимізація розрахункової схеми трубної чи штангової колони для дослідження їх коливальних процесів, розробка методики оцінювання енергоефективності та напружено-деформованого стану їх елементів. Разом з тим можна виділити деякі загальні питання дослідження динамічних процесів, до яких відносяться в першу чергу задача виявлення та розпізнавання частот вимушених та власних коливань БК, КНКТ, КНШ з наступною ідентифікацією зовнішніх навантажень, джерел вимушених коливань та

інерційних параметрів колон. Також загальною та трудомісткою є задача побудови спектральних характеристик та форм коливань.

Виявлення взаємозв'язку між параметрами, що відображають рівень динамічного навантажування та технічний стан БК, КНКТ і КНШ, включає в себе також задачу пошуку інформативних ознак, розв'язок якої пов'язаний з обробкою та аналізом великих масивів експериментальної інформації. Накопичений до тепер досвід експериментального дослідження динамічних процесів трубних та штангових колон показує, що суттєве підвищення точності та ефективності їх аналізу можна досягнути за рахунок автоматизації досліджень, особливо на етапі отримання результируючих характеристик, таких як частотні характеристики, форми коливань і т.п.

Автоматизація досліджень коливань трубних та штангових колон полягає в швидкій обробці великих масивів даних; використанні різних процедур аналізу, спеціального сортування результатів, визначення точності розрахованих параметрів [12, 92]. Вона може бути реалізована найбільш ефективно на базі сучасних, високопродуктивних комп'ютерних систем. Разом з тим правильна та цілеспрямована постановка експерименту в сучасній динаміці машин нафтогазового обладнання передбачає наявність імітаційних моделей бурильної колони, що дозволяє конкретизувати задачу експерименту, правильно вибрати точки вимірювання та правильно спланувати весь хід експерименту. З точки зору [64, 69] застосування комп'ютерної техніки для розрахунку необхідних динамічних характеристик бурильної колони необхідні такі методи описання досліджуваної моделі, які б дозволили на основі аналізу інформації про структуру та параметри моделі отримати результат з мінімальними затратами машинного часу та часу підготовки вихідних даних. До числа таких машинно-орієнтованих методів відносяться методи теорії графів та теорії множин, що дозволяють формалізувати процедури побудови частотних характеристик та передавальних функцій БК, КНКТ і КНШ.

1.6 Висновки до розділу 1

1. В процесі своєї роботи БК, КНКТ та КНШ генерують різні за характером коливання, зміна параметрів яких у часі, як правило, відображає рівень його навантаженості. Для правильної оцінки рівня динамічної навантаженості та енергозатрат при експлуатації трубних та штангових колон необхідно мати інформацію про зміну характеристик їх коливань.

2. Комплексне дослідження коливань БК, КНКТ та КНШ здійснюється із використанням сучасних складних наземних та свердловинних вимірювальних систем. Свердловинні телеметричні вимірювальні системи є досить складними та дорогими і застосовуються в основному для проводки горизонтальних, рідше похило-скерованих та вертикальних свердловин. Очевидною є потреба в простих, ефективних та відносно недорогих технічних засобах та методах реєстрації коливань.

3. Зміна динамічних процесів БК, КНКТ та КНШ на даний час здійснюється такими способами: можливою зміною режимних параметрів буріння (експлуатації); включенням в компоновку колони регулюючих пристроїв (амортизаторів, демпферів); включенням в компоновку колон труб чи штанг, виготовлених з матеріалів із підвищеними регулюючими властивостями; почерговим включенням в компоновку СБТ і ОБТ.

4. Аналіз коливань, що є джерелом інформації про напружено-деформований стан за допомогою сучасних методів та засобів технічної діагностики дозволить вирішувати практичні задачі оптимального навантажування БК, КНКТ, КНШ та підвищення їх енергоефективності.

5. З аналізу відмов трубних колон випливає, що найбільша частка таких відмов пов'язана з ослабленням та руйнуванням різьбових з'єднань. Втомне руйнування різьбових з'єднань трубних колон в умовах інтенсивних вібрацій, як правило, відбувається в елементах компоновки низу БК та КНКТ під дією амплітуд напружень, близьких до границі витривалості.

РОЗДІЛ 2

НАУКОВІ ЗАСАДИ АНАЛІЗУ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ РОТОРННОМУ ТА СУМІЩЕНОМУ СПОСОБАХ БУРІННЯ

2.1 Особливості динамічного аналізу бурильної колони, викривленої у стовбурі свердловині

Роторний та суміщений спосіб буріння, частка якого при спорудженні глибоких вертикальних і похило-скерованих свердловин на нафту й газ постійно збільшується, є складними багатофакторними процесами. При передачі осьового навантаження та крутного моменту до долота ключову роль відіграє БК [1, 101]. В процесі буріння свердловини у БК виникають пружні хвилі, що переносять енергію коливань і визначають динаміку процесу руйнування гірської породи [101, 102]. Усесторонні експериментальні та теоретичні дослідження хвильових процесів у БК та їх раціональне використання дають змогу підібрати енергоощадні режими буріння. Вибір параметрів енергоощадного режиму буріння є одним із основних факторів, які впливають на покращення техніко-економічних показників при спорудженні свердловин [103, 104, 105]. Він потребує об'єктивного оцінювання інтенсивності різних видів коливань БК. Така необхідність обумовлюється сучасними вимогами щодо точності та швидкості спорудження свердловин, а також вартості метра проходки.

Основною проблемою динамічного аналізу складних пружних механічних систем на сучасному етапі досліджень у прикладній теорії пружності та теорії коливань [105] є невідповідність математичної моделі системи її реальному прототипу [106, 107]. Відомі дотепер методи моделювання та аналізу динамічних процесів у складних механічних системах не дають змоги в загальному випадку ефективно розв'язати цю

проблему через складність математичного апарату. Кожна із важливих загальних технічних задач, для якої не вдається побудувати точний чи наближений аналітичний розв'язок, вимагає, зазвичай, забезпечення умов коректності розв'язку та застосування в подальшому того чи іншого чисельного методу її розв'язання [107, 108].

Складність динамічного аналізу БК, чи якоїсь її ділянки, в ряді випадків диктується формою її пружної рівноваги, яка в силу техніко-технологічних та гірничо-геологічних чинників може бути як плоскою так і просторовою. Важливою особливістю роботи БК у свердловині є її викривлення в результаті втрати стійкості прямолінійної форми під дією поздовжніх та поперечних сил [108, 109]. Таке явище спостерігається як на прямолінійних, так і на викривлених інтервалах свердловини. Через значну довжину БК втрата її стійкості спостерігається внаслідок дії ряду навантажень: стискуючих, відцентрових, крутних, гідравлічних. Відцентрові сили інерції спричиняють згин колони по плоскій хвилеподібній кривій зі сталою довжиною півхвилі (рис. 2.1а). Крутний момент намагається надати осі БК гвинтову форму. Стискуючі навантаження також призводять до плоского згину, однак початкові відхилення від прямолінійності та розташування колони у свердловині з ексцентриситетом переводять плоску форму кривої в просторову (рис. 2.1б). В силу того, що стискуюча сила може перевищувати не тільки перше критичне значення, теоретично слід очікувати появу вищих форм втрати стійкості колони [101, 102, 109, 110].

В процесі буріння орієнтація та форма ділянок БК змінюються в залежності від їх відносного розташування у свердловині, характеру і величини діючих навантажень, частоти обертання колони. Що стосується динаміки обертання викривленої пружної осі трубної чи стержневої системи, то вона в значній мірі залежить від міри інертності її прогнутих ділянок [110, 111]. Надмірна чи недостатня інертність прогнутих ділянок суттєво впливає на невпорядковані обертання БК. Такі обертання супроводжуються биттям і є характерними для режимів, близьких до резонансних [13, 14, 15].

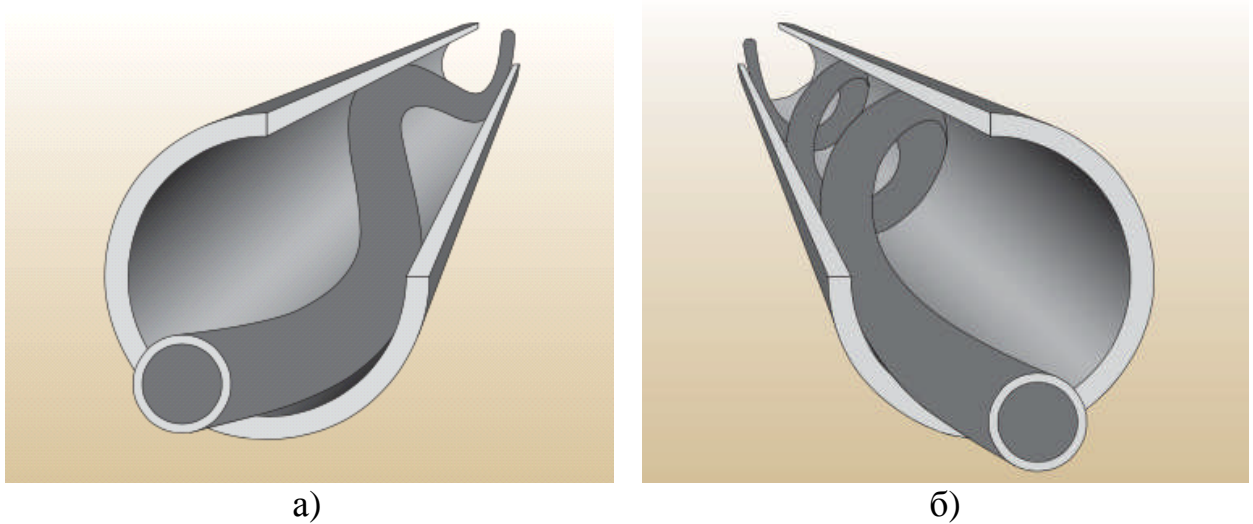


Рисунок 2.1 – Плоска а) та проста б) форми БК у свердловині

Тому для більш точного дослідження динамічних процесів у БК, як пружного довгомірного криволінійного стрижня, необхідно знати моменти інерції її прогнутих ділянок. На даний час при розрахунку напружено-деформованого стану зігнутої труби як складового елемента просторової механічної системи застосовують теорію стрижнів [110, 112]. Розв'язки подібних задач, заснованих на методах теорії оболонок і теорії стрижнів, у літературі описуються недостатньо чітко, що призводить до неоднозначних тлумачень під час динамічного аналізу БК. Підходи теорії стрижнів [112] розроблені досить добре, однак для згину труби як криволінійного стрижня існує проблема в одержанні точних виразів для оцінки міри їх інертності за параметрами деформації [113, 114]. Впродовж останніх десяти років подібні питання практично не розглядалися і на даний час вийшли на новий науковий рівень, утворивши низку задач, які вимагають грамотного інженерного рішення. Задачі такого плану на даний час є актуальними для оцінки динамічної стійкості та податливості БК в умовах нестационарного вібраційного навантаження при бурінні глибоких свердловин та свердловин із складними гірничо-геологічними умовами.

2.2 Математична модель визначення моменту інерції зігнутої ділянки бурильної колони при її обертанні

Особливість процесу швидкого і нерівномірного навантажування БК зумовлена її несучою здатністю як трубчастого стержня, яка суттєво залежить від його геометричних та інерційних властивостей. В ряді випадків нестационарність та швидкоплинність коливного процесу, а також нерівномірність обертання БК на всій її довжині зумовлюють збільшення дисипативних сил та енергетичних затрат на процес згинання та обертання її ділянок [101, 105, 107]. Тому дослідження інерційних параметрів прогнутих стержнів, що обертаються при дії на них навантаження із змінною частотою або коли навантаження змінюється не періодично, а за визначеною закономірністю, становлять одну із важливих та порівняно нових задач теорії стійкості пружних систем [115]. Задачі такого плану мають першочергове значення для динамічного аналізу БК при роторному та суміщеному способах буріння.

В результаті втрати стійкості прямолінійної форми, як правило, перерізи зігнутих ділянок БК у свердловині займають концентричні розташування, при яких їх осі утворюють певні кути з віссю обертання [101, 108]. В цьому випадку задача ускладнюється, оскільки при збільшенні кута відхилення радіус кривизни ділянки зменшується, а відстань від осі обертання до осі перерізу – збільшується. Тому для якісного опису геометричних та інерційних параметрів деформованої ділянки БК, як континуального зігнутого трубчастого стержня при обертанні, а також для апроксимації такого стержня за допомогою системи із зосередженими масами сформулюємо і розв'яжемо наступну комплексну задачу [116].

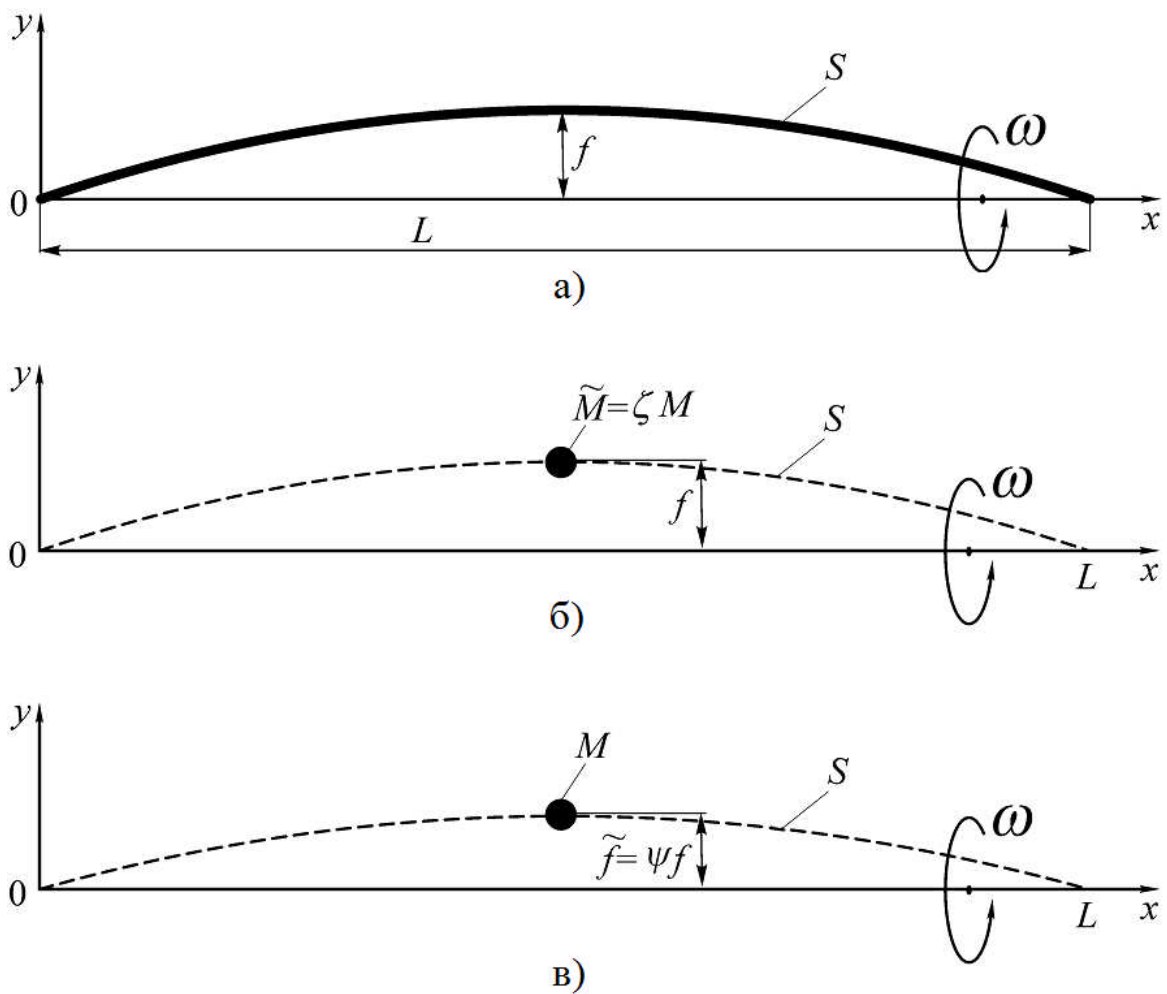
На першому етапі виконаємо постановку задачі про момент інерції відносно осі обертання зігнутого невагомego трубчастого стержня, маса якого зосереджена у точці найбільшого прогину. Нехай маса стержня

(рис.2.2 а) рівномірно розподілена по кривій S , форма кривизни якої описується синусоїдальною функцією:

$$y(x) = f \sin \frac{\pi x}{L}, \quad (2.1)$$

де L – довжина півхвилі прогину;

f – величина максимального прогину.



а) матеріальна крива; б) невагома крива з еквівалентною зосередженою масою; в) невагома крива із зосередженою масою та еквівалентною стрілою підйому.

Рисунок 2.2 – Моделі суцільного зігнутого стержня, що обертається

У подальших розрахунках представимо цю матеріальну криву у вигляді невагомої дуги із зосередженою масою (рис. 2.2б). Величину зосередженої маси \tilde{M} потрібно підібрати так, щоб інерційні властивості моделі при обертанні відносно осі x були еквівалентними реальній кривій S із розподіленими параметрами.

Спочатку визначимо масу дуги S (рис.2.2а):

$$M = \int_0^s m(s) ds = \int_0^L m(x) \sqrt{1 + [y'(x)]^2} dx = m \int_0^L \sqrt{1 + \left(f \frac{\pi}{L}\right)^2 \cos^2\left(\frac{\pi}{L}x\right)} dx, \quad (2.2)$$

де $m(s)$ – маса одиниці довжини стержня;

$ds = \sqrt{1 + [y'(x)]^2} dx$ – диференціал дуги кривої $y(x)$;

$$y'(x) = \frac{dy(x)}{dx} = f \frac{\pi}{L} \cos\left(\frac{\pi}{L}x\right).$$

Момент інерції дуги S відносно осі x :

$$J_x = \int_0^L y^2(x) m(x) \sqrt{1 + [y'(x)]^2} dx = mf^2 \int_0^L \sin^2\left(\frac{\pi x}{L}\right) \sqrt{1 + \left(f \frac{\pi}{L}\right)^2 \cos^2\left(\frac{\pi}{L}x\right)} dx. \quad (2.3)$$

Тепер розглянемо невагому криву S із еквівалентною зосередженою масою \tilde{M} (рис.2.2б). Еквівалентний момент інерції для системи із зосередженою масою подамо таким чином:

$$\tilde{J}_x = \tilde{M}f^2 = \zeta Mf^2, \quad (2.4)$$

де \tilde{M} – еквівалентна зосереджена маса; ζ – коефіцієнт зведення маси.

Коефіцієнт зведення маси залежить тільки від геометричних параметрів прогину стержня. Поставивши у відповідність моменту інерції дуги S

еквівалентний момент інерції системи із еквівалентною зосередженою масою \tilde{M} із (2.4) матимемо:

$$\zeta = J_x / Mf^2,$$

а з урахуванням правих частини виразів (2.2) і (2.3) отримаємо:

$$\zeta = \frac{\int_0^L \sin^2\left(\frac{\pi x}{L}\right) \sqrt{1 + \left(f \frac{\pi}{L}\right)^2 \cos^2\left(\frac{\pi}{L} x\right)} dx}{\int_0^L \sqrt{1 + \left(f \frac{\pi}{L}\right)^2 \cos^2\left(\frac{\pi}{L} x\right)} dx}. \quad (2.5)$$

Отже, для заміни системи (рис. 2.2а) її одномасовим еквівалентом (рис. 2.2б) необхідно виконати наступне. Спершу обчислити масу матеріальної кривої M за формулою (2.2). Пізніше визначити коефіцієнт зведення маси, використовуючи вираз (2.5). І нарешті знайти еквівалентну зосереджену масу $\tilde{M} = \zeta M$.

У випадку, коли $L \gg f$ результат розв'язку поставленої задачі із високим ступенем точності вдається отримати аналітично. Так вирази (2.2) та (2.3) після інтегрування набудуть вигляду:

$$M = mL \left(1 + \frac{1}{4} \left[\frac{f\pi}{L} \right]^2 + C \left[\frac{f\pi}{L} \right]^4 \right), \quad (2.6)$$

$$J_x = \frac{mf^2L}{2} \left(1 + \frac{1}{8} \left[\frac{f\pi}{L} \right]^2 + C \left[\frac{f\pi}{L} \right]^4 \right), \quad (2.7)$$

де C – невизначена величина, якою ми знехтуємо, оскільки при $L \gg f$ множник $(f\pi/L)^4$ є дуже малим.

Коефіцієнт зведення маси в такому разі матиме вигляд:

$$\zeta = \frac{1 + \frac{1}{8} \left(\frac{\pi f}{L} \right)^2}{2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\pi f}{L} \right)^2} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{8} \left(\frac{\pi f}{L} \right)^2 \right). \quad (2.8)$$

Подальше числове тестування залежностей (2.5) та (2.8) показує високу збіжність результатів. Тому для наближених розрахунків моментів інерції зігнутих ділянок колони при $f/L < 1/20$ можна ствердно використовувати формули (2.6) – (2.8).

На другому етапі, намагаючись розв'язати поставлену задачу власне для випадків коли $L \gg f$ застосуємо дещо інший підхід. Прийmemo за варіативний параметр не масу зігнутого стержня, а стрілу підйому дуги його зігнутої осі f . Еквівалентна система представлена на рис. 2.2в. В цьому разі еквівалентний момент інерції одномасової моделі запишеться так:

$$\tilde{J}_x = M \tilde{f}^2 = M (\psi f)^2, \quad (2.9)$$

де ψ – коефіцієнт зведення стріли прогину.

$$M (\psi f)^2 = J_x \Rightarrow \psi = \frac{1}{f} \sqrt{\frac{J_x}{M}}. \quad (2.10)$$

З урахуванням (2.2) і (2.3) коефіцієнт зведення стріли підйому набуде вигляду:

$$\psi = \frac{\int_0^L \sin^2 \left(\frac{\pi x}{L} \right) \sqrt{1 + \left(f \frac{\pi}{L} \right)^2 \cos^2 \left(\frac{\pi}{L} x \right)} dx}{\int_0^L \sqrt{1 + \left(f \frac{\pi}{L} \right)^2 \cos^2 \left(\frac{\pi}{L} x \right)} dx}. \quad (2.11)$$

На третьому етапі уточнюємо постановку задачі. Для цього надамо матеріальній кривій реальних поперечних розмірів. Вважаємо, що прогин стержня є малим в порівнянні із його довжиною, а зусилля в стержні, які виникають в результаті його прогину, рівномірно розподілені по його довжині. Зігнутий, заповнений рідиною трубчастий стержень довжиною s , обертається навколо осі x . Густина матеріалу стержня та рідини – відповідно ρ_1 та ρ_2 , радіус поперечного перерізу стержня – r , а товщина стінки – h . Пружна лінія стержня описується аналітичною функцією (2.1), яку вважаємо відомою. Як і в попередніх випадках необхідно визначити момент інерції J_x такого об'єкта. Вважатимемо, що стержень складений із неоднорідних жорстких тонких дисків, які при деформуванні стержня можуть зазнавати кутових та лінійних переміщень (рис. 2.3), залишаючись при цьому перпендикулярними до осі стержня (іншими словами, оскільки розглядатимемо малі прогини, то викривленнями поперечних перерізів та їх овалізацією нехтуємо).

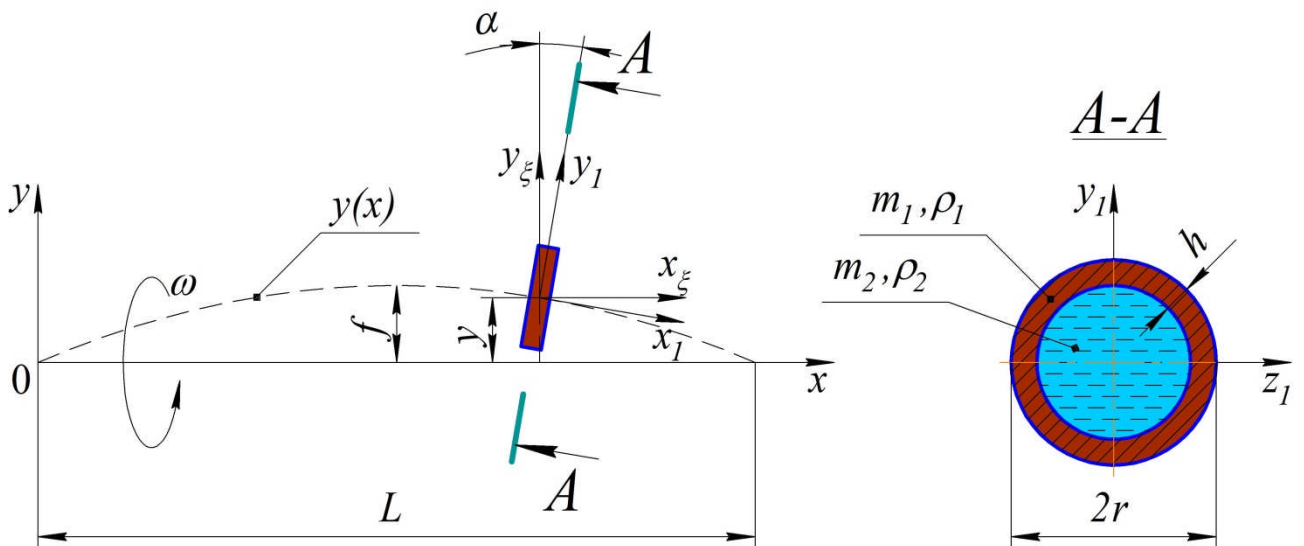


Рисунок 2.3 – Модель обертання зігнутого неоднорідного трубчастого стержня, заповненого рідиною

Момент інерції довільного диска відносно осі x_1 (рис. 2.3) представимо в такому вигляді:

$$J_{x'_z} = J_{x_1} \cos^2 \alpha = \frac{J_{x_1}}{1 + y'^2}, \quad (2.12)$$

$$\text{де } \cos^2 \alpha = \frac{1}{1 + tg^2 \alpha} = \frac{1}{1 + y'^2}.$$

Тоді момент інерції довільного диска відносно осі x буде:

$$J_x = \frac{J_{x_1}}{1 + y'^2} + m y^2. \quad (2.13)$$

Момент інерції зігнутого стержня:

$$J_x = \int_s \left(\frac{J_{x_1}}{1 + y'^2} + m y^2 \right) ds, \quad (2.14)$$

або

$$J_x = \int_L \left(\frac{J_{x_1}}{1 + y'^2} + m y^2 \right) \sqrt{1 + y'^2} dx, \quad (2.15)$$

$$\text{де } J_{x_1} = \frac{1}{2} m_2 (r - h)^2 + m_1 r^2; \quad m_1 = 2\pi r h \rho_1; \quad m_2 = \pi (r - h)^2 \rho_2; \quad m = m_1 + m_2.$$

Для отримання конкретних числових результатів приведемо остаточну формулу:

$$J_x = \int_L \left[\frac{\frac{1}{2} m_2 (r - h)^2 + m_1 r^2}{1 + \left(f \frac{\pi}{L} \right)^2 \cos^2 \left(\frac{\pi}{L} x \right)} + m \left(f \sin \frac{\pi x}{L} \right)^2 \right] \sqrt{1 + \left(f \frac{\pi}{L} \right)^2 \cos^2 \left(\frac{\pi}{L} x \right)} dx. \quad (2.16)$$

Формула (2.16) є точною, хоча і громіздкою. Для практичних розрахунків на основі (2.15) виведемо спрощену формулу. У разі малих

прогинів та кутів повороту стержня згідно [117] припускаємо виконання наступних нерівностей:

$$\max_x \frac{y(x)}{r} \ll 1, \quad y'(x) \leq 1, \quad x \in [0, L].$$

Тоді:

$$\frac{1}{1 + y'^2} \approx 1 - y'^2, \quad \sqrt{1 + y'^2} \approx 1 + \frac{1}{2} y'^2.$$

Зберігаючи у асимптотичних розкладах виразу (15) лише величини порядку y'^2 та y^2 , отримаємо:

$$\begin{aligned} J_x &= \int_L \left(\frac{J_{xI}}{1 + y'^2} + my^2 \right) \sqrt{1 + y'^2} dx \approx \int_L \left(J_{xI} (1 - y'^2) + my^2 \right) \left(1 + \frac{1}{2} y'^2 \right) dx \approx \\ &\approx J_{xI} \int_L \left(1 - \frac{1}{2} y'^2 + \frac{m}{J_{xI}} y^2 \right) dx, \end{aligned}$$

Остаточно:

$$J_x \approx J_{xI} \int_L \left(1 - \frac{1}{2} y'^2 + \frac{y^2}{i_{xI}^2} \right) dx, \quad (2.17)$$

де $i_{xI} = \sqrt{\frac{J_{xI}}{m}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} m_2 (r-h)^2 + m_1 r^2}{m_1 + m_2}}$ – радіус інерції неоднорідного поперечного перерізу стержня.

Нехай, як і раніше пружна лінія стержня описується функцією (2.1), тоді за формулою (2.17) асимптотичний вираз моменту інерції матиме такий вигляд:

$$J_x \approx J_{x1} \int_L \left(1 - \frac{1}{2} \left(f \frac{\pi}{L} \cos \left(\frac{\pi}{L} x \right) \right)^2 + \frac{\left(f \sin \frac{\pi x}{L} \right)^2}{i_{x1}^2} \right) dx,$$

а після інтегрування

$$J_x \approx J_{x1} \left(L - \left(f \frac{\pi}{L} \right)^2 \frac{L}{4} + \left(\frac{f}{i_{x1}} \right)^2 \frac{L}{2} \right). \quad (2.18)$$

Порівняльний аналіз залежностей (2.16) і (2.18) показує, що різниця між ними спостерігається при стрілі прогину більше 2,5м (рис. 2.4). На основі того, що максимальний прогин БК у свердловині є значно меншим за 2,5м можна зробити висновок про те, що при практичних розрахунках в області $L/f > 10$ для визначення моментів інерції прогнутих ділянок БК можна широко застосовувати і спрощену (асимптотичну) формулу (2.18).

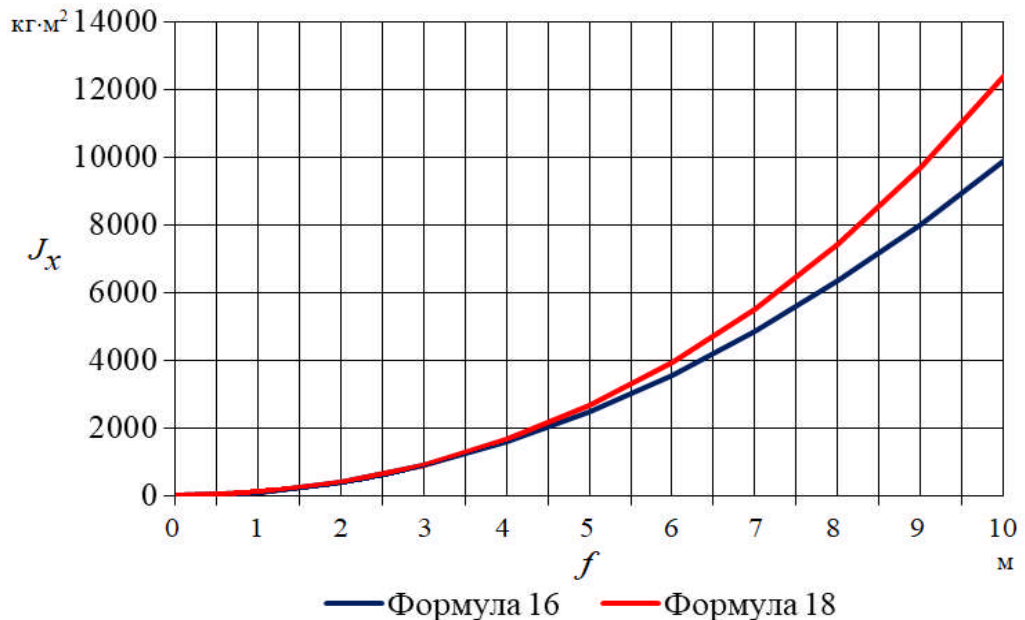


Рисунок 2.4 – Залежність моменту інерції бурової труби Ø60мм від величини прогину ділянки БК

Як бачимо, момент інерції зігнутої ділянки БК як в (2.16) так і в (2.18) залежить від параметрів, що визначають як геометрію її форми, так і розміри поперечного перерізу. Тому для практичних розрахунків також потрібно оцінити величину максимального прогину ділянки БК в залежності від її діаметра. Для цього скористаємось відомими співвідношеннями між діаметрами бурильних труб (БТ), обважнених бурильних труб (ОБТ) та долота [1]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d_{ОБТ}}{D_{Д}} &= 0,75 \div 0,85 \quad \text{при } D_{Д} \leq 295,3\text{мм} \\ \frac{d_{ОБТ}}{D_{Д}} &= 0,65 \div 0,75 \quad \text{при } D_{Д} > 295,3\text{мм} \\ \frac{d_{БТ}}{d_{ОБТ}} &= 0,75 \div 0,8 \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

де $d_{ОБТ}$, $d_{БТ}$, $D_{Д}$ – відповідно діаметр ОБТ, БТ та долота.

Стріла прогину ділянки БК у свердловині:

$$f = \frac{D_{С} - d_{з}}{2}; \quad (2.20)$$

$D_{С}$, $d_{з}$ - відповідно діаметр свердловини та бурильного замка.

Зробимо наступне припущення, що $D_{С} \approx D_{Д}$; $d_{з} \approx d_{БТ}$. Співставивши (2.19) і (2.20) після відповідних перетворень отримаємо:

- для ділянки БТ:

$$\left. \begin{aligned} f_{БТ} &= (0,236 \div 0,393) d_{БТ} \quad \text{при } D_{Д} \leq 295,3\text{мм} \\ f_{БТ} &= (0,333 \div 0,521) d_{БТ} \quad \text{при } D_{Д} > 295,3\text{мм} \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

- для ділянки ОБТ:

$$\left. \begin{aligned} f_{ОБТ} &= (0,177 \div 0,314) d_{ОБТ} \text{ при } D_{Д} \leq 295,3\text{мм} \\ f_{ОБТ} &= (0,250 \div 0,417) d_{ОБТ} \text{ при } D_{Д} > 295,3\text{мм} \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

Проведемо кількісну та якісну апробацію залежності (2.16), використовуючи програмне середовище MathCAD. Враховуючи сучасні тенденції розвитку та модернізації бурового обладнання, а також науковий та практичний інтерес провідних міжнародних компаній до застосування бурильних труб із нетрадиційних матеріалів таких як титан та склопластик, проведемо розрахунки моментів інерції зігнутих ділянок, укомплектованих сталевими, алюмінієвими, титановими та склопластиковими трубами. Відповідно середні густини матеріалів труб: сталі $\rho_{ст} = 7850 \text{ кг/м}^3$, титану $\rho_{т} = 4500 \text{ кг/м}^3$, алюмінію $\rho_{а} = 2700 \text{ кг/м}^3$, склопластику $\rho_{ск} = 2000 \text{ кг/м}^3$. Густина бурового розчину $\rho_{р} = 1300 \text{ кг/м}^3$. На підставі (2.21) і (2.22) величини максимальних прогинів ділянок відповідно задамо: для ступені БТ $f_{БТ} \approx r_{БТ}$, для ступені ОБТ $f_{ОБТ} \approx 0,8r_{ОБТ}$. Довжини півхвиль прогину наступні: для ступені БТ $L_{БТ} = 20 \div 80 \text{ м}$, для ступені ОБТ $L_{ОБТ} = 10 \div 30 \text{ м}$. Результати числових розрахунків моментів інерції прогнутих ділянок бурильних та обважнених бурильних труб наведені в таблицях 2.1 і 2.2, а також на рисунках 2.5 – 2.7.

Аналіз формули (2.16) та графіки на рис.2.5 і 2.6 показують, що для певної довжини півхвилі прогину ділянки колони її момент інерції перебуває в квадратичній залежності від величини прогину. В той же час із формули (2.18) випливає, що при фіксованій стрілі прогину момент інерції прогнутої ділянки залежить від довжини півхвилі лінійно (рис. 2.7). В межах максимально допустимих прогинів, характерних для ділянок БК різних діаметрів, підтверджено адекватність наближених формул, які можна використовувати при практичних розрахунках. В подальшому отримані

результати досліджень можна використовувати для ряду важливих задач, зокрема, визначення динамічної податливості БК, аналізу напружено-деформованого стану її елементів, оцінки енергетичних затрат на процес згинання та обертання ділянок колони у свердловині.

Таблиця 2.1 – Моменти інерції прогнутих ділянок ступені ОБТ

$L_{ОБТ} = 10 \text{ м}$						
f	$d_{ОБТ} = 108 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 120 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 146 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	2.413	1.386	3.004	1.731	6.946	3.998
0,2r	2.463	1.415	3.067	1.769	7.090	4.083
0,4r	2.611	1.501	3.255	1.880	7.522	4.339
0,6r	2.858	1.646	3.568	2.066	8.242	4.764
0,8r	3.204	1.848	4.007	2.327	9.251	5.360
$L_{ОБТ} = 20 \text{ м}$						
f	$d_{ОБТ} = 146 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 178 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 203 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	13.892	7.996	30.766	17.708	53.884	30.994
0,2r	14.180	8.166	31.404	18.085	54.998	31.650
0,4r	15.044	8.677	33.319	19.216	58.340	33.618
0,6r	16.485	9.529	36.509	21.101	63.909	36.899
0,8r	18.503	10.721	40.976	23.740	71.707	41.492
$L_{ОБТ} = 30 \text{ м}$						
f	$d_{ОБТ} = 203 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 245 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 273 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	80.826	46.491	150.875	87.032	275.717	158.479
0,2r	82.497	47.475	154.035	88.914	281.395	161.813
0,4r	87.510	50.428	163.513	94.562	298.429	171.813
0,6r	95.865	55.349	179.310	103.975	326.819	188.481
0,8r	107.562	62.239	201.426	117.154	366.566	211.815

Таблиця 2.2 – Моменти інерції прогнутих ділянок ступені БТ

$L_{BT} = 20 \text{ м}$								
f	$d_{BT} = 60,3 \text{ мм}$				$d_{BT} = 73,0 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	0.251	0.148	0.092	0.070	0.455	0.271	0.172	0.133
0,25r	0.260	0.153	0.096	0.073	0.471	0.281	0.179	0.139
0,5r	0.286	0.169	0.106	0.082	0.519	0.312	0.201	0.157
0,75r	0.329	0.196	0.125	0.097	0.600	0.364	0.237	0.187
r	0.390	0.234	0.150	0.118	0.712	0.436	0.287	0.229
$L_{BT} = 40 \text{ м}$								
f	$d_{BT} = 89,0 \text{ мм}$				$d_{BT} = 101,6 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	1.694	1.027	0.668	0.528	2.577	1.584	1.050	0.842
0,25r	1.756	1.067	0.697	0.554	2.673	1.648	1.098	0.884
0,5r	1.941	1.190	0.786	0.629	2.960	1.843	1.242	1.009
0,75r	2.249	1.394	0.934	0.755	3.439	2.166	1.482	1.216
r	2.681	1.679	1.141	0.932	4.109	2.619	1.819	1.507
$L_{BT} = 60 \text{ м}$								
f	$d_{BT} = 114,3 \text{ мм}$				$d_{BT} = 127,0 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	5.630	3.509	2.369	1.925	7.901	4.990	3.427	2.818
0,25r	5.843	3.656	2.480	2.023	8.205	5.204	3.592	2.964
0,5r	6.484	4.097	2.814	2.315	9.120	5.846	4.087	3.402
0,75r	7.550	4.832	3.371	2.803	10.644	6.915	4.912	4.133
r	9.044	5.861	4.151	3.486	12.778	8.412	6.067	5.155
$L_{BT} = 80 \text{ м}$								
f	$d_{BT} = 139,7 \text{ мм}$				$d_{BT} = 168,3 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	14.342	9.178	6.402	5.323	26.372	17.341	12.489	10.602
0,25r	14.905	9.579	6.717	5.604	27.441	18.129	13.125	11.179
0,5r	16.593	10.783	7.661	6.446	30.650	20.491	15.032	12.909
0,75r	19.406	12.789	9.233	7.851	35.998	24.428	18.211	15.793
r	23.345	15.598	11.435	9.816	43.486	29.940	22.661	19.831

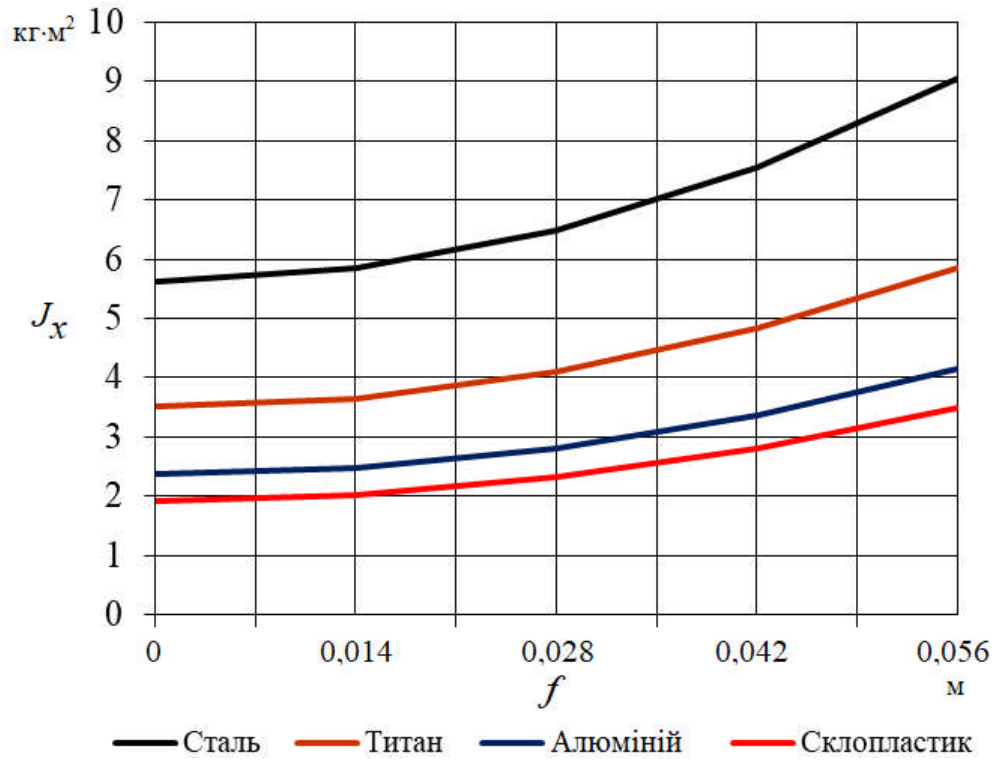


Рисунок 2.5 – Залежність моментів інерції прогнутих ділянок БТ (Ø114мм) від стріли прогину

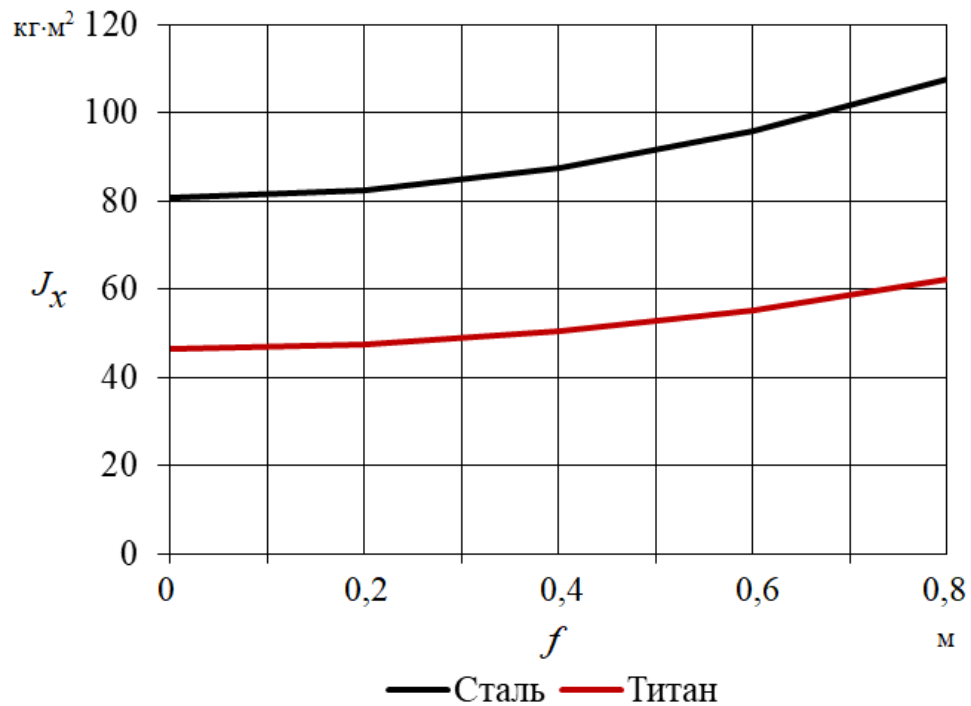


Рисунок 2.6 – Залежність моментів інерції прогнутих ділянок ОБТ (Ø203мм) від величини прогину

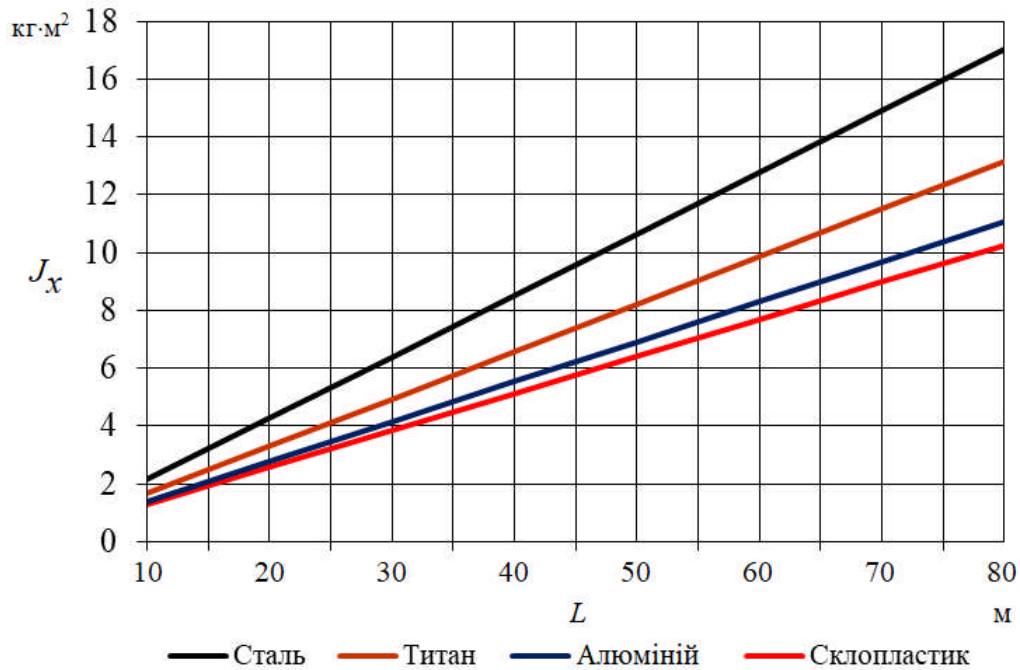


Рисунок 2.7 – Залежність моментів інерції прогнутих ділянок БТ ($\varnothing 114\text{мм}$) від довжини півхвилі

Аналізуючи рисунки 2.5 – 2.7 слід вказати наступне. Збільшення густини матеріалу бурильних труб зігнутої ділянки призводить до непропорційного збільшення її моменту інерції. Якщо взяти для першого випадку співвідношення між густиною сталі та склопластику, яке становить 3,9 рази, то в цей же час, співвідношення між моментами інерції двох ділянок відповідно із сталевих та склопластикових БТ є меншим. Наприклад, для БТ $\varnothing 89\text{мм}$ ($L=40\text{м}$) – $2,9 \div 3,2$; для БТ $\varnothing 114\text{мм}$ ($L=60\text{м}$) – $2,6 \div 3,0$; для БТ $\varnothing 139\text{мм}$ ($L=80\text{м}$) – $2,4 \div 2,7$. Розглянемо другий випадок, коли густина сталі у 2,25 рази є більшою за густина титану. При цьому співвідношення між моментами інерції двох ділянок відповідно із сталевих та титанових обважених бурильних труб також є меншим. Наприклад, для ОБТ $\varnothing 203\text{мм}$ ($L=20\text{м}$) – $1,72 \div 1,74$; для ОБТ $\varnothing 273\text{мм}$ ($L=30\text{м}$) – $1,73 \div 1,74$. На основі такого аналізу можна стверджувати, що зміна моменту інерції зігнутих ділянок колони в першу чергу залежить від густини матеріалу труб, з яких вона укомплектована. Зміна моментів інерції цих ділянок в залежності від довжини півхвилі прогину відбувається ж пропорційно.

2.3 Експериментально-теоретична оцінка нерівномірності обертання бурильної колони за результатами тахо- та моментометрії її гирлової частини

Під час роторного та суміщеного способу буріння ділянки БК у свердловині зазнають поперечних деформацій вздовж її осі від дії осьового навантаження, сил інерції та крутного моменту. Аналіз стійкості БК при роторному бурінні свідчить, що навіть в строго вертикальній свердловині за самих мінімальних кутових швидкостей обертання ділянки бурильних труб втрачають свою прямолінійну форму та з певними силами притискаються до стінок свердловини [1, 101, 108]. Дія сил контактної тертя призводить до демпфування коливань БК та часткового зменшення осьового навантаження на долото. Однак ці сили стають одночасно і джерелом автоколивань за рахунок зміни сил тертя при переході від тертя спокою до тертя ковзання [107]. Змінне тертя викривлених ділянок БК різної довжини до стінок свердловини з різною інтенсивністю на різних глибинах та зміна моменту опору на долоті є причиною зміни моменту сил на роторі та наслідком виникнення певної нерівномірності її обертання [113, 114].

За таких міркувань БК слід вважати прототипом довгого гнучкого валу. Об'єктом для нових досліджень стають особливості нестационарного руху такого гнучкого валу як за раніше передбачуваним законом зміни кутової швидкості обертання [105], так і при врахуванні механічного зв'язку вала з двигуном чи приводом [118, 119]. Коливальні процеси в БК залежать від характеру збурюючих силових факторів (випадковий або періодичний) і можуть бути неусталеними (запуск, зупинка) або усталеними (рух із середньою швидкістю) [120]. При запуску, зупинці та протягом усталеного руху кутова швидкість такого гнучкого валу, зазвичай, не є постійною, а змінюється за певними законами. Якщо робочий діапазон обертання валу машинного агрегату опиняється за критичним числом обертів, то змінюючись, він неодмінно проходить через критичний стан. Як зазначено в

[1, 101], обертання БК на кутових швидкостях, близьких до критичних, характеризується її переходом в нестійке положення з появою поперечних (згинальних) коливань та біжучих хвиль [102]. Явище генерування БК згинальних коливань є однією з причин порушення геометричної точності запланованої траєкторії прямолінійної або криволінійної свердловини та виникнення геометричних недосконалостей її стовбура. Нове стійке положення із збільшеним числом півхвиль прогину утворюється при кутовій швидкості, яка дещо перевищує критичну [101, 113, 114]. Тому досягнення критичних швидкостей призводить до збільшення числа півхвиль, а в інтервалі між двома суміжними критичними швидкостями стріла прогину півхвилі збільшується.

Теорія усталеного руху БК, як гнучкого валу мало досліджена і на даний час не дає відповіді на ряд питань, пов'язаних з переходом через критичні оберти, зокрема, на питання про зміну максимальних прогинів. Останні, як відомо [113, 114], зменшуються із збільшенням швидкості переходу через критичний стан. Формули для амплітуд коливань вала, отримані для обертання з постійною кутовою швидкістю, можуть виявитись малоефективними, навіть при порівняно повільному проходженні через критичні оберти [121, 122, 123]. Тому для аналізу крутильних коливань в період як усталеного так і неусталеного обертання ділянок БК необхідно оцінити нерівномірність їх основних параметрів – кутової швидкості обертання та крутного моменту.

В динаміці механізмів і машин [4, 5, 6] розглядається одна з важливих задач – визначення найбільш вигідних співвідношень між силовими факторами, масами та швидкостями руху ланок механізму. Регулювання періодичних коливань швидкостей ланок механізму при його усталеному русі зазвичай виконується відповідним підбором мас ланок. Маса ланок повинні бути підбрані так, щоб вони могли акумулювати всі прирости кінетичної енергії механізму, які мають місце у випадку, коли робота рушійних сил є більшою за роботу сил опору. У випадку, коли робота сил

опору перевищуватиме роботу рушійних сил, акумульована масами ланок кінетична енергія надалі повинна бути повернена механізму. Підбором мас ланок механізму можна регулювати періодичні та незначні випадкові коливання при його усталеному русі. Так, при зменшенні коефіцієнту нерівномірності обертання δ збільшується зведена маса механізму та його середня кінетична енергія T_{cp} , необхідна для приведення в рух механізму із заданою середньою кутовою швидкістю ω_{cp} . Тому збільшення рівномірності обертального руху БК може бути досягнуто збільшенням її зведеної маси, а більш точніше – збільшенням зведеного моменту інерції $J_{зв}$. Практично збільшення зведеного моменту інерції механізму, як правило, досягається за рахунок посадки на його головний вал додаткової маси – маховика [4, 5, 6]. Він здатний накопичувати енергію під час прискореного руху механізму і повертати її при сповільненні. Така акумулююча функція маховика дозволяє використовувати накопичену ним кінетичну енергію для подолання підвищених корисних навантажень без збільшення потужності двигуна. Для обертання БК із певною нерівномірністю відповідно затрачається кінетична енергія її махових мас, величина якої на даний час залишається невизначеною.

БК є механічною системою, яка служить для передачі крутного моменту від ротора до долота та одночасного створення осьового навантаження на долото. З певним припущенням БК можна розглянути і як довгий гнучкий вал з поступово нарощуваним кінематичним ланцюгом [5, 6]. Поступове нарощування такого кінематичного ланцюга БТ і ОБТ призводить до збільшення зведеної маси БК, і відповідно – до збільшення її зведеного моменту інерції $J_{зв}$. Для провертання БК у свердловині із визначеною нерівномірністю δ та більшим значенням $J_{зв}$ потрібний більший запас кінетичної енергії. В [4, 5] зазначено, що рушійні сили і сили опору можуть залежати заодно чи окремо від положення ведучої ланки механізму та від швидкості руху цієї ланки. Для БК при роторному чи суміщеному способі

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

Порівняльна оцінка динамічних властивостей БК в період усталеного обертання може бути охарактеризована коефіцієнтом динамічності, в якості якого згідно з [6] беруть відношення екстремального (максимального) значення кутового прискорення до квадрату середньої кутової швидкості обертання:

$$k_D = \frac{\varepsilon_{max}}{\omega_{cp}^2}, \quad (2.23)$$

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

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

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

$$k_D = \frac{\varepsilon_{max}}{\omega_{cp}^2} \frac{J_{зв}}{J_{зв}} = \frac{M_{зв.max}}{2T_{cp}}; \quad (2.24)$$

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

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

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

Зведений момент сил на роторі є сумою рушійного моменту, що прикладається з боку приводу, моменту сил опору на вибої і моменту сил тертя БК до стінок свердловини. Інтенсивність його зміни визначається інтенсивністю зміни двох останніх дисипативних складових. Нерівномірність

зведеного моменту сил на роторі у відповідності з [4, 5, 6] виражається наступним чином:

$$\mu = \frac{M_{зв.мах} - M_{зв.мін}}{M_{зв.ср}}, \quad (2.25)$$

де $M_{зв.мах}$, $M_{зв.мін}$, $M_{зв.ср}$ – відповідно максимальне, мінімальне та середнє значення зведеного моменту сил, Н·м.

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

$$M_{зв} = J_{зв} \varepsilon = J_{зв} \frac{d\omega}{dt}. \quad (2.26)$$

Кутова швидкість та частота обертання БК поєднані між собою наступним співвідношенням:

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

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

$$\begin{cases} \omega_{cp} = \frac{(\omega_{max} + \omega_{min})}{2}; \\ n_{cp} = \frac{(n_{max} + n_{min})}{2}, \end{cases} \quad (2.27)$$

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

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

Нерівномірність обертання БК за відомих мінімального, максимального та середнього значень кутової швидкості чи частоти обертання згідно з [4, 5, 6] визначається наступним чином:

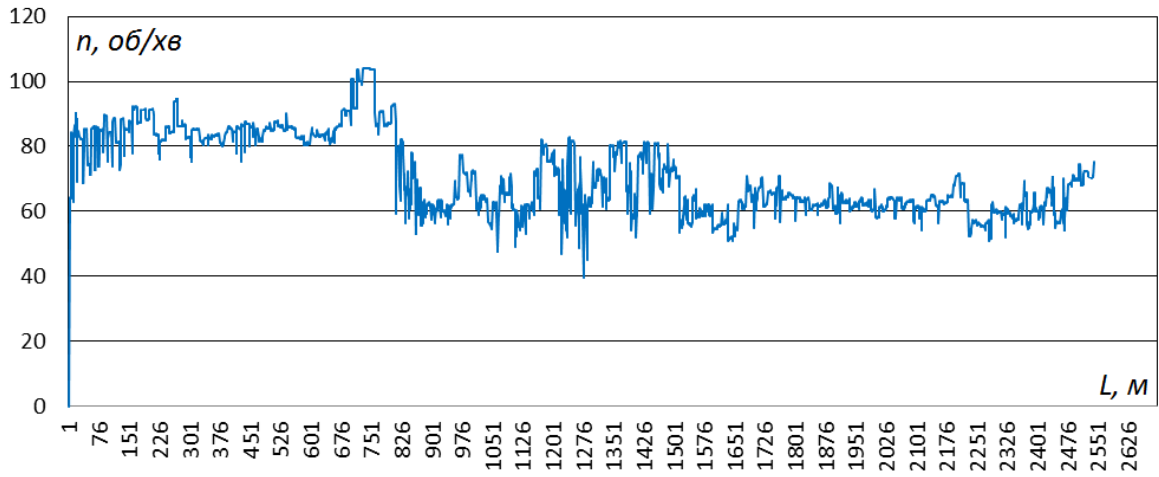
$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}} = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{cp}}. \quad (2.28)$$

Найбільш точно встановити закони зміни зведеного моменту сил та частоти обертання ведучої труби БК при бурінні певних інтервалів свердловини, чи бурінні до проектної глибини можна за результатами їх довготривалої реєстрації в промислових умовах [124]. Для прикладу наведемо ряд тахограм та моментограм ведучої труби, зареєстрованих в процесі буріння свердловин №18, №20, №22 Ольгіївського газоконденсатного родовища (ГКР) компанією ТОВ “КУБ-ГАЗ”. Тип свердловин: №18 – s-подібна; №20, №22 – похило-скеровані; спосіб буріння – суміщений; проектний горизонт – С2d. Буріння проводилось буровою установкою “VARCO(DRCO)-K200-JPB”; бурова вежа KRETKO 127-44000T; ротор D-RT-275MB. В процесі буріння кожної свердловини постійно проводився комплекс технологічних досліджень, який включав

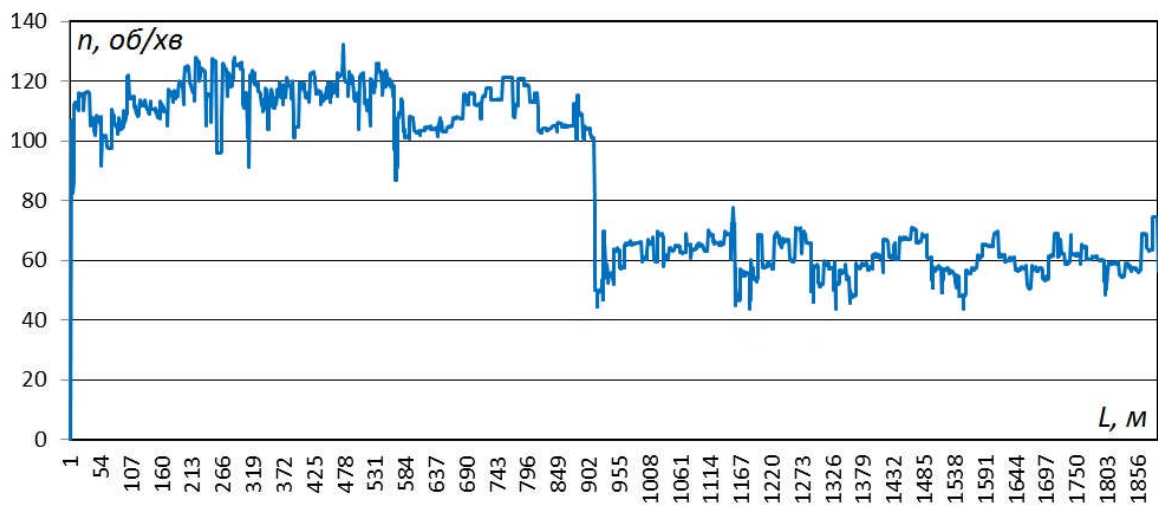
автоматизовану реєстрацію, обробку та аналіз режимних параметрів буріння. Технологічний контроль за будівництвом свердловин проводився через кожен метр проходки.

На основі аналізу тахограм (рис. 2.8) зміну частоти обертання БК можна класифікувати як нестационарний коливний процес, як на коротких інтервалах, так і впродовж всього часу буріння свердловини до проектної глибини [6]. Однак протягом часу, що визначається одним рейсом, завжди можна виділити обмежене число відрізків часу, в межах яких процес буріння слід вважати нестационарним випадковим процесом з детермінованою зміною механічної швидкості буріння. Набута нестационарність хвильових процесів БК, а також нелінійність залежності моменту опору обертанню долота від швидкості його обертання призводять до виникнення й розвитку крутильних автоколивань [121-123]. Крім того, крутильні автоколювання можуть бути непрямою причиною виникнення повздовжніх коливань бурильної колони, при яких механічна швидкість проходки може зменшуватися в 1,5...2 рази [102, 103, 104].

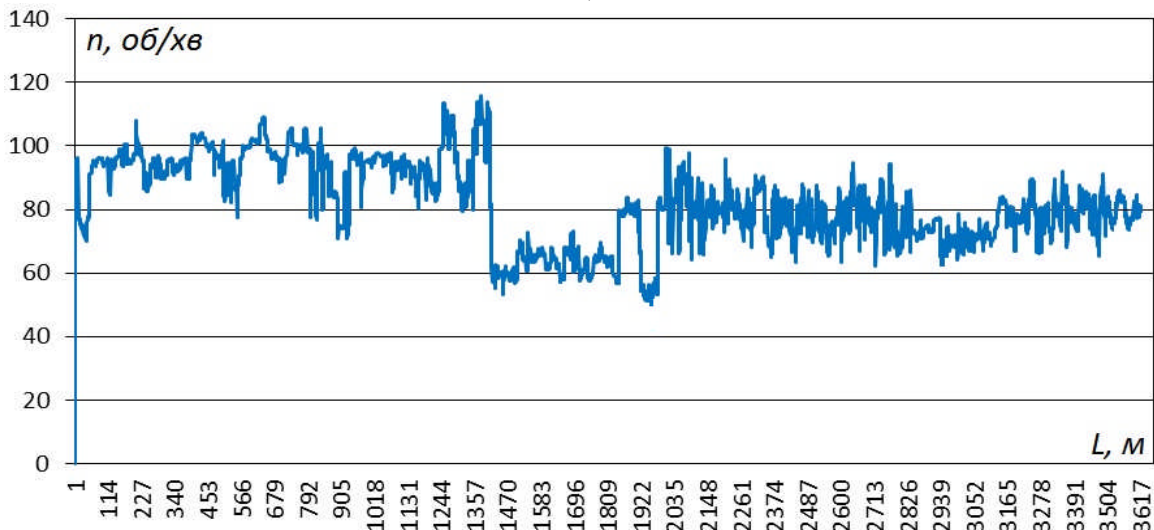
Враховуючи доволі великі амплітуди зміни частоти обертання БК та зведеного моменту сил на ведучій трубі для подальших досліджень подамо закони зміни цих параметрів у аналітичній формі. Щоб отримати достатньо точні аналітичні залежності, якими описуватимуться функції частоти обертання БК та зведеного моменту сил на ведучій трубі, в середовищі Microsoft Excel проведено апроксимацію числових даних графіків (рис. 2.8, 2.9). Визначення вказаних параметрів при відомих графічних залежностях здійснено за методом найменших квадратів. За цим методом на основі експериментальних даних встановлено аналітичні функції у вигляді поліноміальних рівнянь шостого степеня, які наведені в таблиці 2.3. Змінною L позначено поточну довжину БК.



а)



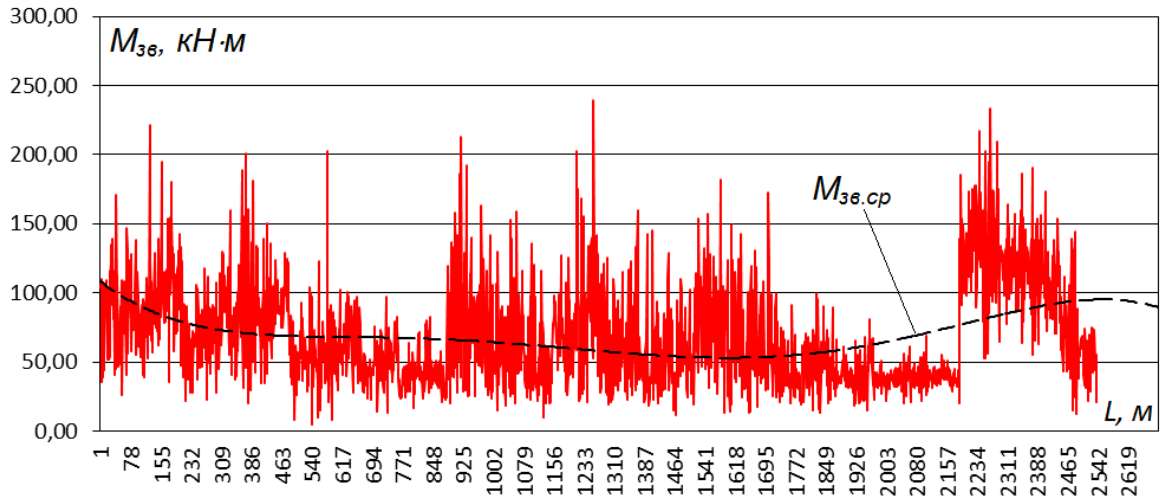
б)



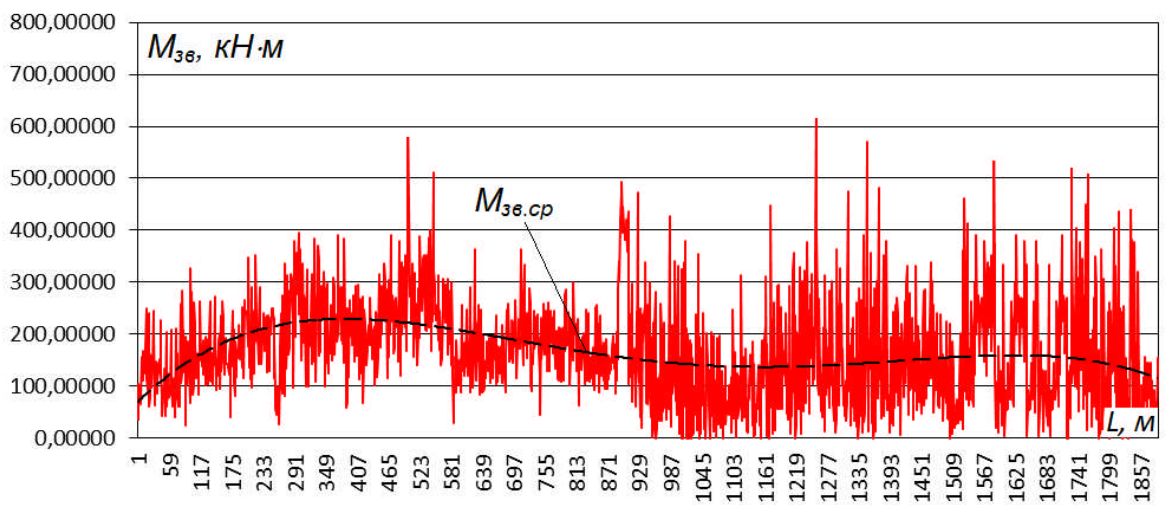
в)

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

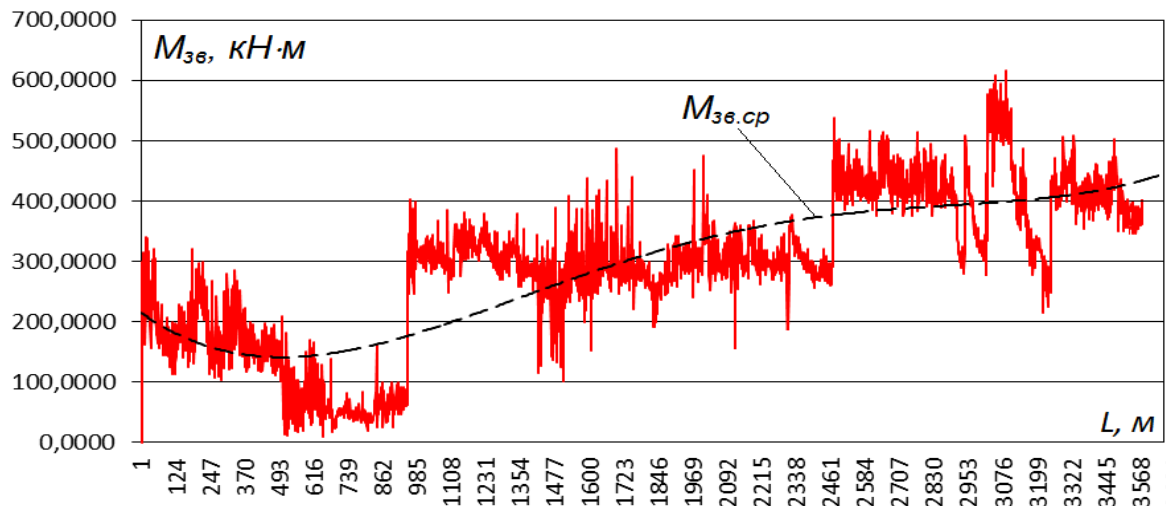
Рисунок 2.8 – Тахограми ведучої труби БК $n(L)$ при бурінні свердловин Ольгіївського ГКР



а)



б)



в)

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

Рисунок 2.9 – Моментограми ведучої труби БК $M_{36}(L)$ при бурінні свердловин Ольгіївського ГКР

Таблиця 2.3 – Результати апроксимації графіків функцій $n(L)$ і $M_{36}(L)$

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

За результатами досліджень тахо- та моментограм ведучої труби при бурінні зазначених свердловин встановлено, що коефіцієнт нерівномірності обертання гирлової частини БК змінюється в межах $\delta \approx 0,3?0,5$; а коефіцієнт нерівномірності зведеного моменту сил – $\mu \approx 1,2?2,0$ (таблиця 2.4). Більші значення коефіцієнтів нерівномірності відповідають меншим довжинам БК. Очевидно, що для БК з більшими довжинами за наявності більшої кількості прогнутих ділянок, інтенсивнішого тертя до стінок свердловини і, як наслідок, більшого демпфування коливань, зміна частоти обертання та зведеного моменту сил є меншими. Різка зміна частоти обертання пояснюється коливаннями типу “проковзування – застій”, коли моменти зупинки долота чергуються обертаннями з великою кутовою швидкістю. Результати вимірювань зміни частоти обертання та крутного моменту поблизу вибою свідчать, що при бурінні початкових інтервалів свердловини спостерігаються крутильні коливання БК із відносно більшими амплітудами, які по мірі поглиблення вибою надалі зменшуються.

Таблиця 2.4 – Результати дослідження нерівномірності частоти обертання та зведеного моменту сил ведучої труби

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

Той факт, що значні зміни кутової швидкості долота мало проявляються на поверхні, пов'язаний з високою податливістю БК на кручення, її великим моментом інерції та дією сил контактного тертя, яка призводить до демпфування її крутильних коливань. Небезпечною є форма коливань типу “проковзування – застій”, коли періоди зупинки долота чергуються із обертаннями з великою кутовою швидкістю, що у кілька разів може перевищувати середню кутову швидкість обертання БК [122, 123]. Отримані результати визначення коефіцієнту нерівномірності обертання мають важливе значення при розрахунку величини кінетичної енергії та моменту інерції махових мас БК.

2.4 Дослідження зміни зведеного моменту інерції бурильної колони аналітичним методом

У відповідності із [4, 5, 6] для БК, яка складається із I-ої ступені БТ і II-ої ступені ОБТ зведений момент інерції можна записати так:

$$J_{36} = J_M + \Delta J_{36}, \quad (2.29)$$

де J_M – момент інерції маховика, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ΔJ_{36} – зміна зведеного моменту інерції колони, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Зміна зведеного моменту інерції рівна:

$$\Delta J_{36} = J_0 + \sum_{i=1}^n J_{Ii} + \sum_{i=1}^n J_{IIi}, \quad (2.30)$$

де J_0 – момент інерції ланки зведення, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$\sum_{i=1}^n J_{Ii}$, $\sum_{i=1}^n J_{IIi}$ – сумарні моменти інерції ділянок I-ої та II-ої ступеней БК відповідно, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Для повертання БК у свердловині із необхідною нерівномірністю δ та більшим значенням зміни зведеного моменту інерції ΔJ_{36} потрібний більший запас кінетичної енергії. Згідно [6] що рушійні сили і сили опору можуть залежати заодно чи окремо від положення ведучої ланки механізму та від швидкості руху цієї ланки. Для БК при роторному чи роторно-турбінному способі буріння за ведучу ланку можна обрати ведучу трубу. Разом з тим, до ведучої труби за певних умов можна звести маси та моменти інерції ділянок БК.

Перші доданки формул (2.29) і (2.30) J_m і J_0 вважаються постійними, а доданки $\sum_{i=1}^n J_{Ii}$ і $\sum_{i=1}^n J_{IIi}$ є змінними і характер їх зміни є доволі складним. В першу чергу вони змінюються через те, що у міру поглиблення вибою свердловини поступово нарощується маса БК. Другою причиною їх зміни є неспівпадання осей перерізів прогннутих ділянок БК із віссю її обертання. Таке явище завжди має місце при викривленні осі БК, внаслідок якого осі поперечних перерізів її ділянок на різних глибинах віддаляються від осі обертання на різні відстані.

Якщо розглядати ділянки ступеней БТ та ОБТ у вигляді зосереджених мас, осі яких співпадають з віссю обертання, то їх сумарні моменти інерції визначатимуться так:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n J_{Ii} = \sum_{i=1}^n m_{Ii} \rho_{Ii}^2; \\ \sum_{i=1}^n J_{IIi} = \sum_{i=1}^n m_{IIi} \rho_{IIi}^2, \end{cases} \quad (2.31)$$

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

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

Якщо вісь перерізу ділянки БК не співпадає з віссю її обертання, але дві осі є прямолінійними і паралельними, то сумарні моменти інерції таких i -их ділянок I-ої та II-ої ступені визначатимуться за теоремою Гюйгенса - Штейнера:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n J_{I_i} = \sum_{i=1}^n (m_{I_i} \rho_{I_i}^2 + m_{I_i} d_{I_i}^2) = \sum_{i=1}^n m_{I_i} (\rho_{I_i}^2 + d_{I_i}^2); \\ \sum_{i=1}^n J_{II_i} = \sum_{i=1}^n (m_{II_i} \rho_{II_i}^2 + m_{II_i} d_{II_i}^2) = \sum_{i=1}^n m_{II_i} (\rho_{II_i}^2 + d_{II_i}^2), \end{cases} \quad (2.32)$$

де d_{I_i} , d_{II_i} – відстань між віссю ділянки I-ої та II-ої ступені БК і віссю її обертання відповідно, м.

Якщо відомі зовнішній та внутрішній діаметри труби, то осьовий момент інерції прямолінійної ділянки БК, що обертається відносно власної геометричної осі, яка проходить через центр мас точку С (рис. 2.10а):

$$J_z = J_{z_c} = \frac{1}{2} m (r_1^2 + r_2^2); \quad (2.33)$$

де m – маса ділянки БК;

r_1 , r_2 – внутрішній та зовнішній діаметр ділянки БК відповідно.

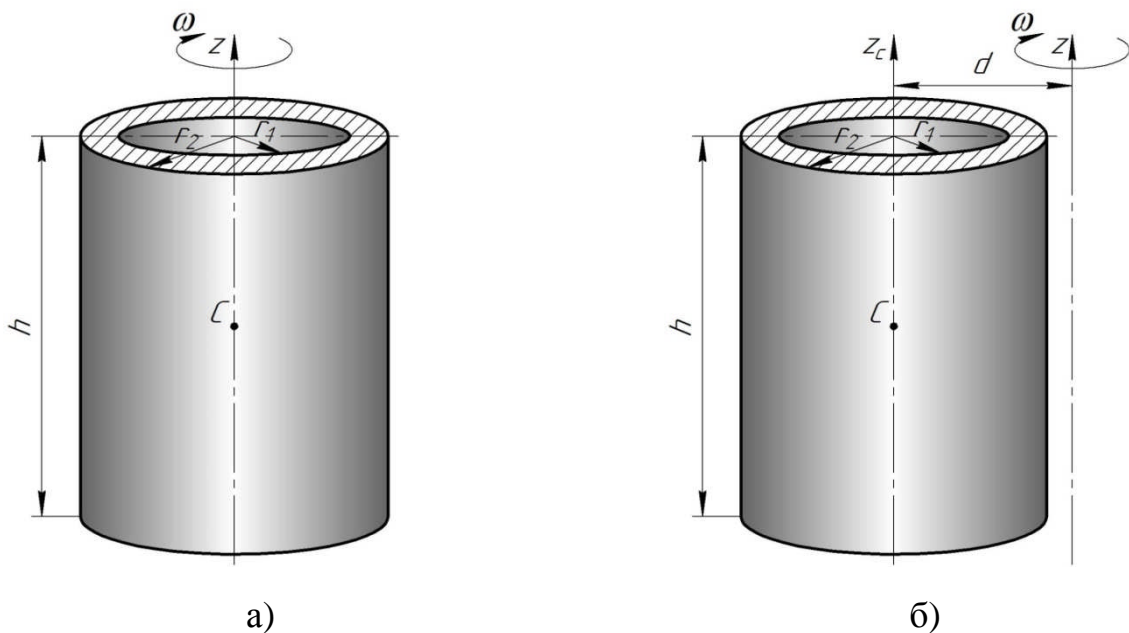


Рисунок 2.10 – Схеми розрахунку моменту інерції прямолінійної ділянки БК

Осьовий момент інерції прямолінійної ділянки БК, що обертається відносно осі, що віддалена від геометричної осі на певну віддаль (рис. 2.10б):

$$J_z = J_{z_c} + md^2 = m \left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{2} + d^2 \right); \quad (2.34)$$

де d – віддаль між осями.

За реальних умов буріння більшість ділянок БК є прогнутими. Використовуючи прийоми зведення мас [23 - 25], прогнуті ділянки БК можна розглянути як зосереджені маси в місцях найбільшого прогину. Тому момент інерції БК може бути визначений шляхом розрахунку моментів інерції її прогнутих ділянок (зосереджених) мас з подальшим їх зведенням до ведучої труби. Критерієм для зведення мас у механізмах є збереження величини їх кінетичної енергії. При зведенні моментів інерції ділянок БК необхідно, щоб кінетична енергія обертального руху ведучої труби дорівнювала сумі кінетичних енергій усіх ділянок колони [30]:

$$T_{36} = \sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \frac{J_{si} \omega_i^2}{2}; \quad (2.35)$$

де T_{36} , E_i – кінетична енергія ведучої труби (ланки зведення) та i – ої ділянки БК відповідно, ($i = 1, 2, \dots, n$);

J_{si} , ω_i – момент інерції та кутова швидкість i – ої ділянки БК відповідно;

Зведений момент інерції прогнутих ділянок БК записується таким чином:

$$J_{36.0} = \frac{2 \sum_{i=1}^n T_i}{\omega_1^2} = \sum_{i=1}^n J_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 = J_{s1} + J_{s2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_{s3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \dots + J_{sn} \left(\frac{\omega_n}{\omega_1} \right)^2; \quad (2.36)$$

ω_1 – кутова швидкість ведучої труби.

Форма ствола БК однозначно залежатиме від профілю свердловини (рис. 2.11). Найбільш оперативними та достовірними даними про положення труб бурильної колони у просторі є результати показів інклінометрів за даними вимірів телеметричної системи MWD (рис. 2.12), (рис. 2.13).

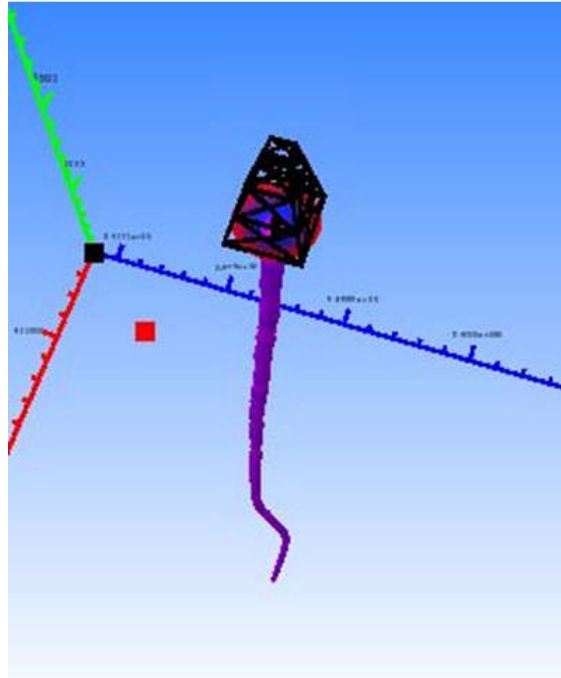


Рисунок 2.11 – Приклад 3D профілю свердловини №18 Ольгівського ГКР

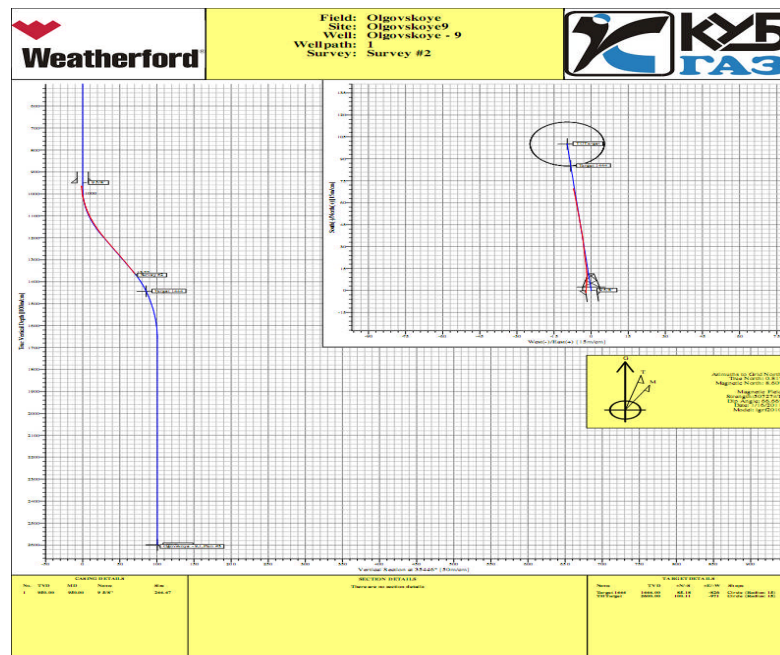
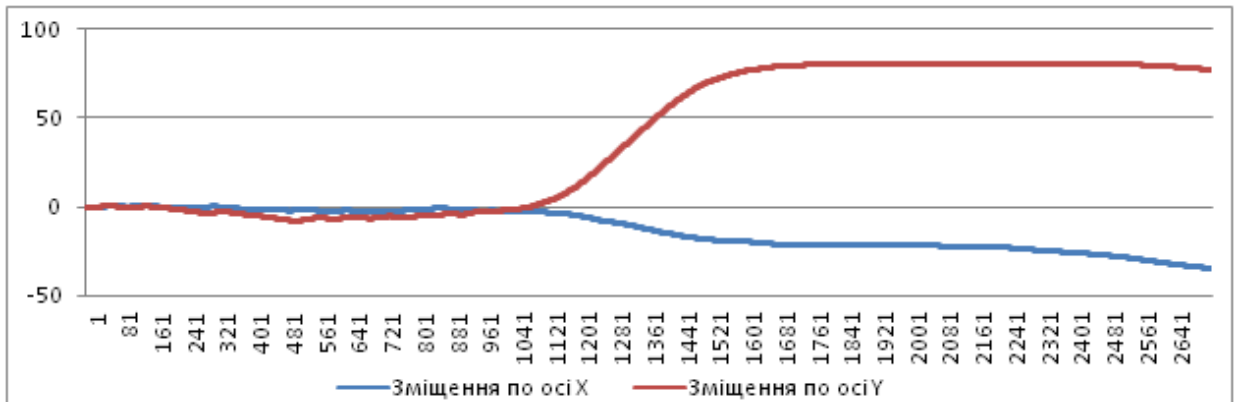
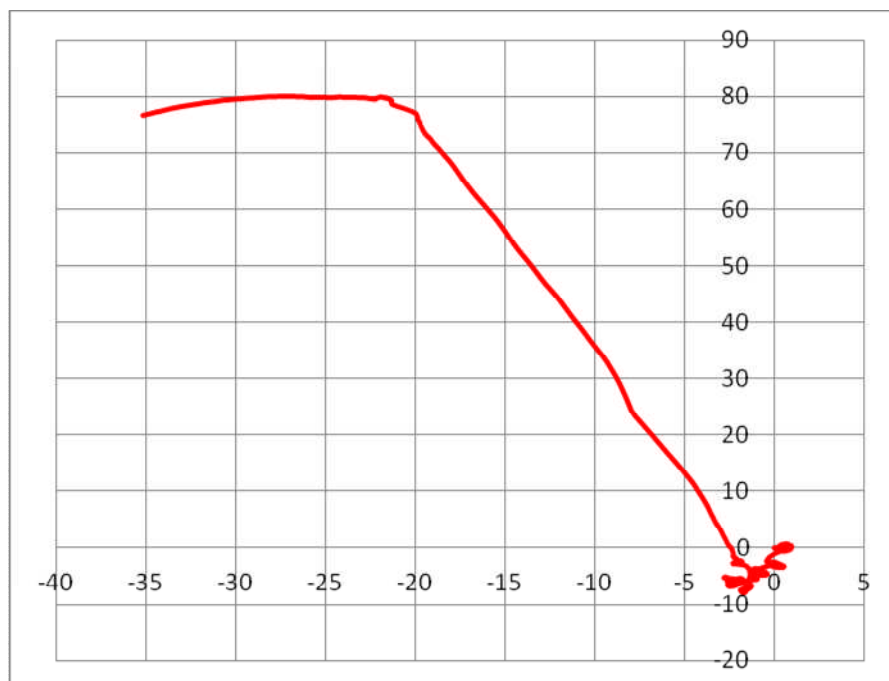


Рисунок 2.12 – Траєкторія ствола свердловини №18 Ольгівського ГКР за даними вимірів телеметричної системи MWD компанії Weatherford



а) координати x і y у профілю свердловини в залежності від координати z , м



б) проекція профілю свердловини на горизонтальну площину Oxy , м

Рисунок 2.13 – Геометрія профілю свердловини №18 Ольгівського ГКР

Враховуючи дані зареєстрованих режимних параметрів буріння свердловин №18, №20, №22, а також параметри компонок БК у відповідності із методикою, наведеною у [1], визначено кількість та довжини півхвиль її прогинів. Маса прогнутих ділянок БК зведено у точки їх найбільшого віддалення від осі обертання (рис. 2.14) і у відповідності із залежністю (2.7) визначено величини цих зосереджених мас та їх моменти інерції (рис. 2.15). Паралельно отримані результати перевірялися за залежністю (2.18).

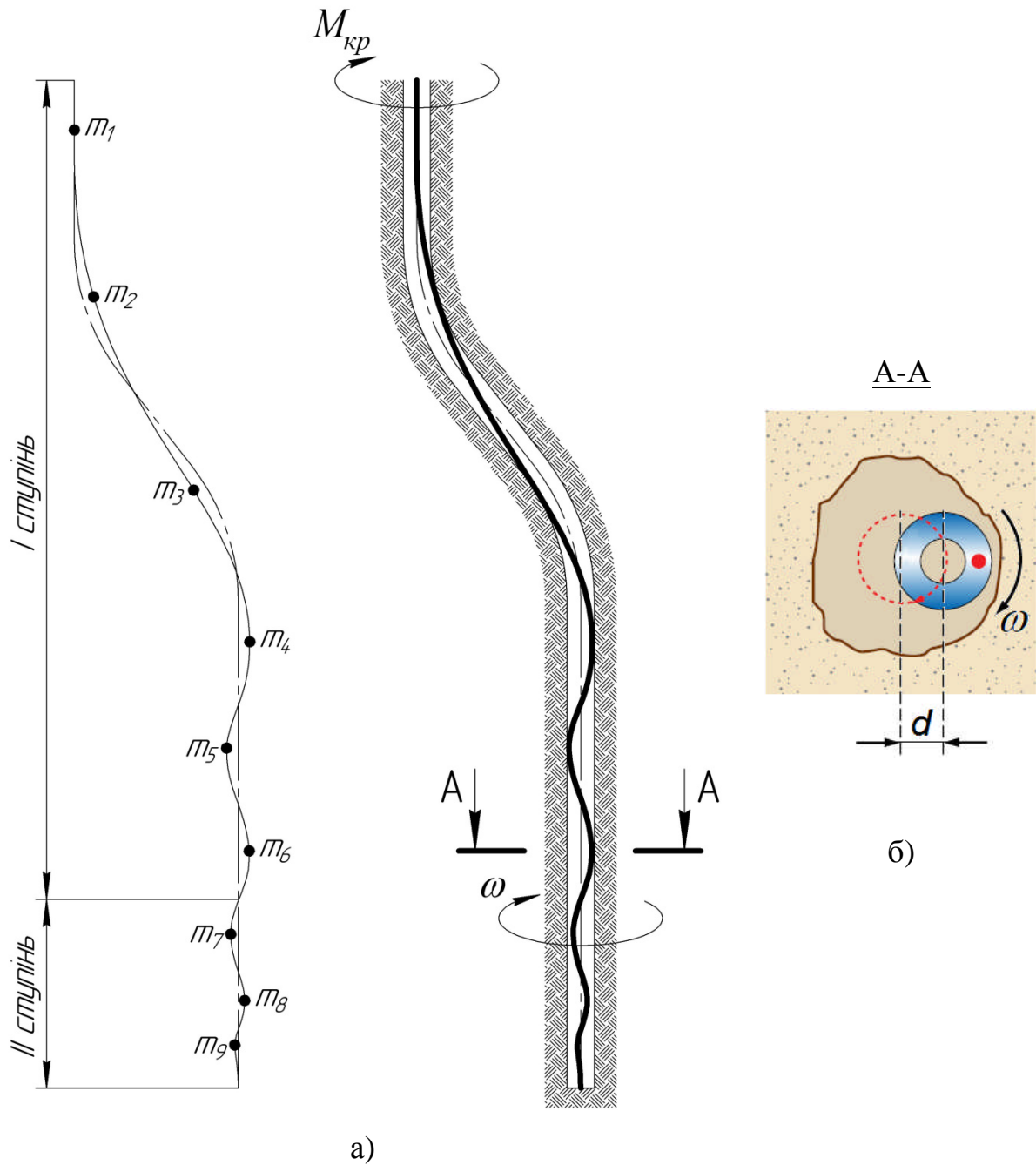
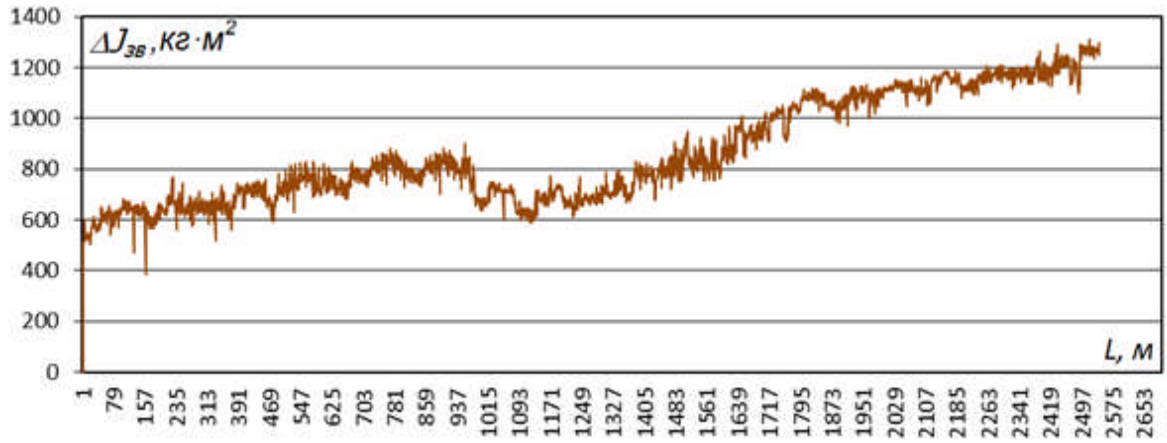
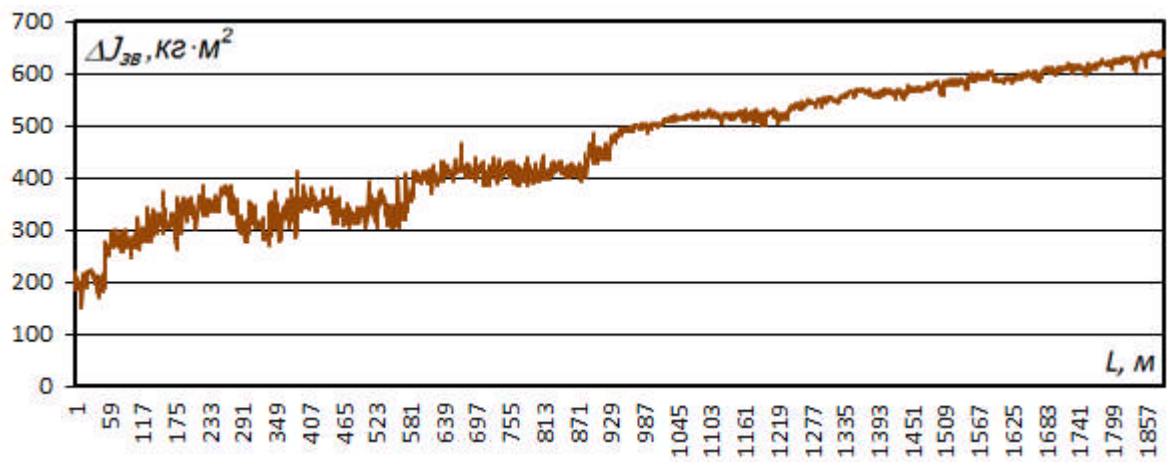


Рисунок 2.14 – Схема розташування зосереджених мас прогнутих ділянок бурильної колони свердловини №18 а) та ексцентричного обертання перерізу ділянки у свердловині б)

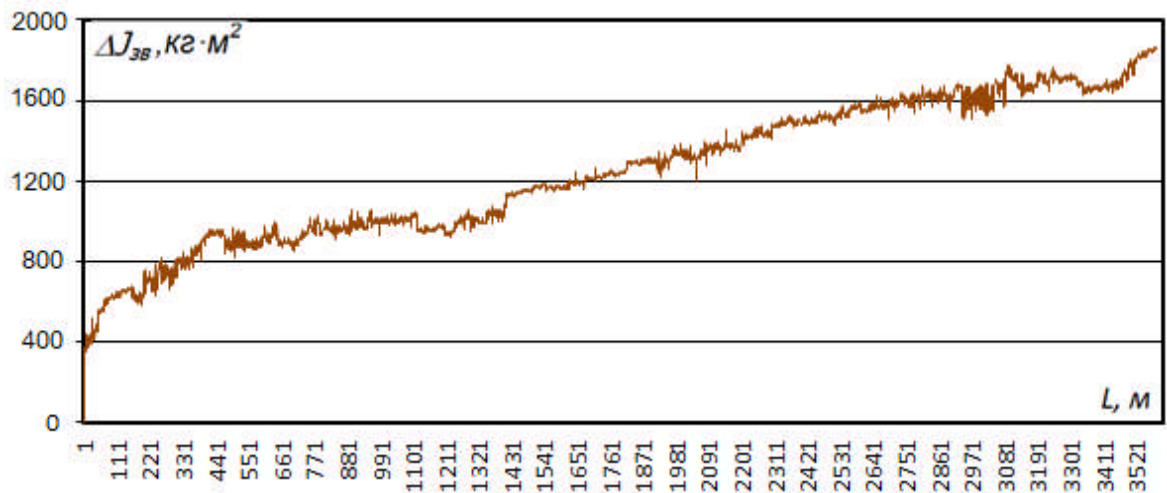
Зведення моментів інерції зосереджених мас прогнутих ділянок БК до ведучої труби проводилося за залежністю (2.36) відповідно до схем їх розташування у свердловині. На цьому етапі досліджень зроблено припущення, що середні кутові швидкості обертання ділянок БК в період її усталеного руху є однакові.



а)



б)



в)

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

Рисунок 2.15 – Діаграми зміни зведеного моменту інерції $\Delta J_{3B}(L)$ БК при бурінні свердловин Ольгіївського ГКР

З наведених ілюстрацій (рис. 2.15 б, рис. 2.15 в) видно, що для похило-скерованих свердловин №20 і №22 зміна зведеного моменту інерції БК від її довжини відбувається за майже лінійною залежністю. Тому можна відмітити, що при бурінні похило-скерованих та умовно вертикальних свердловин величина $\Delta J_{зв}$ мало залежить від профілю свердловини.

Для свердловини №18 з s – подібним профілем (рис. 2.15а) видно, що $\Delta J_{зв}$ збільшується лінійно для перших 940м буріння. Подальше зменшення $\Delta J_{зв}$ пояснюється зменшенням величин прогинів БК на викривлених ділянках свердловини, в жолобах яких бурильні труби здебільшого обертаються відносно своєї власної осі. Тому зменшення $\Delta J_{зв}$ пояснюється відсутністю великих прогинів та зміщень її ділянок у поперечних напрямках. Після 1000м БК зазнає викривлення у двох взаємно перпендикулярних площинах (рис. 2.12а), прогини в цих площинах спричиняють відхилення осей ділянок бурильної колони, що втратили стійкість від осі свердловини та подальше збільшення зведеного моменту інерції колони. Так, скажімо для свердловини Макіївська 18 отримано наступні числові значення: для інтервалу буріння 0?500м $\Delta J_{зв}$ змінюється в межах від 498,8 до 809,9 кг·м²; а для інтервалу буріння 1000?2550м – від 601,4 до 1327,2 кг·м².

2.5 Визначення моменту інерції та кінетичної енергії махових мас бурильної колони при роторному та суміщеному способах буріння

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

Проте, без уваги дослідників залишається факт затрат частини кінетичної енергії на ексцентричне обертання ділянок БК у свердловині. Передусім це стосується роторного та суміщеного способів буріння, за яких ділянки БК у свердловині зазнають поперечних деформацій вздовж її осі від дії осьового навантаження, сил інерції та крутного моменту. Тертя викривлених ділянок БК різної довжини об стінки свердловини з різною інтенсивністю на різних глибинах та зміна моменту опору на долоті призводять до певної нерівномірності її обертання. Для обертання БК із певною нерівномірністю відповідно затрачається кінетична енергія її махових мас, величина якої на даний час залишається невизначеною.

Існує ряд точних і наближених методів визначення моменту інерції махових мас (маховика), зокрема, методи І.І. Артоболевського, Ф. Віттенбауера, М. І. Мерцалова, Є. Л. Гутьяра, Г.Г.Баранова (метод надлишкових робіт) [4, 5, 6]. В рамках проведених досліджень для визначення моменту інерції махових мас БК скористаємось одним з точних методів – методом Ф.Віттенбауера. Згідно цього методу необхідно отримати та дослідити функції зміни зведеного моменту інерції $\Delta J_{36}(L)$, зміни зведеного моменту сил $M_{36}(L)$ та приросту кінетичної енергії $\Delta T(L)$ БК в залежності від змінного параметру – глибини свердловини L . Надалі шляхом виключення змінної L із залежностей $\Delta J_{36}(L)$ та $\Delta T(L)$ потрібно отримати функцію енергоінерції $\Delta T(\Delta J_{36})$, за якою визначити момент інерції та кінетичну енергію махових мас БК. Для проведення цих досліджень використано дані промислових експериментів на свердловинах №18, 20, 22 Ольгіївського ГКР [126].

Рівняння руху механізму будь-якого машинного агрегату згідно [25] у більшості випадків записують у формі теореми про зміну кінетичної енергії:

$$T - T_0 = A_p - A_o, \quad (2.37)$$

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

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

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

$$A_p - A_o = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_p d\varphi - \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_o d\varphi = \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_p - M_o) d\varphi, \quad (2.38)$$

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

M_o – момент сил опору (сума моменту сил тертя БК об стінки свердловини та моменту опору на долоті) кН·м;

φ – кут повороту бурильної колони, рад.

Зареєстровані в ході промислових досліджень числові дані сумарного моменту сил $M_{\Sigma}(L)$ (рис. 2.9) є сумою рушійного моменту M_p і моменту сил опору M_o . Визначення роботи зведеного моменту сил $M_{\Sigma}(L)$ можна провести шляхом числового інтегрування за наступною залежністю:

$$A_p - A_o = \Delta A = \left[(M_{p(j-1)} - M_{o(j-1)}) + \frac{(M_{p(j-1)} - M_{o(j-1)}) + (M_{pj} - M_{oi})}{2} \right] \Delta\varphi, \quad (2.39)$$

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

ΔS – інтервал проходки довжиною 1 метр;

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

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

j – порядковий номер конкретного інтервалу.

Приріст кінетичної енергії визначатиметься різницею робіт рушійних силових факторів та сил опору: $\Delta T = T - T_0 = A_p - A_o = \Delta A$. З урахуванням (2.39), приріст кінетичної енергії запишеться таким чином:

$$\Delta T = \left[\left(M_{P(j-1)} - M_{O(j-1)} \right) + \frac{\left(M_{P(j-1)} - M_{O(j-1)} \right) + \left(M_{Pj} - M_{Oj} \right)}{2} \right] \left(\frac{\pi n_{cp} \Delta S}{30 V_{cp}} \right). \quad (2.40)$$

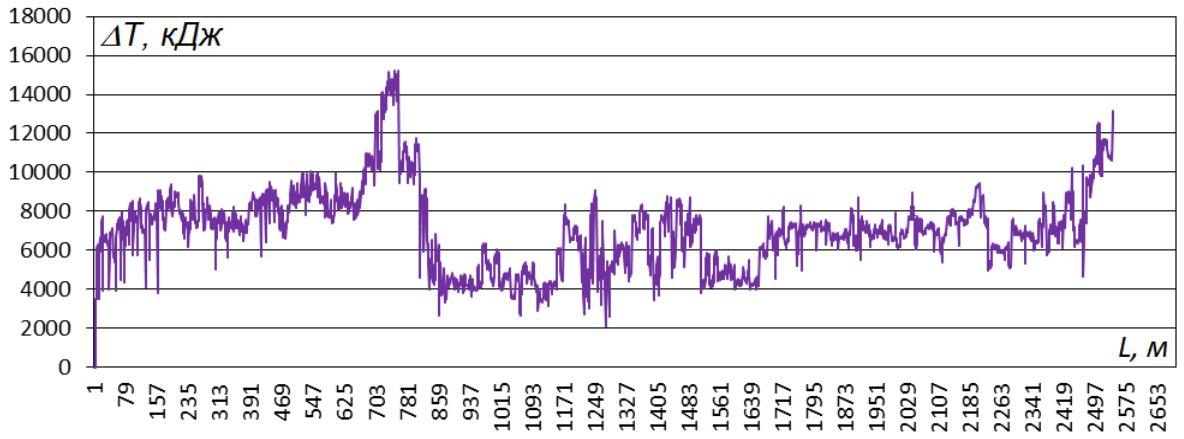
Графічну інтерпретацію залежності (2.40) у вигляді функції $\Delta T(L)$ наведено на рисунку 2.20.

Функцію енергоінерції $\Delta T(\Delta J_{36})$ отримано шляхом виключення глибини свердловини L із залежностей $\Delta J_{36}(L)$ та $\Delta T(L)$. Традиційно її подано у вигляді діаграми Ф. Віттенбауера (рис.2.21), за якою визначено момент інерції махових мас. Для цього обчислено кути нахилу дотичних до діаграми $\Delta T(\Delta J_{36})$ за такими формулами:

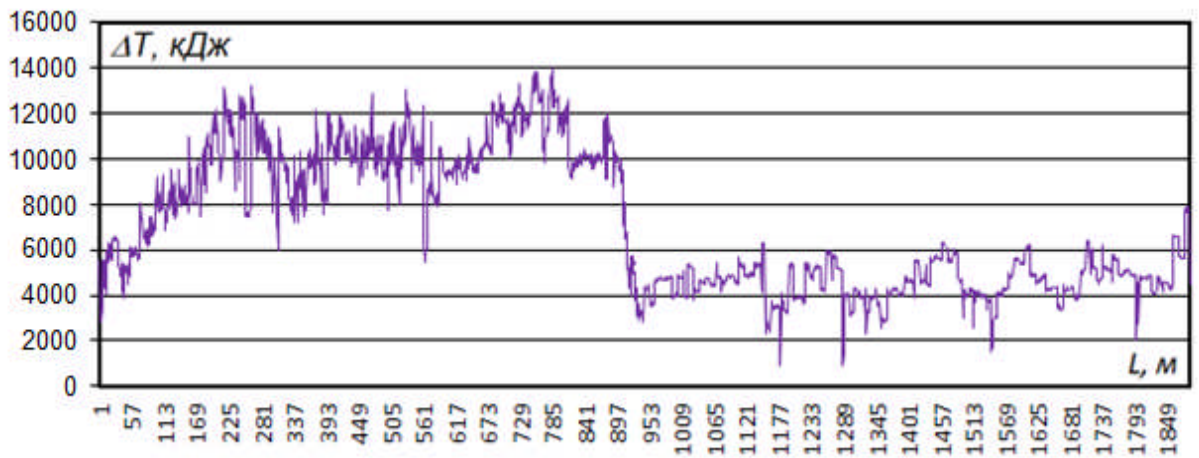
$$\begin{cases} \psi_{max} = \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 \left(1 + \delta + \frac{\delta^2}{4} \right) \right] \approx \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 (1 + \delta) \right]; \\ \psi_{min} = \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 \left(1 - \delta + \frac{\delta^2}{4} \right) \right] \approx \arctg \left[\frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{cp}^2 (1 - \delta) \right], \end{cases} \quad (2.41)$$

де μ_J – масштабний коефіцієнт осі ΔJ_{36} ,
 кг·м²/мм; μ_T – масштабний коефіцієнт осі ΔT , кДж/мм.

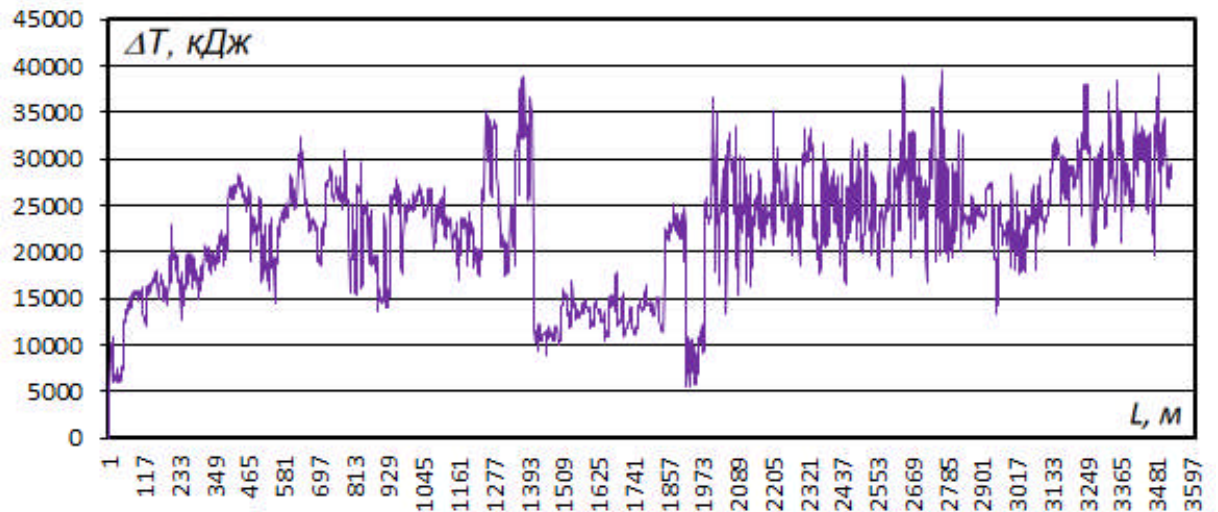
Значення масштабних коефіцієнтів μ_J і μ_T визначаються максимальними значеннями ΔJ_{36} і ΔT , відповідно. Наприклад, для свердловини №18 їх визначено наступним чином:



а)



б)



в)

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

Рисунок 2.20 – Діаграми зміни приросту кінетичної енергії БК $\Delta T(L)$ при бурінні свердловин Ольгіївського ГКР

$$\mu_J = \frac{\Delta J_{36 \max}}{OD} = \frac{1400}{210} = 6,67 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{мм}; \quad \mu_T = \frac{\Delta T_{\max}}{OE} = \frac{18000}{103} = 174,76 \text{ кДж/мм};$$

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

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

$$J_m = \mu_T \frac{(AB)}{\omega_{cp}^2 \delta}, \quad (2.42)$$

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

Кінетична енергія обертального руху махових мас БК при цьому рівна:

$$T_m = J_m \frac{\omega_{cp}^2}{2}. \quad (2.43)$$

Отримані результати досліджень моменту інерції та кінетичної енергії махових мас БК проведені за формулами (2.41) та (2.43) наведені в таблиці 2.5. З метою наглядності на діаграмі $\Delta T(\Delta J_{36})$ (рис. 2.17) (свердловина №18) умовно виділено п'ять частин, кожна з яких характеризує свій інтервал буріння. Характерно, що для БК довжиною до 500м дотичні, проведені до гілок діаграми $\Delta T(\Delta J_{36})$ відсікають на осі ΔT відрізок більшої довжини $(A_1B_1) = 10,72$ мм, при якому момент інерції махових мас та їх кінетична

енергія є більшими, а із збільшенням довжини колони до 2000м – відповідний відрізок меншої довжини $(A_2B_2) = 3,46$ мм.

Таблиця 2.5 Параметри дослідження моментів інерції та кінетичних енергій махових мас БК на свердловинах Ольгіївського ГКР

Інтервали дослідження, м	Значення параметрів								
	n_{cp} , об/хв	ω_{cp} , рад/с	δ	ψ_{max} , град	ψ_{min} , град	(AB) , мм	J_m , кг·м ²	T_m , кДж	ΔT_{max} , кДж
Свердловина №18									
0?500	81,10	8,49	0,203	58,85	47,63	10,72	128,03	4614,21	9975,44
1500?2000	62,48	6,54	0,181	43,95	33,76	3,46	78,11	1670,44	9102,25
2000?2650	60,41	6,32	0,189	42,18	31,72	-	-	-	13080,11
Свердловина №20									
0?500	112,9	11,5	0,401	58,85	47,63	18,44	54,014	3208,70	13405,20
500?900	104,1	10,9	0,332	43,95	33,76	7,62	30,01	1782,68	14020,17
900?1860	61,3	6,4	0,384	42,18	31,72	2,88	1,22	24,98-	7868,42
Свердловина №22									
0?1000	81,10	8,49	0,203	33,05	17,06	6,92	61,57	3017,29	32075,05
1000?2000	62,48	6,54	0,181	47,91	18,73	-	-	-	37944,16
2000?3650	60,41	6,32	0,189	67,56	26,53	-	-	-	39055,31

За конкретних умов буріння свердловини №18 встановлено, що обертання БК малої довжини (до 500м) із визначеною нерівномірністю вимагає використання махових мас з більшим (128кг·м²), а колони більшої довжини (до 2000м) – махових мас з меншим (78кг·м²) моментом інерції. Як бачимо, для колони довжиною 500м кінетична енергія обертального руху махових мас становить близько 46% від максимального приросту кінетичної енергії, а для колони довжиною 1500?2000м – 18%. Це пояснюється необхідністю наявності махових мас, які забезпечують обертання БК з із певною нерівномірністю δ . При цьому точки перетину C_1 і C_2 дотичних в

обох випадках утворилися ліворуч від осі ΔT . Для колони довжиною більшою 2000м дотичні, проведені до гілок діаграми $\Delta T(\Delta J_{36})$ перетинаються праворуч від осі ΔT . Це вказує на те, що інертність БК такої довжини є настільки великою, що використання маховика для її обертання із визначеною нерівномірністю є недоцільним, хоча його функцію після 2000 метрів проходки надалі “виконують” нарощені БТ та ОБТ [32]. Аналогічні висновки можна зробити по діаграмі для свердловини №22 (рис. 2.22): в інтервалах 2000-2500м, а також 2500-3650м, для яких інертність махових мас БК є надлишковою.

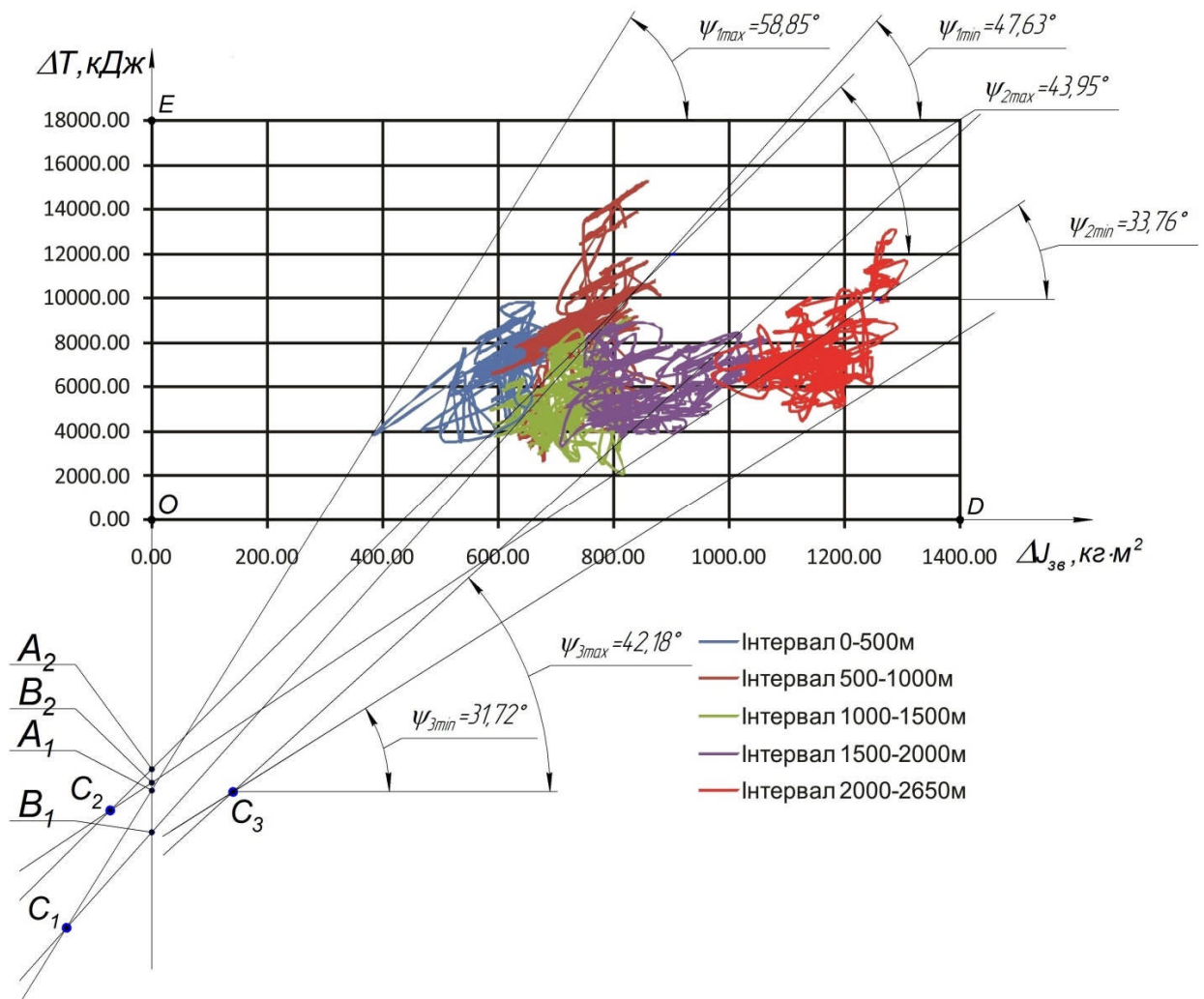


Рисунок 2.21 – Діаграма енергоінерції БК $\Delta T(\Delta J_{36})$ (свердловина №18)

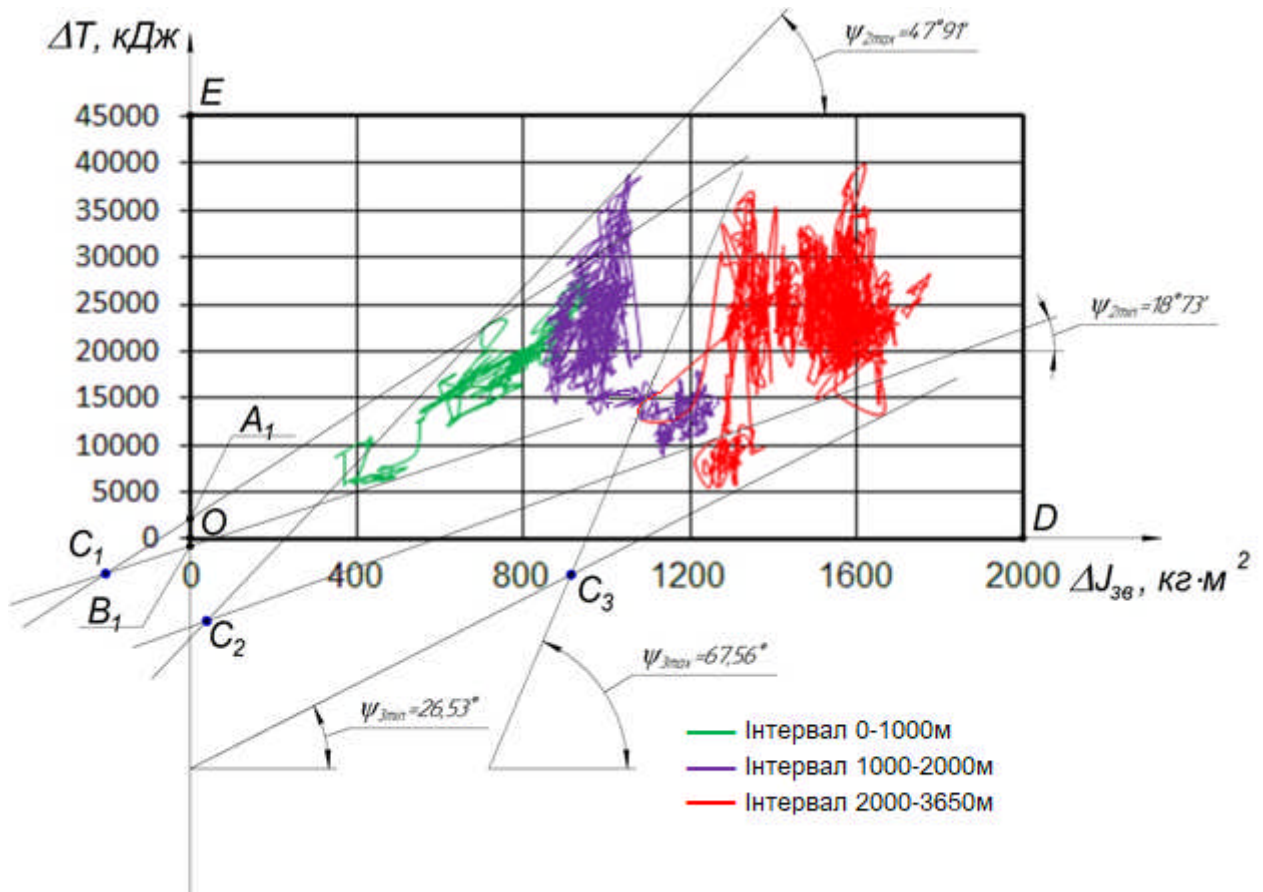


Рисунок 2.22 – Діаграма енергоінерції БК $\Delta T(\Delta J_{36})$ (свердловина №22)

Керуючись наведеними у [128] положеннями бурильний інструмент можна розглядати як машинний агрегат із уявним ізотакним маховиком. Ізотакний маховик – це махова маса, яка відноситься до машинного агрегату, у якого відбувається зміна не фактичної маси, а геометрії розташування його складових частин. Таку особливість можна застосовувати при бурінні інтервалу свердловини в період між двома послідовними моментами нарощування БК, коли геометрія просторового розташування прогнутих її ділянок може частково керуватися за допомогою спеціальних гібридних роторних керованих систем.

2.6 Шляхи забезпечення енергоощадного режиму роботи бурильної колони при роторному та суміщеному способах буріння

На основі аналізу результатів проведеного вище динамічного аналізу БК для кількох свердловин можна зробити висновок про те, що одним із шляхів зменшення кінетичної енергії її махових мас та енергозатрат на її обертання є зменшення їх інертності. Зменшення радіусу інерції махових мас БК через складну геометрію викривлення її осі у свердловині під час буріння добитися практично неможливо. Проте можна добитися зменшення маси БК шляхом використання бурильних труб, виготовлених із матеріалів з меншою густиною. Тому більш простим і ефективним способом зменшення інертності є підбір компоновок БК, укомплектованих бурильними трубами виготовленими із алюмінію, склопластику чи титану.

Науково-технічний прогрес пов'язаний, насамперед, зі створенням і впровадженням нових матеріалів з комплексом фізико-механічних й експлуатаційних властивостей, що відповідають сучасним вимогам надійної роботи бурового та нафтогазопромислового обладнання в різних умовах. В області буріння та експлуатації свердловин використання досягнень нових наукових технологій виробництва сплавів і композитних матеріалів є ефективними для виготовлення обсадних, бурильних, насосно-компресорних труб, а також трубопроводів, що працюють в умовах впливу поверхнево-активних середовищ, що містять сірководень [129, 130, 131]. При розвідці й експлуатації родовищ на надійність глибинного бурового обладнання під час його експлуатації впливає велика кількість факторів, що змінюються. При бурінні й експлуатації свердловин з високою концентрацією сірководню часте руйнування бурильних труб відбувається через пітингову корозію й сульфідне розтріскування [131]. Швидкість руйнування металу труб залежить від загального тиску, температури й швидкості руху корозійного середовища, концентрації й парціального тиску H_2S . Вважається, що вже при концентрації сірководню близько 0,001% можлива сірководнева корозія, що в умовах

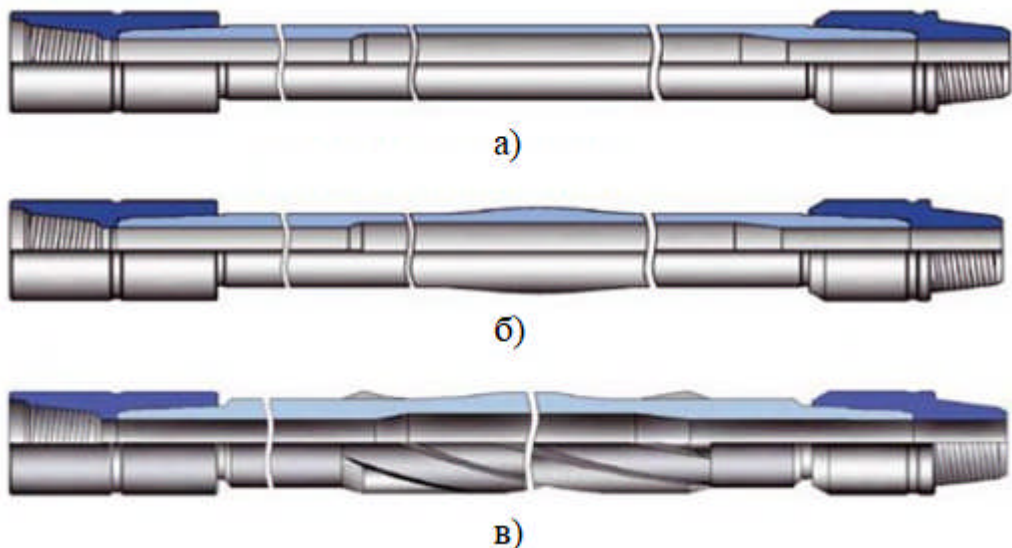
циклічного навантаження сприяє втомному руйнуванню металів [129, 130, 131].

На сьогоднішні переважна більшість бурильних труб для буріння свердловин на суші і на морі виконується згідно нормалей API. Найбільшого поширення набули бурильні труби діаметрів 5", 5⁷/₈", 6⁵/₈" дюйма [132, 133, 134]. Традиційним матеріалом для бурильних труб є сталь – S-135 по специфікації API-5d. Компаніями-виробниками пропонуються бурильні труби виготовлені із сталей з кращими характеристиками – V150, UD-165, а також алюмінію, титану і композиту. Основні характеристики бурильних труб із різних матеріалів подано в таблиці 2.6

Таблиця 2.6 Деякі характеристики матеріалів для бурильних труб

Параметри	S-135	V-150	UD-165	Алюміній	Титан
Зовнішній діаметр (дюйм)	5 ⁷ / ₈	5 ⁷ / ₈	5 ⁷ / ₈	5 ⁷ / ₈	5 ⁷ / ₈
Внутрішній діаметр (мм)	130,89	130,89	130,89	121	130,89
Товщина стінки(мм)	9,2	9,2	9,2	14,12	9,2
Границя текучості(МПа)	930,8	1034,2	1137,6	482,6	827,4
Границя міцності на розрив, Н	3755294	4172546	4589802	2890609	3338037
Вага однієї труби на повітрі, кг	3719	3719	3719	2396	2469
Вага однієї труби в промивній рідині густиною 950 кг/м ³	3180	3180	3180	1673	1931
Ціна відносно S-135	1	1,1	1,15	1,5-2,5	7-10

Легкосплавні бурильні труби (ЛБТ) використовуються в компоновці бурильної колони й застосовуються при бурінні глибоких, надглибоких, горизонтальних і похило-скерованих свердловин. ЛБТ виготовляють зі сплаву алюмінію Д16Т способом прямого гідравлічного гарячого пресування. Вибір матеріалу й методу виготовлення забезпечують трубі якості, які оптимізують бурові роботи, при цьому збільшуючи зносостійкість й ефективність всієї колони. ЛБТ мають ряд переваг перед сталевими. Маса алюмінієвої труби в три рази менше сталевій. При спуску та підйомі бурильного інструмента легкість труби зменшує зношуваність всієї бурової установки, тому що основні експлуатаційні ресурси установки витрачаються на подолання сил ваги й сил тертя [135, 136]. Також менша вага ЛБТ дозволяє істотно збільшити частоту обертання БК й глибину буріння. Межа міцності в алюмінію в порівнянні зі сталлю менше в 1,5-2 рази. А от модуль пружності в 3 рази нижче, що допомагає при бурових роботах на складних ділянках з перегинами положення стовбура, що в підсумку поліпшує профіль свердловини.



а) – базове виконання; б) – з протекторним потовщенням; в) – із спіральним
оребрением

Рисунок 2.23 – Легкосплавні бурильні труби різних конструкцій

Вібропоглинальні властивості в алюмінієвих бурильних труб у 1,5 рази вище, ніж у сталевих. При правильному підборі це дозволяє уникнути резонансу в системі. Алюміній проявляє підвищену стійкість в агресивному середовищі, сплав не піддається корозії при бурових роботах у морській воді, у середовищі з підвищеним складом сірководню, діоксида вуглецю. Немагнітність алюмінію дорівнює дороговартісному з'єднанню нікелю з міддю або складу нікель-кобальт-молібден. Тому що при коректуванні профілю свердловини потрібні дослідження магнітними методами, якість немагнітності конче потрібно в буровій установці. Крім звичайних ЛБТ застосовуються бурильні труби з алюмінію підвищеної надійності (ЛБТПН).

Таблиця 2.7 Міцнісні параметри ЛБТПН – сплав Д16Т/сплав 1953Т1

Розтягуюче навантаження, кН допустиме (0,8 σ_t)	595/879	691/1021	1222/1805	1423/2102	1617/2389	1646/2431
граничне	744/1099	864/1276	1527/2256	1779/2627	2022/2986	2057/3039
Крутний момент, кН*м допустимий (0,8 σ_t)	10,1/14,9	13,7/20,3	35,5/52,4	40,2/59,4	44,5/65,8	54,4/80,3
граничний	12,6/18,6	17,2/25,3	44,4/65,5	50,3/74,3	55,7/82,2	68,0/79,3
Максимальний зовнішній тиск, МПа	54,4/75,0	45,7/61,2	35,9/45,8	46,5/62,5	56,7/78,7	37,9/48,9
Максимальний внутрішній тиск, МПа	56,9/84,0	49,7/73,4	42,6/62,9	50,3/74,3	58,0/85,7	44,0/65,0

Бурильні труби виготовлені із алюмінію, композиту (склопластику чи вуглепластику) і титану мають наступні переваги в порівнянні із сталевими: краще відношення міцності до густини, менша густина матеріалу, володіють більшою гнучкістю (рис. 2.24), мають кращу втомну довговічність, характеризуються кращим корозійним і ерозійним спротивом, менше зношують обсадну колону і мають більшу стійкість при бурінні горизонтальних свердловин [37, 38, 39].



а)



б)

Рисунок 2.24 – Бурильні труби із склопластику на стадії виготовлення

Це відкриває можливість їхнього використання при бурінні свердловин із значним відхиленням вибою від вертикалі, там де використання сталевих бурових труб є проблемним. Так при бурінні двох свердловин в Південно-китайському морі із застосуванням ЛБТ діаметром 5 $\frac{7}{8}$ дюйма було досягнуто наступних результатів: при загальному збільшенні операційних витрат на буріння на 10-20% швидкість горизонтального відхилення свердловини збільшилась на 10-30% за рахунок кращої гнучкості, менших сил тертя і втрати крутного моменту, меншої втрати тиску промивальної рідини і кращій стійкості.

Буріння свердловин Hammad-3 і Hammad-5 у еміраті Ель-Фуджейра Об'єднаних Арабських Еміратів проводилось компоновками, до складу яких були включені бурові труби, виготовлені із сплаву на основі титану (Ti-6Al-4V). Експлуатація титанових бурових труб показала, що закладена при їх виготовленні втомна міцність є мінімально у 10 раз більшою за втомну міцність бурових труб із сталей V150 чи UD-165, що є важливим аспектом для безаварійної роботи БК. Посідаючи перше місце в Європі за покладами титанових руд, Україна має широкі можливості для серійного виготовлення та експлуатації титанових бурових труб.

2.7 Висновки до розділу 2

1. В процесі буріння форма БК та орієнтація її ділянок змінюються в залежності від характеру та величини діючих навантажень, частоти обертання, а також їх відносного розташування у свердловині. Результати вимірювань зміни крутного моменту та частоти обертання БК на гирлі свердловини свідчать про наявність крутильних коливань з великими амплітудами. Значні коливання кутової швидкості долота мало проявляються на поверхні, що пояснюється високою податливістю БК на кручення, її великим моментом інерції та дією сил контактної тертя, яка призводить до демпфування крутильних коливань.

2. Розроблено та реалізовано математичний апарат для визначення моменту інерції зігнутої ділянки БК на моделях із зосередженими масами та моделі з розподіленою масою. Обґрунтовано рекомендації для проведення практичного розрахунку моменту інерції прогнутої ділянки БК тоді, коли її довжина більше, ніж у 10 раз перевищує стрілу прогину $L/f > 10$. При цьому встановлено, що коли прогин ділянки БК у свердловині є значно меншим за 2,5м то для визначення її моменту інерції можна використовувати спрощену формулу.

3. Аналіз числових розрахунків моментів інерції зігнутих ділянок БК укомплектованих сталевими, алюмінієвими, титановими чи склопластиковими бурильними трубами засвідчує, що збільшення густини матеріалу зігнутої ділянки ОБТ у 2,25 рази призводить до збільшення її моментів інерції у 1,7 рази, в той же час збільшення густини матеріалу зігнутої ділянки БТ у 3,9 рази в середньому збільшує момент її інерції у $2,4 \div 3,2$ рази. Моменти інерції зігнутих ділянок БК залежать від густини матеріалу труб, з яких вони укомплектовані та геометрії їх прогину.

4. В процесі роторного чи суміщеного буріння інертність БК неухильно збільшується, що відображається на її енергоємності. Інертність БК довжиною понад 2000м є настільки великою, що обертання її махових мас із певною нерівномірністю призводить до перевитрат механічної енергії і спонукає пошуку енергоощадного режиму роботи.

5. Питання пошуку енергоощадного режиму роботи БК, а також регулювання періодичних та випадкових її коливань можна вирішити шляхом застосування в її компоновці бурильних труб з меншою, ніж у сталі густиною. Бурильні труби виготовлені із алюмінію, склопластику чи титану у порівнянні із традиційними сталевими володіють відповідно кращими антикорозійними, демпфувальними чи міцнісними властивостями. Це розширює можливість їхнього використання при бурінні свердловин.

РОЗДІЛ 3

СТЕНДОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЗДОВЖНИХ ТА КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ІЗ ДОЛОТАМИ РІЖУЧОГО ТИПУ

Процес руйнування вибою долотом під дією силових факторів, що передаються БК з одночасною генерацією та поширенням коливних процесів є досить складними явищами [137, 138, 139, 140, 141]. Мало дослідженими в цьому плані є коливання бурильного інструменту з ріжучими долотами невеликих діаметрів, математичний опис яких становить значні методичні труднощі [138, 139, 142]. Тому виникає додаткова необхідність у подальшому розвитку методів і засобів фізичного моделювання процесу динамічного навантажування бурильного інструменту.

Експериментальні дослідження процесу буріння є незалежним і водночас необхідним етапом наукової діяльності, що дає якісну і кількісну оцінку коректності математичних моделей, розроблених для дослідження різноманітних технологічних процесів. Процес буріння свердловини є однією із сфер діяльності людини, де найбільш вагомими науковими та технічними рішеннями на даний час отримуються засобами моделювання. Це, насамперед, обумовлюється масштабністю об'єктів дослідження, складністю і високою вартістю реальних промислових експериментів.

На сьогодні можливості моделювання процесу буріння в стендових умовах є основним способом експериментального дослідження за виконанням тих чи інших технологічних процесів буріння свердловини. Це зумовлено тим, що розміри об'єктів моделювання не дозволяють коректно масштабувати модель, а різноманітність явищ, які визначають поведінку об'єкта, ускладнює побудову аналогової моделі. Крім цього, сучасне вимірювальне обладнання та його програмне забезпечення дають нові можливості для застосування лабораторного методу дослідження.

3.1 Розробка динамічної моделі поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструмента із долотом ріжучого типу

Сучасний стан розвитку нафтогазовидобувної галузі актуалізує розробку нових підходів для інтенсифікації буріння свердловин з використанням породоруйнівного інструменту ріжучо-сколюючого типу, в тому числі долотами типу Polycrystalline Diamond Compact (PDC). Це обумовлено такими важливими факторами:

- суттєве розширення обсягів використання інструментів ріжучо-сколюючої дії;
- відсутність точних й об'єктивних методів оцінки ефективності руйнування гірських порід долотами цього типу;
- відсутність науково обґрунтованих принципів процесу динамічного навантажування бурильного інструменту з долотами ріжучо-сколюючого типу, що працюють в режимі нестационарних коливань;
- відсутність узагальненого критерію оцінки ефективності динамічного процесу руйнування гірських порід долотами ріжучо-сколюючого типу.

Зазначені фактори обумовлюють постановки комплексу теоретичних й експериментальних досліджень динаміки й кінематики бурильного інструменту з долотами ріжучо-сколюючого типу. Дослідження нестационарних коливних процесів такого бурильного інструменту представляють великий інтерес з точки зору забезпечення надійності його роботи, а також зменшення енергетичних витрат при поглибленні свердловини.

Моделі динаміки бурильного інструменту [101, 102, 139, 140] є своєрідними праобразами єдиної повної математичної моделі з урахуванням ряду певних припущень. Тому, аналізуючи роботу бурильного інструменту у свердловині, причини виникнення та поширення його нестационарних випадкових коливань можна сформулювати, виходячи з наступних міркувань. По-перше, нестационарні збурення на долоті можуть виникати

внаслідок розбурювання гірських порід, в яких почергово зустрічаються прошарки різної твердості. Почергове їх розбурювання супроводжується нестационарними коливаннями інструменту, які суттєво впливають на зміну осьового навантаження, крутного моменту та частоти обертання долота. Прикладами нестационарного збурення можуть бути наступні явища: “розвантажування” долота при його входженні в м’який пласт, “довантажування” – при його переході з м’якого в твердий пласт, а також явище різкого збільшення амплітуди крутильних коливань в момент “проковзування”. По-друге, в результаті руйнування долотом ріжучо-сколюючого типу товщі породи однакової твердості на вибою утворюється виробіток з характерними канавками, кількість яких в основному є кратною кількості ріжучих елементів долота. Проте, як показують результати досліджень [142, 143], в процесі розбурювання порід різної твердості протягом тривалих проміжків часу формується нетиповий вибій, хаотичний по черговості та величині впадин та вершин профілю. Переміщення ріжучих елементів по такому вибою в подальшому можуть бути першопрчиною тривалих хаотичних коливань як долота, так і нижньої частини БК. Тому, певні ключові питання, що стосуються окремих випадків нестационарних випадкових коливань бурильного інструменту є невисвітленими, а тому потребують додаткових як теоретичних так і експериментальних досліджень.

На даний час результатами досліджень [138, 139, 142, 143] встановлено, що умовою виникнення поздовжніх автоколивань, викликаних крутильними, є рівність власних частот будь-яких гармонік крутильних і поздовжніх коливань. В зв’язку з цим можливим є моделювання процесу поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту, як механічної системи із зосередженими параметрами. Систему подібного типу успішно застосовано для дослідження коливань бурильного інструменту озброєного PDC долотами з нерівномірним розподілом ріжучих елементів у [142], а також шарошковими долотами у [144] під час розбурювання анізотропних гірських порід в стендових умовах.

Теоретичні обґрунтування доцільності застосування бурильного інструменту із скінченним числом ступеней вільності, озброєного долотами ріжучо-сколюючого типу вимагають розробки нових концептуальних моделей їх коливань. Тому з метою подальших аналітичних досліджень розглянемо бурильний інструмент, що складається з бурильної труби та долота, які виконують по два відносні рухи (рис. 3.1). Для розробки моделі поздовжніх та крутильних коливань такої механічної системи приймаємо деякі припущення: долото 1 та труба 2 подається у вигляді зосереджених мас m_1 і m_2 з моментами інерції J_1 і J_2 відповідно; масою та інертністю обертача 3 нехтуємо. Осьові x_1, x_2, x_3 та кутові $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ координати визначають положення тіл системи в довільний момент часу. З'єднання тіл механічної системи моделюємо пружно-демпферними елементами з жорсткостями k_1 і k_2 та коефіцієнтами демпфування α_1 і α_2 . З'єднання долота з бурильною трубою, конструктивно виконане вигляді конуса Морзе, моделюємо жорсткістю c_1 . Деформацією тіл системи, масами пружин і демпферів, а також дією виштовхувальної сили промивної рідини та зміною енергії коливальної системи нехтуємо. Силевий привід не моделюється і вважається, що він забезпечує постійну кутову та осьову швидкість бурильного інструменту. Тому граничними умовами на верхній частині бурильного інструменту будуть кутові та осьові зміщення обертача бурильного інструменту. Такі припущення є зручними для більшої простоти дослідження коливань заданої механічної системи.

В процесі буріння двомасова механічна система навантажується осьовою силою \vec{P} та реактивним моментом від вибою M . Обидва силові фактори складаються з компонентів різання та тертя. На основі [137, 138] їх можна записати таким чином:

$$P_p = zr\zeta\epsilon h; \quad (3.1)$$

$$P_{mp} = \frac{1}{2} zrl\sigma [1 + \text{sign}(\dot{x})]; \quad (3.2)$$

$$M_p = \frac{1}{2} zr^2 \varepsilon h; \quad (3.3)$$

$$M_{mp} = \frac{1}{4} zr^2 \xi \mu l \sigma [1 + \text{sign}(\dot{x})]; \quad (3.4)$$

де z – число різців на долоті; r – радіус долота; ε – внутрішня питома енергія різання; ζ – параметр, що визначає положення різця; l – довжина активної (зношеної) частини різця; μ – коефіцієнт тертя; ξ – параметр, що характеризує інтенсивність спрацювання різців h – величина поглиблення вибою різцем.

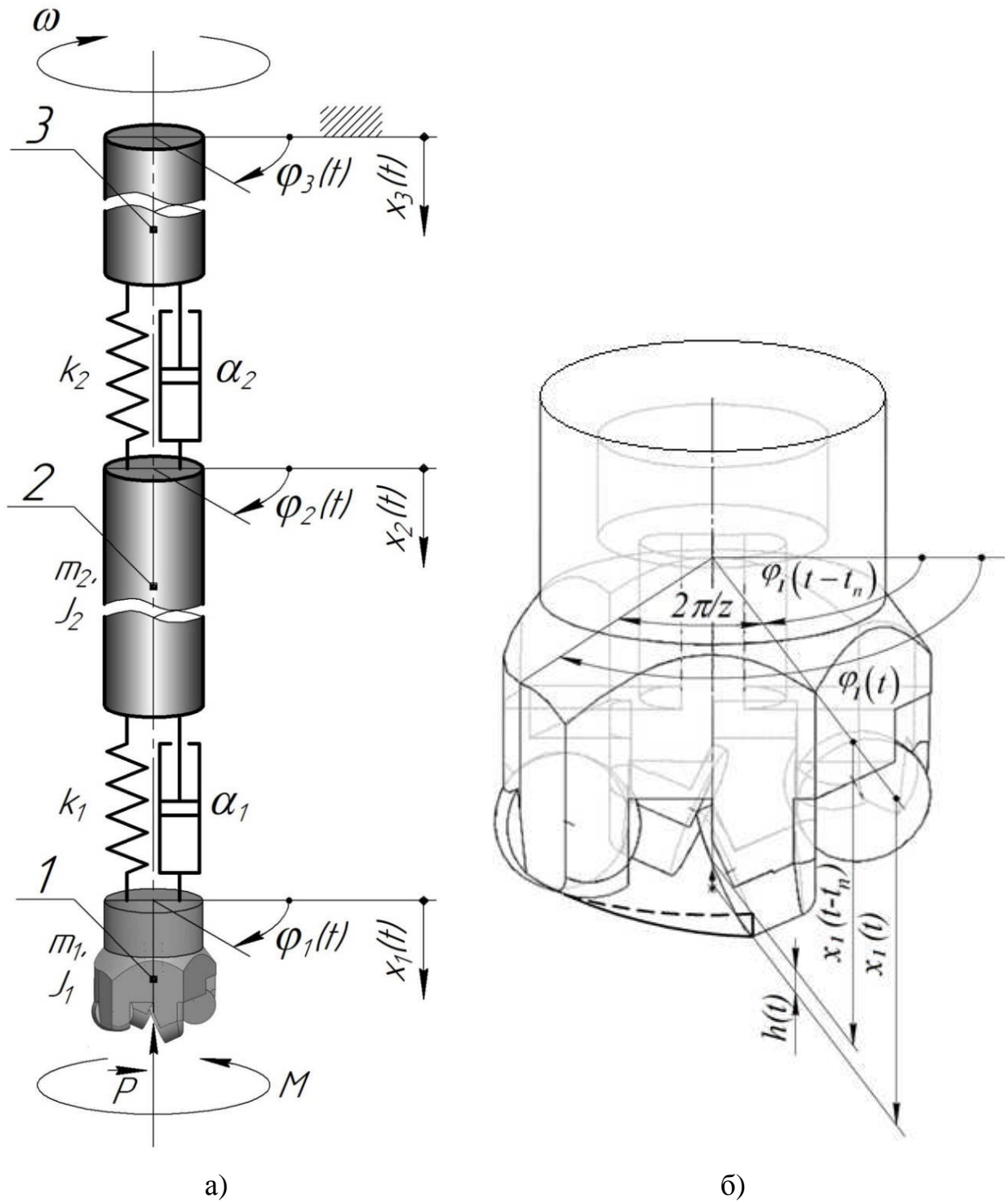
Оскільки з'єднання кінцівки бурильної труби з долотом здійснюється з допомогою конуса Морзе, накладемо додаткове обмеження по переміщенню та куту проворотання долота відносно труби у вигляді наступного кінематичного співвідношення:

$$\frac{x_2 - x_1}{\varphi_2 - \varphi_1} = d. \quad (3.5)$$

Поглиблення вибою за один оберт долота характеризується товщиною породи, що зрізується його різцями впродовж цього обертуту:

$$h(t) = x_1(t) - x_1(t - t_n). \quad (3.6)$$

За описаних вище умов розглядувана механічна система (рис. 3.1) ідеалізується до консервативної, і її рух можна описати диференціальними рівняннями Лагранжа 2-го роду із частковими похідними.



1 – долото; 2 – труба; 3 – обертач;

а) двомасова механічна система; б) чотирирізцеве долото

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема бурильного інструменту

В загальному випадку рівняння Лагранжа 2-го роду, яким описуватимемо рух механічної коливальної системи має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = Q_j + P\lambda, \quad (3.7)$$

де T – кінетична енергія механічної системи; $q = [x_1, x_2, \varphi_1, \varphi_2]$ – узагальнені координати, Q_j – узагальнені силові фактори неконсервативного походження; $P\lambda$ – узагальнені сили реакції в'язі; λ – множник Лагранжа. Кінетичну енергію механічної системи, тіла якої здійснюють зворотно-поступальні та обертальні рухи, подамо як суму їх кінетичних енергій:

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2}. \quad (3.8)$$

Потенціальну енергію механічної системи подамо як суму потенціальних енергій пружин між її тілами:

$$\Pi = \frac{k_1 (x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{k_2 (x_2 - x_3)^2}{2} + \frac{c_1 (\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2}. \quad (3.9)$$

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

$$Q_{\text{нек}} = \begin{bmatrix} -P - \alpha_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ \alpha_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \alpha_2 \dot{x}_2 \\ -M \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Для визначення $P\lambda$ прирівнюємо вираз (3.5) до нуля та про диференціюємо його по узагальнених координатах:

$$\begin{aligned} h(q) &= (x_1 - x_2) + d(\varphi_2 - \varphi_1) = 0; \\ P &= \frac{\partial h}{\partial q} = [1, -1, -d, d]; \\ P\lambda &= [\lambda, -\lambda, -d\lambda, d\lambda]. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Виразимо похідні для кінетичної та потенціальної енергії:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial q} &= 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} &= [m_1 \dot{x}_1, m_2 \dot{x}_2, J_1 \dot{\varphi}_1, J_2 \dot{\varphi}_2]; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) &= [m_1 \ddot{x}_1, m_2 \ddot{x}_2, J_1 \ddot{\varphi}_1, J_2 \ddot{\varphi}_2]; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial q} &= \begin{bmatrix} -k_1(x_2 - x_1) \\ k_1(x_2 - x_1) + k_2(x_2 - x_3) \\ c_1(\varphi_2 - \varphi_3) \\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Після ряду аналітичних перетворень отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - \alpha_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_1(x_2 - x_1) &= -P_p - P_{mp} + \lambda; \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha_2 \dot{x}_2 + \alpha_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_3) + k_1(x_2 - x_1) &= -\lambda; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -M_p - M_{mp} - d\lambda; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_1(\varphi_2 - \varphi_3) &= d\lambda. \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Виразимо із (3.5) кут повороту та кутове пришвидшення труби:

$$\begin{cases} \varphi_2 = \frac{x_2 - x_1}{d} + \varphi_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1. \end{cases} \quad (3.14)$$

Підставимо (3.14) у четверте рівняння системи (3.13), отримаємо:

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

звідки множник Лагранжа:

$$\lambda = \frac{J_2}{d} \left(\frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1 \right) + \frac{c_1}{d} \left(\frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{d} + \ddot{\varphi}_1 - \varphi_3 \right). \quad (3.15)$$

Підставивши (3.1) – (3.4) і (3.15) у перші три рівняння системи (3.13), отримаємо:

$$\begin{aligned} & \left(m_2 + \frac{J_2}{d^2} \right) \ddot{x}_2 - \frac{J_2}{d^2} \ddot{x}_1 + \frac{J_1}{d^2} \ddot{\varphi}_1 + \alpha_2 \dot{x}_2 + \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \\ & + k_2 (x_2 - x_3) + k_1 (x_2 - x_1) + \frac{c_1}{d^2} (x_2 - x_1) + \frac{c_1}{d} (\varphi_1 - \varphi_3) = 0; \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} & -\frac{J_2}{d^2} \ddot{x}_2 + \left(m_1 + \frac{J_2}{d^2} \right) \ddot{x}_1 - \frac{J_1}{d} \ddot{\varphi}_1 - \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \\ & - k_1 (x_2 - x_1) - \frac{c_1}{d^2} (x_2 - x_1) - \frac{c_1}{d} (\varphi_1 - \varphi_3) = \\ & = -zr\zeta\epsilon h - \frac{1}{2} zrl\sigma [1 + \text{sign}(\dot{x})]; \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} & \frac{J_2}{d} \ddot{x}_2 - \frac{J_2}{d} \ddot{x}_1 + (J_1 + J_2) \ddot{\varphi}_1 + \frac{c_1}{d} (\varphi_2 - \varphi_1) + c_1 (\varphi_1 - \varphi_3) = \\ & = -\frac{1}{2} z r^2 \varepsilon h - \frac{1}{4} z r^2 \xi \mu l \sigma [1 + \text{sign}(\dot{x})]. \end{aligned} \quad (3.18)$$

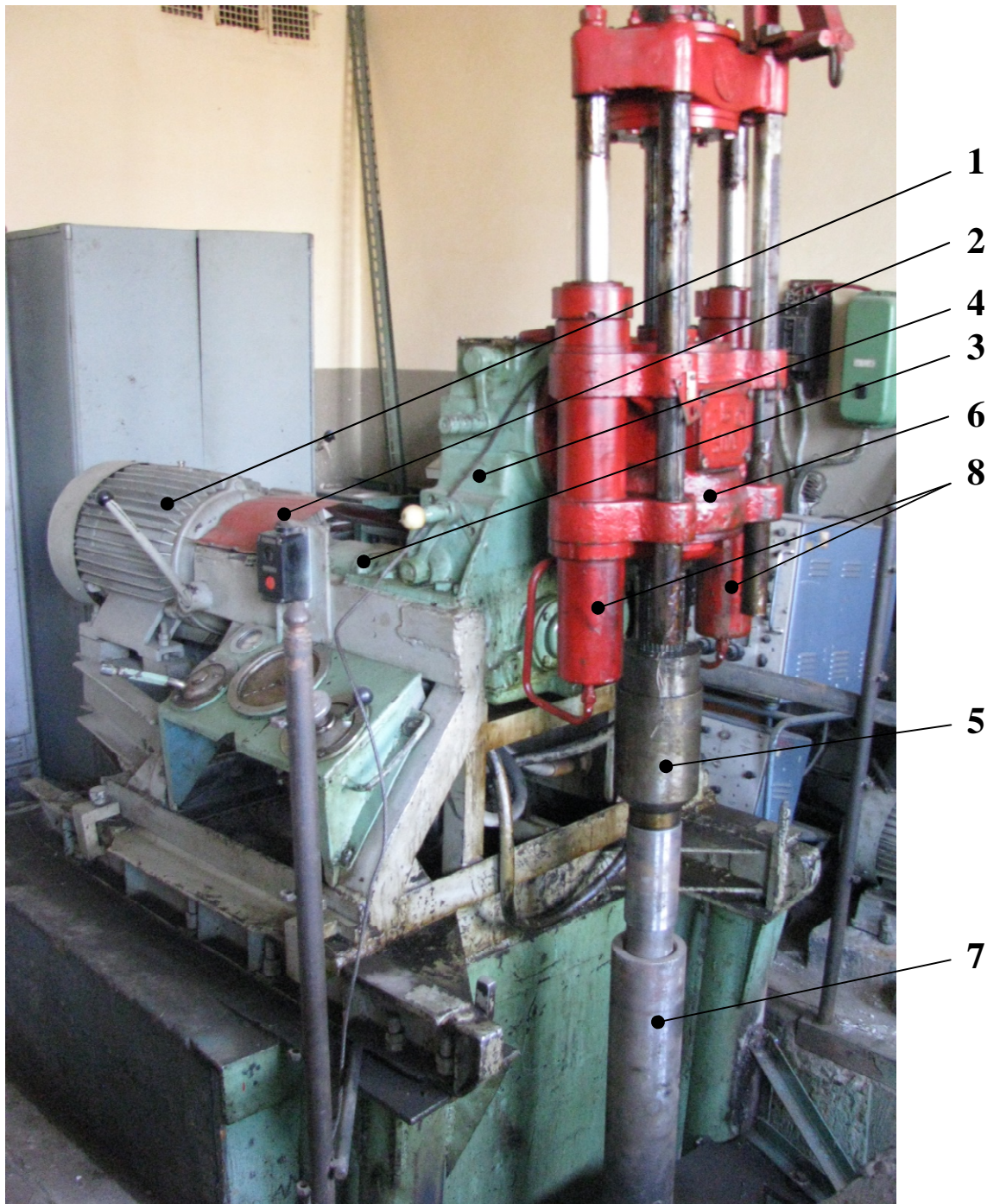
Залежності (3.15) – (3.18) є математичною моделлю поздовжніх та крутильних коливань двомасового бурильного інструменту з долотом ріжучого типу. Для подальших досліджень параметрів цих коливань відносно узагальнених координат $x_1, x_2, \varphi_1, \varphi_2$ необхідно мати закон зміни хоча б однієї з них. Точну таку закономірність можна отримати експериментальним шляхом, вимірюючи осьові вібропереміщення перерізу бурильного інструменту за певного числа його обертів. Така обставина диктується ще й тим, що поглиблення вибою в породах з різною твердістю, відмінними за конструкцією долотами, вимагатиме ряду таких закономірностей, а отже і великої кількості експериментів.

3.2 Опис експериментального стенда та допоміжного лабораторного обладнання

Для проведення серії експериментальних досліджень поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту використано буровий стенд, який виконаний на базі бурового верстата СБА-500 (рис. 3.2). Всі механізми бурового верстата СБА-500 змонтовані на рамі. Крутний момент від валу електродвигуна 1 через пружну муфту 2 передається на вал фрикціона 3. Вал фрикціона з'єднаний з валом коробки передач 4, яка забезпечує шість швидкостей руху шпинделя 5 обертача. Обертач 6 обладнаний гідропатроном, що дозволяє перехоплювати інструмент без зупинки обертання. Підйом та опускання бурильного інструменту 7, а також створення осьового навантаження на долото здійснюється двома силовими гідроциліндрами 8. Коротка технічна характеристика верстата наступна:

- номінальна глибина буріння: 500 м;
- початковий діаметр буріння: 146 мм;
- кінцевий діаметр буріння: 59 мм;
- максимальне зусилля подачі інструменту вниз: 42 кН;
- максимальне зусилля подачі інструменту вгору: 60 кН;
- максимальна швидкість подачі інструменту вниз: 1,1 м/хв;
- максимальна швидкість подачі інструменту вгору: 0,8 м/хв;
- частота обертання шпинделя: 82, 131, 188, 285, 470, 680 об/хв.;
- хід шпинделя: 400 мм;
- тип електродвигуна: АО-73-6;
- номінальна потужність електродвигуна: 22 кВт;
- номінальна частота обертання ротора електродвигуна: 975 об/хв.

В процесі експериментальних досліджень розбурувались пісковик та граніт. Для розбурування використовувались компоновки бурильного інструменту (рис. 3.3) з дво- та чотирирізцевими долотами ріжучого типу (рис. 3.4). Дворізцеве (тип РП-42) та чотирирізцеве (тип РШ-140) долота призначені для обертового буріння шпурів та свердловин із промиванням у породах з коефіцієнтом міцності $f=10$ і $f\leq 16$ відповідно. Корпус доліт має поверхневе гартування. Різці оснащені карбід-вольфрамовими твердосплавними пластинами. Термостійкість пластин становить $950\div 1000$ К, міцність при розтягу 0,4 ГПа, міцність при круговому згині $820\div 850$ МПа. З'єднання долота з бурильною штангою – конусне. Діаметр конуса 25 мм, кут конуса 7 град., діаметр отвору для промивання 10 мм. Габаритні розміри та маса доліт: РП-42 – $D=43$ мм, $L=75$ мм; $m=0,310$ кг; РШ-140 – $D=40-43$ мм, $L=80$ мм; $m=0,315$ кг. В якості бурильної штанги використовувалась насосно-компресорна труба із зовнішнім та внутрішнім діаметрами відповідно $D = 60$ мм, $d = 50$ мм, довжиною $L = 1350$ мм та масою $m = 9,2$ кг. Вгорі труба з'єднувалася із шпинделем обертача за допомогою перевідника, внизу – із долотом за допомогою конуса Морзе.



1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – фрикціон; 4 – коробка передач; 5 – шпindelь обертача; 6 – обертач; 7 – бурильний інструмент;
8 – силові гідроциліндри.

Рисунок 3.2 – Загальний вигляд бурового станда СБА-500
з приєднаним бурильним інструментом



1 – шпиндель обертача; 2 – перевідник; 3 – труба;
 4 – давач частоти обертання; 5 – давач осьової вібрації; 6 – долото

Рисунок 3.3 – Компонівка бурильного інструменту з давачами осьової вібрації та частоти обертання

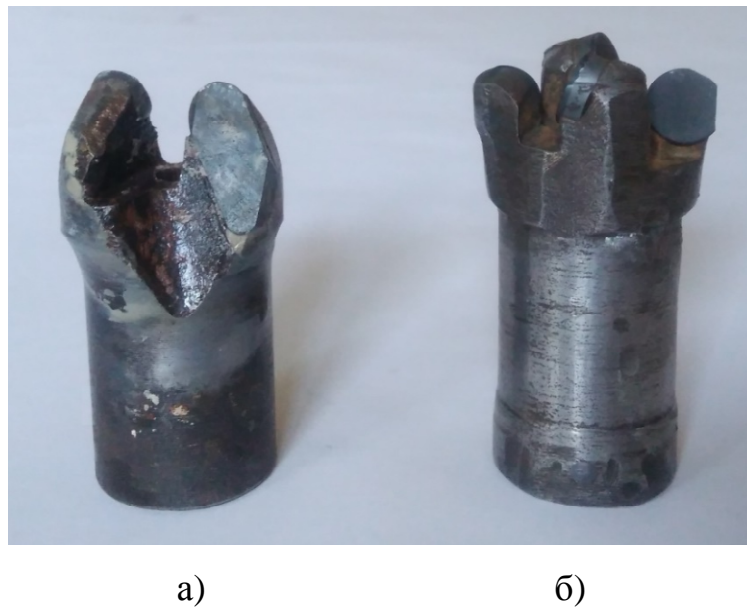


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд дворізевого РП-42 а) та чотирирізевого РШ-140 б) доліт

3.3 Експериментально-теоретичне визначення моменту інерції бурильного інструменту.

Для оцінки параметрів обертального руху бурильного інструменту, що описується залежностями (3.16) – (3.18) необхідно знати його осьовий момент інерції. Він є важливою характеристикою при дослідженні динаміки крутильних коливань матеріальних об'єктів, оскільки є мірою їх інертності. Момент інерції бурильного інструменту в компоновці, яка зображена на рис. 3.3, визначається сумою моментів інерції бурильної труби та долота. Осьовий момент інерції труби J_2 відносно осі симетрії можна визначити аналітично за формулою:

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2^* L_2 (D^2 + d^2), \quad (3.19)$$

де D , d – зовнішній та внутрішній діаметр труби відповідно; m_2^* – маса 1 метра труби, L – довжина труби.

При $D = 60 \text{ мм}$, $d = 50 \text{ мм}$ $m_2^* = 6,8 \text{ кг}$ та $L = 1350 \text{ мм}$ момент інерції труби становить $J_2 = 0,0301 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Момент інерції долота J_1 визначався двома способами. Спочатку – експериментальним шляхом на лабораторній установці ТММ7У (рис. 3.5).

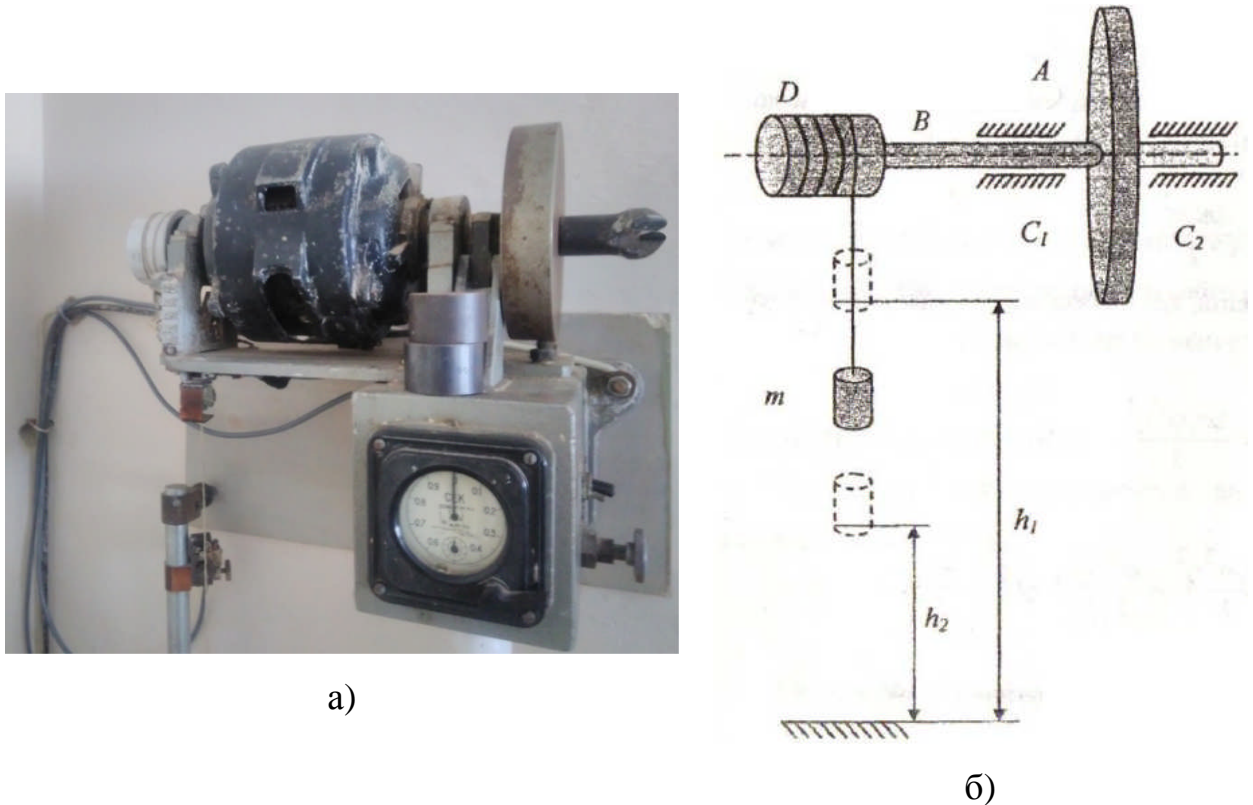


Рисунок 3.5 – Установка ТММ7У а) та схема визначення б) моменту інерції долота експериментальним шляхом

Суть експерименту полягала у вимірюванні початкової та кінцевої висоти тягарця та часу його опускання. Спочатку визначався момент інерції махового колеса, встановленого на вал установки. На основі отриманих даних момент інерції махового колеса визначався за формулою:

$$J_1 = \frac{md^2}{4} \left(\frac{gh_2 t^2}{h_1(h_1 + h_2)} - 1 \right) \quad (3.20)$$

де m - маса тягарця; d - діаметр шківця; h_1, h_2 - висота, до якої опускається тягарець; t - час руху тягарця.

Після цього з допомогою спеціального кріплення на махове колесо встановлювалося долото, вимірювалися висота та час опускання тагарця і за тією ж формулою (3.20) визначався момент інерції махового колеса з долотом. За різницею отриманих значень визначався момент інерції долота. За результатами проведених експериментів встановлено, що момент інерції долота РП-42 становить $J_{1_РП} = 0,295 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а долота РШ-140 – $J_{1_РШ} = 0,301 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Для теоретичного способу розрахунку в програмному середовищі SolidWorks побудовано 3D-модель дво- та чотири різцевого доліт (рис. 3.6). На цьому етапі досліджень проведено розрахунки моментів інерції доліт відносно головної осі симетрії за методом кінцевих елементів.

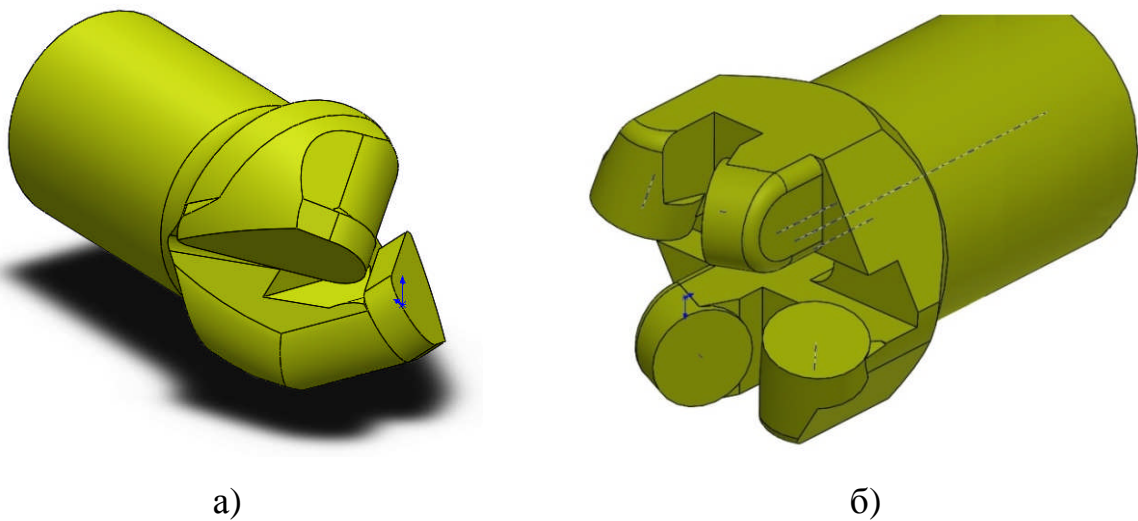


Рисунок 3.6 – 3D - моделі дворізного а) - та чотирьорізного б) доліт

За результатами розрахунку за допомогою 3D-моделей встановлено, що моменти інерції доліт РП-42 та РШ-140 відповідно становлять $J_{1_РП} = 0,291 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{1_РШ} = 0,298 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, які добре узгоджуються з результатами експерименту. Таким чином, момент інерції бурильного інструменту за сумою моменту інерції труби та долота становитиме $J_1 + J_2 \approx 0,0304 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

3.4 Технічні засоби реєстрації параметрів осьових та крутильних коливань бурильного інструменту.

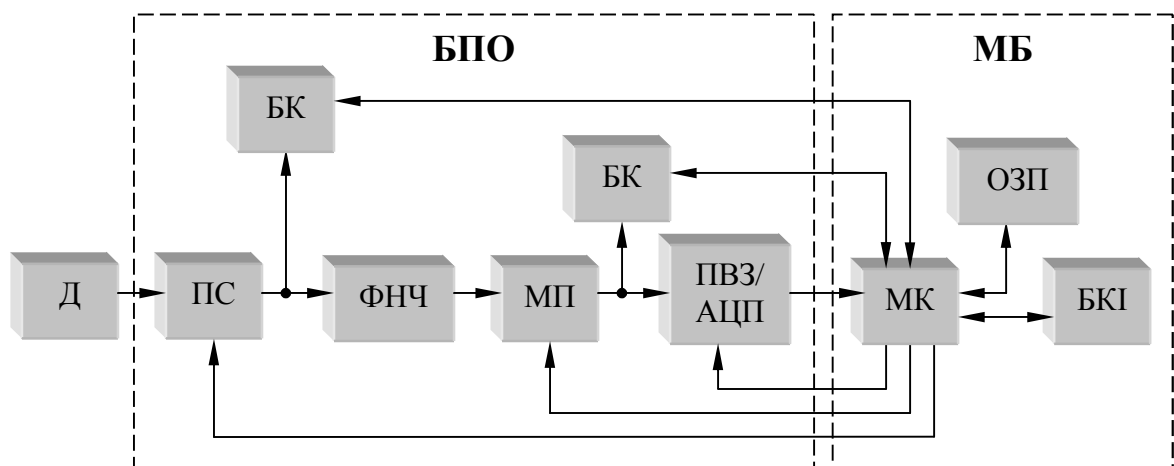
Метою розробки та застосування сучасного апаратного програмного комплексу для вимірювання й аналізу вібросигналів є одержання нарощуваної системи з високими характеристиками і можливістю використання цифрових методів для аналізу сигналів [145, 146]. Важливими для такого комплексу також є багатоканальність з можливістю з'єднання в єдину моніторингову мережу, робота в реальному часі, широкий частотний діапазон, локалізація подій методом тимчасової локації, автоматизація спостереження за контрольованими елементами механічного обладнання, ведення історії вимірювання [147]. Для ефективного розв'язку поставлених задач вібродіагностики на сучасному технічному рівні використовуються апаратні засоби, які мають різну структуру и включають різноманітні функціональні модулі [147, 148, 149]. В залежності від потрібних термінів отримання результатів, обсягів та складності обчислювальних робіт і реалізації алгоритмів, а також інтенсивності інформаційних потоків, що поступають на обробку, комплекс засобів для збору та обробки даних може базуватися на одному або декількох комп'ютерах з розподілом їх функцій по етапах обробки. Для сучасних систем обробки, які базуються на потужних комп'ютерах, найбільш раціональним режимом застосування є режим розподілу по часу, який дає можливість обробляти одночасно кілька “багатоточкових” експериментів при використанні оперативної пам'яті, достатньої для проміжного накопичення, обробки та зберігання даних.

Сучасні системи моніторингу та діагностики машин і енергетичного обладнання, в тому числі і нафтогазового обладнання [148, 150, 151], будуються на базі методів неруйнівного контролю та діагностики. Методи діагностики, які використовуються в цих системах за принципом їх застосування можна розділити на дві основні групи. До першої групи відносяться методи тестової діагностики, які вимагають формування

штучних збурень, що діють на об'єкт діагностики. За мірою спотворення збурень оцінюють стан об'єкта. Збурення мають відомі характеристики, і предметом вивчення є тільки ті спотворення, що виникають при їхній передачі через об'єкт. Подібні методи будуються на базі досить простих інформаційних технологій і широко використовуються для діагностики різних вузлів на етапі їхнього виготовлення, а також машин і обладнання в непрацюючому стані. Друга група містить у собі методи функціональної (робочої) діагностики, які використовуються, у першу чергу, для машин, що є джерелом природних збурень у процесі їхньої роботи. Ці методи орієнтовані насамперед на аналіз процесів формування збурень, а не їхніх спотворень під час поширення. З розвитком обчислювальної техніки все більше задач функціональної діагностики припадає на засоби цифрової обробки. Такі системи більш прості у налаштуванні, більш стабільні у часі і просто модернізуються [148, 152]. Причому, ця модернізація стосується перш за все методів та алгоритмів цифрової обробки вихідного сигналу. Принципова можливість і ефективність використання нових [153] та традиційних методів [152, 154] обробки вібросигналів в багатьох випадках визначається параметрами аналогової частини системи.

Принципова схема системи для вібродіагностики бурильного інструменту наведена на рис. 3.7. Робота такої системи полягає в наступному. Механічні коливання, які генеруються долотом поширюються по бурильній колоні і реєструються у вигляді вібропереміщень за допомогою давача вібрації (Д). Однією з переваг цих давачів є те, що вони в межах свого ефективного частотного діапазону володіють високою точністю вимірювання та чутливістю, і в той же час мають високу стійкість, мініатюрні габарити і масу [91, 155]. Зареєстрований давачем вхідний сигнал у вигляді електричного заряду, пропорційного вібропришвидженню вхідного сигналу, поступає на вхід підсилувача сигналу (ПС), який здійснює перетворення сигналу в пропорційну величину електричної напруги. ПС представляє собою операційний підсилувач, що охоплений ємнісним зворотнім зв'язком.

Крім цього, при підключенні ПС до первинного перетворювача, що продукує заряд, до входу підсилювача підключаються також ємності з'єднуючого кабелю, давача (Д) та паразитна вхідна ємність [156]. Амплітуда вхідного сигналу змінюється в широкому діапазоні, тому необхідні засоби підлаштування параметрів вимірювального каналу. Коефіцієнт підсилення ПС автоматично регулюється мікроконтролером (МК) таким чином, щоб забезпечити необхідний динамічний діапазон, не допускаючи при цьому перевантаження по вхідному каналу. Якщо сигнал з виходу ПЗ виходить за заданий діапазон, то блок компараторів (БК) сигналізує про це мікроконтролер (МК) і він понижує коефіцієнт підсилення ПС до тих пір поки сигнал не буде забезпечувати повне заповнення тракту передачі [155, 156]. БК складається з 2 компараторів, що контролюють від'ємний та позитивний рівень сигналу, виходи яких подаються на RS-тригери.



Д – давач; БПО – блок попередньої обробки сигналу; ПС – підсилювач сигналу; ФНЧ – фільтр нижніх частот; БК – блок компараторів; МП – масштабуючий підсилювач; МБ – мікропроцесорний блок; ПВЗ/АЦП – пристрій вибірки-зберігання / аналого-цифровий перетворювач; МК – мікроконтролер; ОЗП – оперативно запам'ятовуючий пристрій; БКІ – блок клавіатури/індикації.

Рисунок 3.7 – Схема системи функціональної діагностики

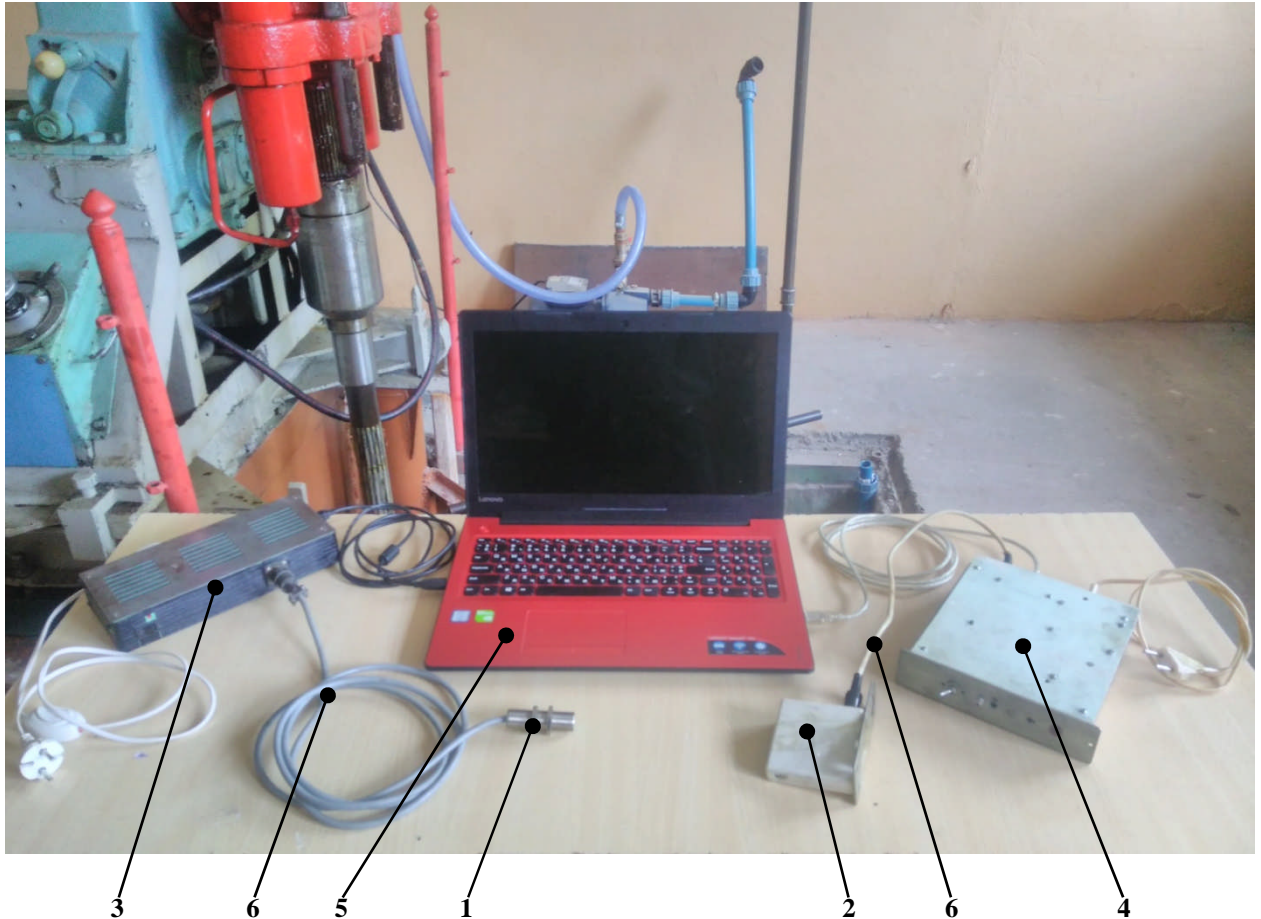
Відмасштабований таким чином вихідний сигнал ПС поступає на фільтр нижніх частот (ФНЧ), де фільтрується з метою подавлення складових, що лежать вище необхідного діапазону частот. Цей діапазон визначається, перш за все, інформативною складовою сигналу, яка є корисною для подальшого аналізу. Коефіцієнт підсилення даного фільтра, як правило, приведений до 1-ці. Вибір та розрахунок ФНЧ здійснюється виходячи з поставлених вимог до параметрів фільтрації, точності фільтра, коефіцієнта підсилення [156]. В якості схеми реалізації ФНЧ можна вибрати широко розповсюджену схему фільтра на ДНКН (джерело напруги, кероване напругою), яка реалізує неінвертуючий (позитивний) коефіцієнт підсилення. Фільтр на ДНКН дозволяє добитися неінвертуючого коефіцієнта підсилення при мінімальній кількості елементів [155, 156]. Він володіє низьким повним вхідним опором, невеликим розкидом значень елементів і можливістю отримання відносно високих значень коефіцієнта підсилення. Крім цього, цей фільтр відносно простий в налаштуванні. Послаблений після ФНЧ сигнал поступає на масштабуючий підсилювач (МП), який використовується для підсилення сигналу до повного завантаження динамічного діапазону каналу і зменшення похибки квантування по рівню в аналого-цифровому перетворювачі (АЦП). Коефіцієнт підсилення підсилювача встановлюється програмно за допомогою МК. Контроль виходу сигналу МП за задані межі також здійснюється БК, аналогічно ПС. З виходу МП сигнал поступає на АЦП. Для фіксації вхідного сигналу протягом його перетворення з аналогової форми у цифрову АЦП використовується пристрій вибірки-зберігання (ПВЗ), хоча більшість сучасних АЦП мають вмонтовані ПВЗ. ПВЗ запам'ятовує поточну величину аналогового сигналу і тримає її на виході, поки АЦП не видасть двійковий код (результат перетворення). З МК подається сигнал початку перетворення, а після закінчення перетворення АЦП видає сигнал про те, що вихідний код готовий і МК може його зчитувати. Згідно теореми Котельникова частота дискретизації сигналу повинна бути в 2 рази вище частоти самого сигналу. Тому, при виборі АЦП

необхідно враховувати його швидкодію [157]. Розрядність коду АЦП відповідає повному діапазону аналогового сигналу і визначає роздільну здатність коду. АЦП принципово властива методична похибка, зумовлена заміною безперервного аналогового сигналу дискретним сигналом. Блок клавіатури та індикації (БКІ) дає можливість керувати ходом обробки та аналізу, дисплей дає користувачу наглядну інформацію про параметри записаного вібросигналу.

З врахуванням специфіки роботи бурильного інструменту для вимірювання вібрацій бурильного інструменту розроблено вібродіагностичний комплекс (рис. 3.8). При розробці апаратної частини комплексу враховано те, що та частина обладнання, що не є специфічною і в задачі якої входять стандартні функції, такі як збереження даних, відображення результатів на екрані, інтерфейс із користувачем і т.п., складається з готових стандартних вузлів. Робота із стандартними вузлами та засобами дозволила скоротити час та вартість розробки. На сучасному ринку існує великий вибір елементної бази для створення віброакустичного комплексу, тому ми зупинилися на одній із можливих реалізацій. Апаратна частина комплексу складається з двох трьохканальних процесорних блоків збору та первинної обробки вібросигналів, що зв'язані з блоком вторинної обробки і виводу даних на екран за допомогою Ethernet-інтерфейсу. Використання Ethernet-інтерфейсу і спеціалізованого протоколу зв'язку дозволяє приєднувати до одного блоку вторинної обробки сигналів кілька однотипних блоків первинної обробки, що робить структуру комплексу нарощуваною і дозволяє проводити моніторинг великої кількості елементів бурильного інструменту.

Основними параметрами, що вимірюються в ході експериментальних досліджень є осьове вібропереміщення та частота обертання бурильного інструменту. Діапазони зміни цих параметрів для поздовжніх коливань становлять: частота $5 \div 500$ Гц, амплітуда $1 \div 10$ мм; для крутильних коливань: частота $60 \div 600$ об/хв., амплітуда $\pm 2 \div 10$ рад/с.

Тому при виборі датчиків крім вказаних числових значень параметрів враховано цілий ряд зовнішніх факторів, умов експлуатації і принципів, оговорених в [91, 151, 153, 155, 158, 159].



1 – датчик вібропереміщення; 2 – датчик частоти обертання; 3 – блок первинної обробки осьових коливань; 4 – блок первинної обробки крутильних коливань; 5 – блок вторинної обробки коливань; 6 – кабелі для передачі інформації

Рисунок 3.8 – Зовнішній вигляд обладнання для реєстрації коливань

Для вимірювання вібропереміщення безконтактним методом обрано датчик вібропереміщення D100 [91] (рис.3.9). Даний датчик призначений для вимірювання відстані від фотодіода до поверхні диска, закріпленого на трубі

і застосовується в апаратурі контролю і вимірювання вібрації на обладнанні нафтопереробної і металургійної промисловості, а також використовується в складі дослідних і вібродіагностичних комплексів.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика давача вібропереміщення D100

Назва параметру	Розмірність	Значення
Коефіцієнт перетворення по вібропереміщенню в сигнал струму 4-20 мА	мА/мкм	0,08±0,004
Частотний діапазон	Гц	10... 1 000
Діапазон вимірювання вібропереміщення СКЗ	мкм	0,2... 10000
Верхня границя вимірюваних пришвидшень (пікове значення)	g	10000
Максимальний удар (пікове значення)	g	20000
Температурний діапазон	°C	-60...+150
Відносна поперечна чутливість	%	<5
Деформаційна чутливість	гм/мкм	<0,005
Опір ізоляції	МОм	>10000
Ємність	пФ	600-900
П'єзоелектричний матеріал		ЦТС 19
Кріплення		M20(10-32 UNF)
Ізоляція основи		Немає
Довжина вмонтованого кабелю	м	2
Тип роз'єму		3 ? 10 - 32
Місце роз'єму		зверху
Матеріал корпусу		титан (н/сталь)
Маса	г	18
Розміри	мм	9,6 ? 16

Давач вібропереміщення володіє високою надійністю в широкому діапазоні дії зовнішніх факторів та високою стабільністю нормалізованого коефіцієнта перетворення при дії зовнішніх факторів. Герметичний корпус виготовлений з титанового сплаву, забезпечує високу міцність давача. Кріпильний елемент, що нагвинчується на різьбову частину давача (рис. 3.9),

забезпечує його надійне кріплення поблизу об'єкта дослідження. Передача віброімпульсів від давача до вхідного пристрою диференційного підсилювача відбувається по спеціальному трьохжильному антивібраційному кабелі, регулюючи довжину та точки кріплення якого можна вимірювати вібрацію з різною тривалістю та частотою.

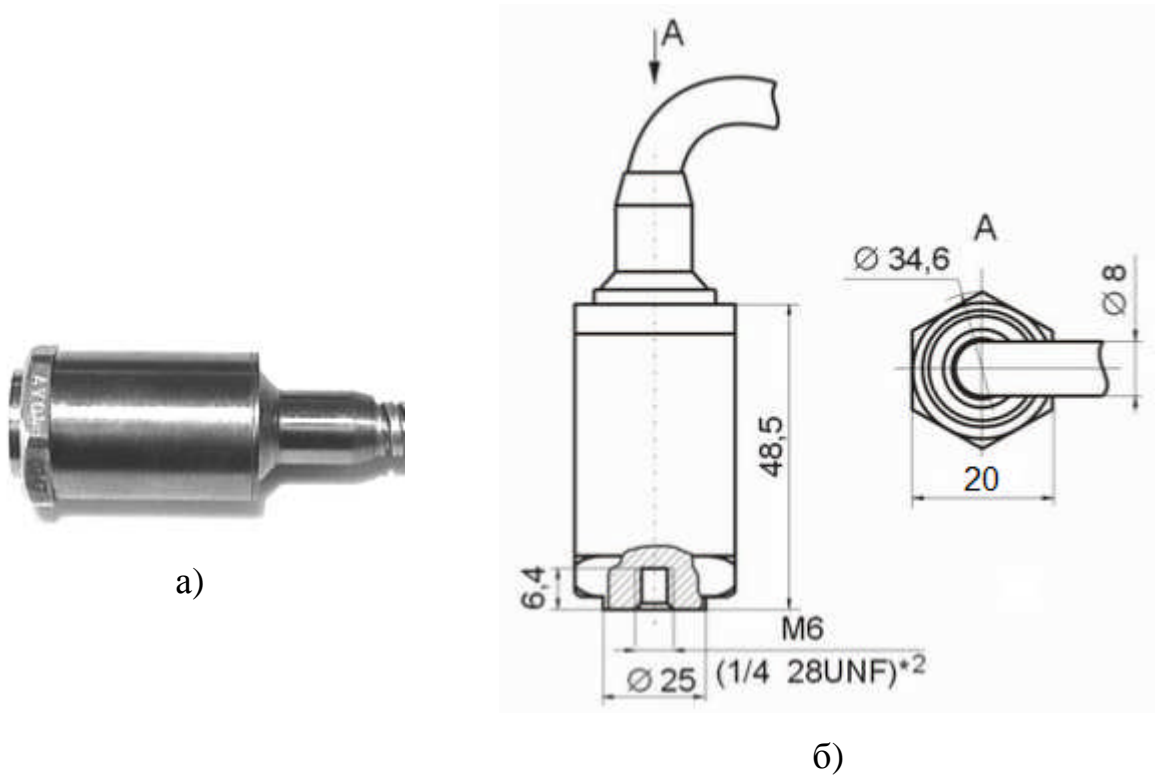


Рисунок 3.9 – Зовнішній вигляд давача вібропереміщення D100

Давач вібропереміщення здатний працювати в широкому діапазоні температур. Виконання основних елементів конструкції віброперетворювача із феромагнітних матеріалів, магнітна проникність яких близька нулю, забезпечує його низьку чутливість до змінного магнітного поля, яка не перевищує $10^{-5} \text{ g/A}\cdot\text{m}^{-1}$. Помітний вплив магнітних полів можливий лиш при вимірюванні прискорень низького рівня. Акустичні поля високого тиску створюють незначний вплив на вихідний сигнал давача. При рівнях звукового тиску біля 140 дБ на частоті 250 Гц акустична чутливість давача складає десяті долі “g”. Давач володіє малою деформаційною чутливістю, яка не перевищує величини $5\cdot 10^{-4} \text{ g}\cdot\text{m}/\text{mkm}$ при деформації 300 мкм/м.

Оптимальне відхилення в напрямі робочої осі чутливості від напрямку пришвидження становить $\pm 15^\circ$.

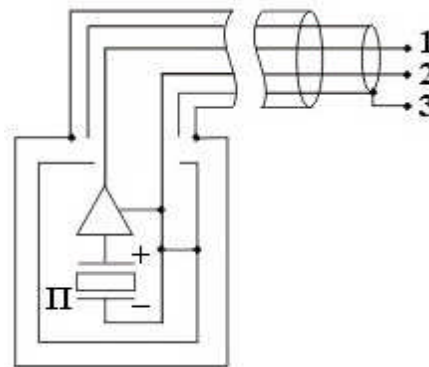


Рисунок 3.10 – Принципова електрична схема давача вібропереміщення D100

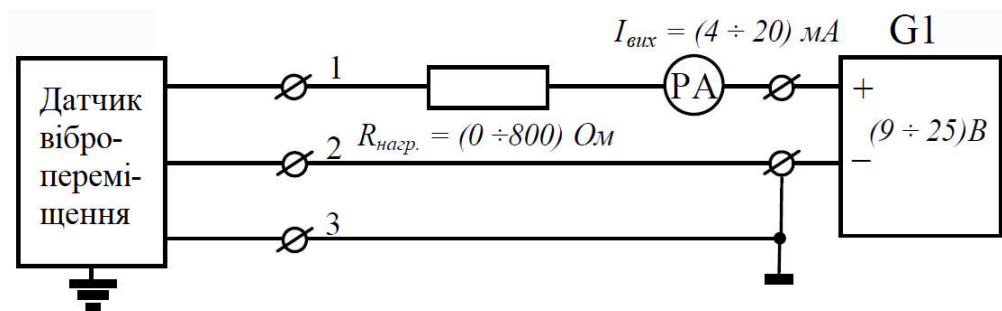
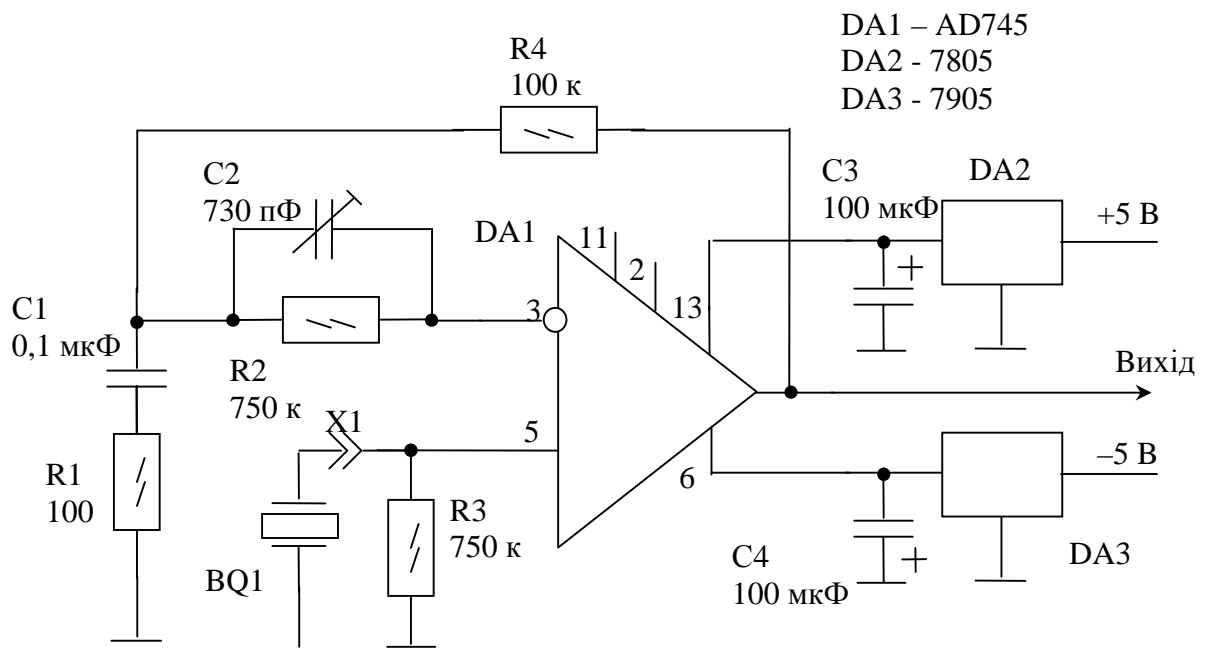


Рисунок 3.11 – Схема підключення давача вібропереміщення D100

Для віброперетворювача використовується антивібраційний малошумний кабель (рис. 3.11), регулюючи довжину та точки кріплення якого можна вимірювати вібраційні та ударні пришвидження з різною тривалістю та частотою. Щоб не допустити утворення електричних контурів від неправильного заземлення, об'єкт дослідження із встановленим на ньому давачем і апаратурою заземлено в одній точці. Перевага при цьому надається заземленню на реєструючій апаратурі. Вихід давача вібропереміщення D100 під'єднаний до входу блока первинної обробки осьових коливань (БПООК), принципова електрична схема якого наведена на рис. 3.12.

Завданням блоку первинної обробки є прийом сигналу з вібродавача, підсилення, фільтрація, підготовка даних до пересилання у блок вторинної обробки. БПООК зібраний за типовою схемою [148], але з метою удосконалення, для його побудови використано операційний підсилювач DA1 моделі AD745 фірми "Analog Devices" [160], який має низький рівень власних шумів та високу лінійність. Вихід підсилювача DA1 під'єднаний до портативного комп'ютера – блоку вторинної обробки сигналу.



DA1 - операційний підсилювач AD745; DA2, DA3 – стабілізатори напруги моделі 7805 і 7905 відповідно; C1, C2, C3, C4 – конденсатори; R1, R2, R3, R4 – місцеві опори; BQ1 – давач; X1 – роз'єм.

Рисунок 3.12 – Принципова електрична схема блоку вимірювання та первинної обробки поздовжньої вібрації

Операційний підсилювач DA1 виконує підсилення по неінвертуючій схемі. Для утворення зворотного зв'язку використовуються елементи R1, R2,

R4, C1 та C2, які також відфільтровують корисний сигнал. Інформаційний сигнал з датчика BQ1 через роз'єм X1 подається на вхід 5 операційного підсилювача DA1. Для роботи операційного підсилювача DA1 використовується двополярне джерело живлення напругою ± 5 В до складу якого входять стабілізатори напруги DA2 (модель 7805) та DA3 (модель 7905) і на які подається відповідно напруга +5 В та -5 В. Для згладжування пульсацій стабілізованої напруги та фільтрування перешкод до виходів стабілізаторів підключені електролітичні конденсатори C3 та C4.

Для вимірювання частоти обертання бурильного інструменту реалізовано безконтактний метод. Він базується на реєстрації змін інформаційного сигналу відбивання світлових променів від поверхні бурильної труби, швидкість обертання якої визначається. В процесі вимірювання контрольована поверхня труби направлено освітлюється джерелом інфрачервоного оптичного випромінювання, а сигнали отримані в результаті відбиття світла реєструються та перетворюються в електричний сигнал за допомогою інфрачервоного фотодіода. Відбивна смуга, прикріплена на зовнішній поверхні валу або труби, забезпечує необхідні для реєстрації зміни кількості відбитого світла при їх обертанні. Реалізація вимірювань параметрів обертового руху поверхні труби на базі інфрачервоного випромінювання дозволяє забезпечити низький рівень перешкод і зводить до мінімуму вплив на результати вимірювань інших джерел світла. Основними перевагами при цьому є:

- 1) відображення значення частоти обертів на LCD-дисплеї пристрою та на моніторі комп'ютера (передача даних з вимірювального пристрою в персональний комп'ютер через USB-інтерфейс);
- 2) широкий діапазон вимірюваних частот;
- 3) роздільна здатність 1 оберт/хвилина;
- 4) можливість калібрування вимірювального каналу пристрою для забезпечення достовірності вимірювань для різних розмірів об'єкту обертання;

- 5) можливість зміни параметрів дільника за різних умов вимірювань;
- б) можливість програмної реалізації різних режимів усереднення результатів вимірювань.

В пристрої вимірювання частоти обертання бурильної труби реалізовано тригерний режим вимірювання на базі використання вбудованих в мікропроцесор пристрою генератора з частотою генерації імпульсів 1,25МГц і лічильника. Лічильник налаштований на підрахунок кількості імпульсів від генератора 1,25МГц, що формуються генератором між кожним переднім фронтом сигналу тригера. Наприклад, якщо на вхід тригера поступають два послідовні імпульси з проміжком часу між їх передніми фронтами 60 мс, то лічильник нарахує 75000 відліків між цими імпульсами. Якщо зареєстроване число 75000 помножити на період одного імпульса 1,25-МГц-ового генератора – число 0,0000008 секунди, то отримуємо час між імпульсами 0,06 секунди або 60 мс. Значення підрахунку зберігається в спеціальному регістрі захоплення мікропроцесора пристрою до моменту зчитування і виконання розрахунків в мікропроцесорі. Після цього лічильник обнулюється і є придатним до наступного підрахунку періоду часу між послідовними двома імпульсами.

Схема мікропроцесорного модуля пристрою вимірювання та розрахунку частоти обертання бурильної труби наведено на рис. 3.13. Мікропроцесорний модуль складається з: мікроконтролера PIC18F4620-I/P (IC1) (виробник фірма Microchip, США) з п'єзорезонатором на 5 МГц, модуля відображення інформації на рідкокристалічному дисплеї LCD-дисплей 16?2 WM-C1602Q (фірма ETC, Китай) і модуля інтерфейсу UART-USB на базі інтегральної схеми FT232RL (фірма FTDI Chip, Велика Британія).

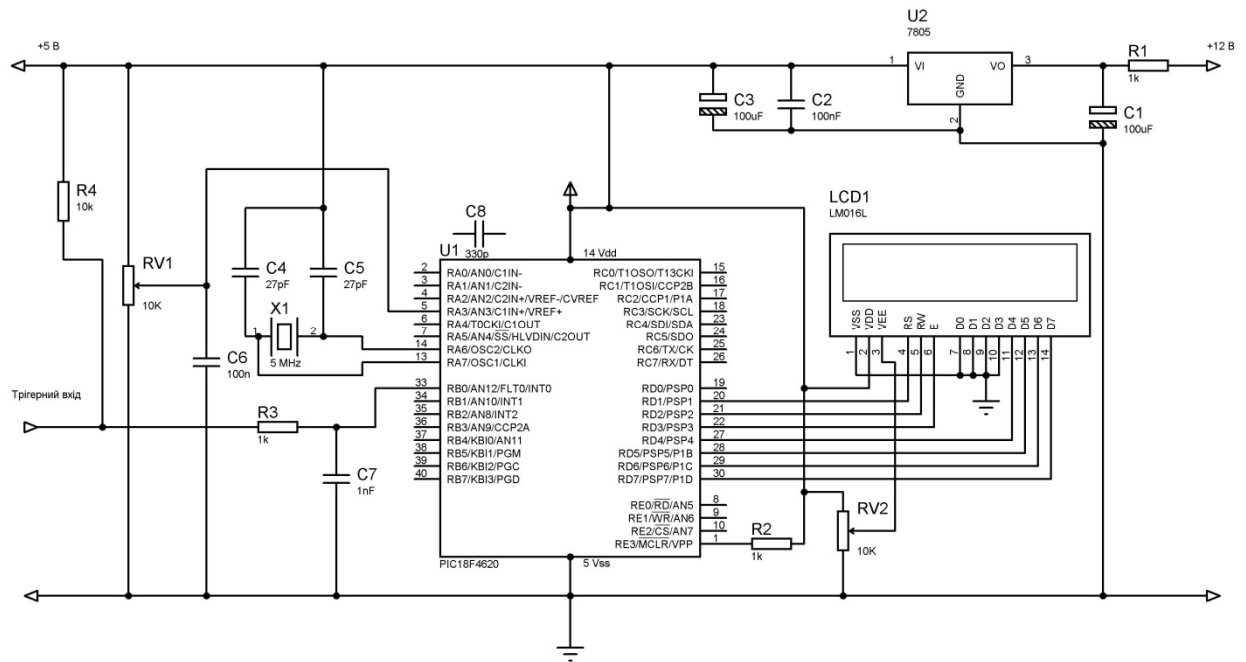


Рисунок 3.13 – Принципова електрична схема блоку вимірювання та первинної обробки частоти обертання

Для забезпечення електричного живлення мікропроцесорного модуля та модуля оптичних випромінювача і давача пристрою в складі останнього реалізовано блок живлення для отримання з вхідної напруги змінного струму 220 В постійної напруги +5 В на базі трансформатора, напівпрвідникового моста та інтегрального стабілізатора напруги. 7805. Для згладжування пульсацій між лініями живлення позитивного потенціалу і "землі" в схему пристрою включені електролітичні та керамічні конденсатори. Мікроконтролер PIC18F4620-I/P працює на 5 МГц, використовуючи кристал X1 як елемент формування тактової частоти процесора. Вказаний сигнал розділений на чотири, щоб отримати 1,25 МГц-овий генератор, використовується для обчислень частоти обертання труби. У процесі роботи IC1 контролює зовнішній тригерний сигнал з модуля оптичного випромінювача і давача на вході RB0 (контакт б). Крім того, аналоговий порт AN3 IC1 відстежує положення потенціометра RV1, який використовується для тонкого регулювання обертів.

Входи мікроконтролера RB1 - RB3 мають внутрішні "підтягуючі" резистори, тому зазвичай такі входи в неактивному стані мають напругу до + 5 В. Коли кнопка клавіші натиснута або перемикач перемкнуто, відповідний вхід перемикається до 0В, і IC1 може виявити подію натискання клавіші кнопки або перемикавання тумблера. Мікропроцесор IC1 також програмно безпосередньо керує LCD-модулем. RD4 до RD7 - це вихідні дані, тоді як RD1, RD2, RD3 керують вибором реєстру та включенням ліній відповідно. Резистор RV2 призначений для встановлення напруги контрасту на LCD-дисплеї. Коли IC1 працює в тригерному режимі, сигнал, поданий на вхід RB0 (контакт б), використовується як тригер для вимірювань частоти обертання труби. Цей вхід захищений від надмірного струму за допомогою послідовно включеного резистора номіналом 1 кОм, тоді як 1nF-конденсатор фільтрує будь-які перехідні напруги, щоб запобігти помилковим підрахункам. Зовнішній тригерний ланцюг мікропроцесорного модуля підключений на окремий вивід розетки роз'єму, на який через екрановану кабельну лінію подається вихідний сигнал з модуля оптичних випромінювача і давача. Через вказані роз'єми і лінію на модуль також подається напруга +5В з мікропроцесорного модуля. За відсутності імпульсних сигналів з модуля оптичних випромінювача і давача вказний вихід цього модуля піднімається високого рівня через резистор 10 кОм приєднаний до напруги живлення + 5В. Потенціометр VR1 підключений через джерело живлення 5 В, і рухомий контакт може подавати будь-яку напругу від 0 до 5 В на аналоговий вхід AN4 IC1. IC1 перетворює цю вхідну напругу в цифрове значення, щоб встановити точну регуляцію частоти в діапазоні 100 об/хв.

Схему модуля оптичних випромінювача і давача пристрою наведено на рис. 3.14. Модуль оптичних випромінювача і давача пристрою побудований на базі інфрачервоного світлодіода D1, інфрачервоного фотодіода D2 та подвійного підсилювача на інтегральній схемі LM358 (D1:A,B). Інфрачервоний світлодіод живиться через резистор номіналом 150 Ом від напруги живлення +5 В і працює безперервно, коли виконуються

вимірювання частоти обертів труби. Фотодіод спрямований на поверхню труби. Світло відбивається від поверхні труби назад до фотодіоду за допомогою світловідбиваючої смуги, яка прикріплена на зовнішній поверхні труби. Світловідбиваюча смуга це лист білого паперу на якому надруковано за допомогою лазерного пристрою чорні смуги, ширина кожної з яких є однаковою і надрукованою з точно витриманою шириною.

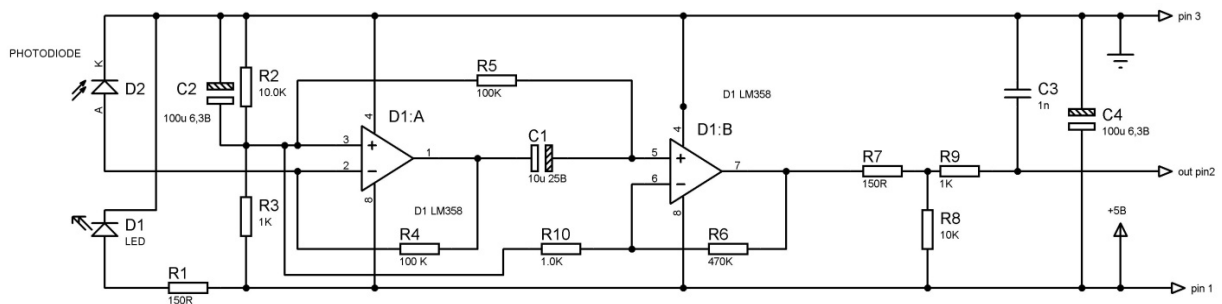


Рисунок 3.14 – Схема модуля оптичних випромінювача і давача частоти обертання

Кожного разу, коли на інфрачервоний фотодіод відбивається достатня кількість світла, D1:В підсилює сигнал від D1:A і значення напруги на виході модуля змінюється на рівень приблизно 4,5 В. Потім цей сигнал подається на вивід розетки роз'єму через ізоляційний резистор номіналом 150 Ом і далі через кабель зв'язку подається на тригерний вхід мікропроцесорного модуля вивід 6 (RB0) мікросхеми IC1 (мікроконтролер PIC18F4620-I/P).

Таким чином, апаратна частина вібродіагностичного комплексу частково реалізована на стандартних рішеннях, що значно прискорило розробку і дозволило швидко адаптувати комплекс під сучасні технології віброметрії та вібродіагностики.

3.5 Хід і обробка результатів вимірювання коливань та їх частотний аналіз.

Вимірювання поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту здійснювалося в два етапи при розбурюванні вибою з пісковика та граніту. Для дворізцевого (тип РП-42) та чотирірізцевого (тип РШ-140) доліт рекомендоване заводом-виробником максимальне осьове навантаження становить 20 кН, а максимальна частота обертання 600 об/хв. Тому, виходячи з технічних параметрів бурового верстату та відсутності повноцінного циркуляційного промивання вибою від вибуреного шламу експерименти проводилися для наступних значень осьового навантаження на долото та двох частот його обертання: $P=2\div 4$ кН $n=82, 131$ об/хв – для пісковика; та $P=6\div 8$ кН, $n=82, 131$ об/хв – для граніту. Порядок проведення експериментальних досліджень параметрів поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту включав наступні етапи:

1) запуск бурового верстату та задання режимних параметрів буріння (осьового навантаження на долото та частоти його обертання) для розбурюваної породи та типу долота;

2) реєстрація осьового вібропереміщення та частоти обертання в аналоговій формі на заданому режимі буріння;

3) первинна обробка зареєстрованих параметрів та їх зберігання в цифровій формі на жорсткому диску комп'ютера;

4) вторинна обробка параметрів коливань та їх частотний аналіз в спеціалізованому програмному середовищі.

Осьове навантаження на долото задавалося та регулювалося роподільником гідравлічної системи бурового верстата, а частота обертання бурильного інструменту – вмиканням відповідної передачі в коробці передач. Реєстрація осьового вібропереміщення та частоти обертання бурильного інструменту здійснювалася вимірювальною апаратурою в режимі реального часу.

В результаті проведення серії експериментів встановлено, що під час розбурювання пісковика та граніту формується вибій з характерними канавками, кількість яких відповідає числу ріжучих елементів долота (рис. 3.15). При цьому кількість складових гармонік коливного процесу є кратною числу різців.

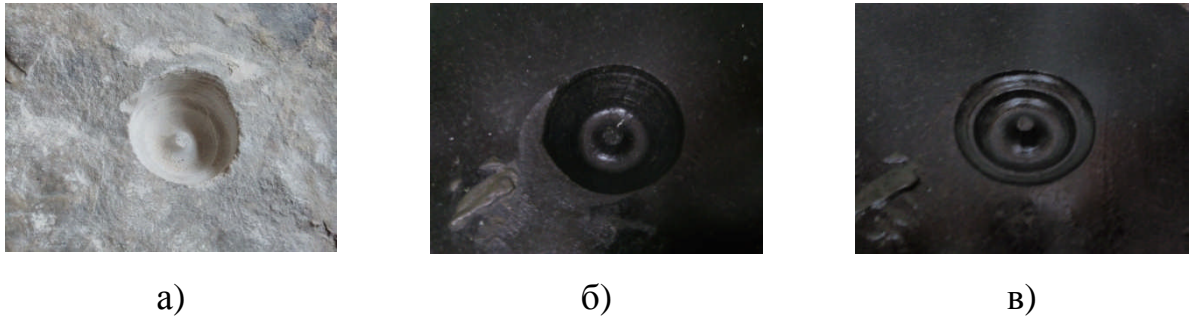
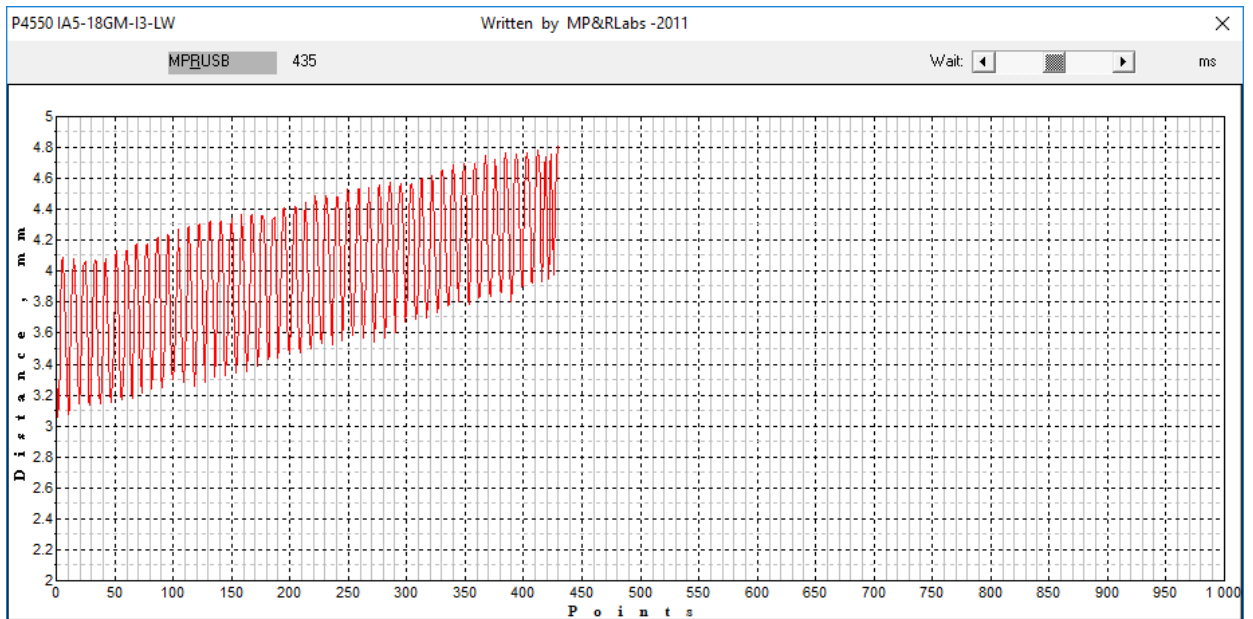


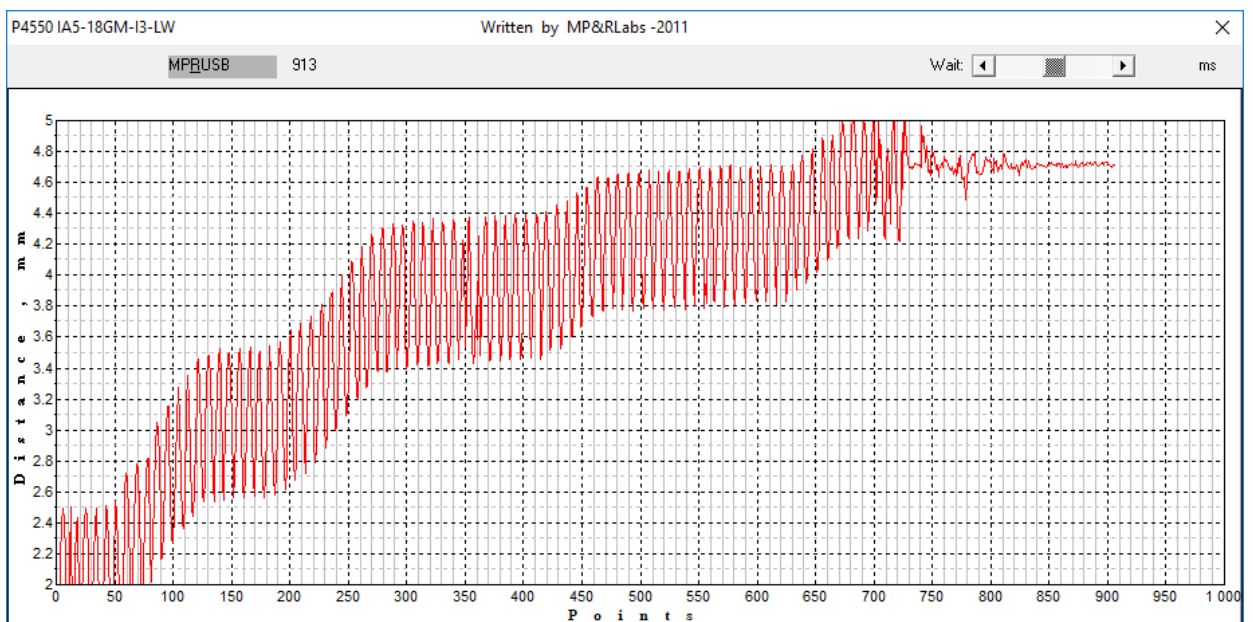
Рисунок 3.15 – Форми вибою при бурінні а) пісковика долотом РШ-140, б) граніту долотом РП-42, в) граніту долотом РШ-140

Розбурювання пісковика долотами РП-42 і РШ-140 супроводжується лінійним монотонним поглибленням вибою, а домінуючою в сигналі вібрації є складова різання (рис. 3.16а). В процесі усталеного розбурювання граніту як дво- так і чотирирізцевим долотом спостерігаються часові інтервали з поступовим (6-10 с) та різким (1-3 с) збільшенням величини поглиблення (рис. 3.16б, 3.17а, 3.17б). Це пояснюється відповідним чергуванням сил різання та сколювання при бурінні граніту з крупнозернистою структурою. Така ситуація можлива при збільшенні осьового навантаження та миттєвого зменшення сили різання-сколювання, викликаного ослабленням породи та її опору внаслідок появи тріщин. Слід відзначити, що при бурінні граніту долотом РШ-140 збільшення осьового навантаження на долото на 2 кН спричинило збільшення амплітуди поздовжніх вібропереміщень майже у 2 рази. Коливання сили різання-сколювання за величиною та напрямком є випадковими і слугують причиною “довантажування” та “проковзування” долота. На рис. 3.16б, 3.17а та 3.17б ефекти “довантажування” долота

спостерігаються у вигляді висхідних похилих ділянок, а “проковзування” – горизонтальних.

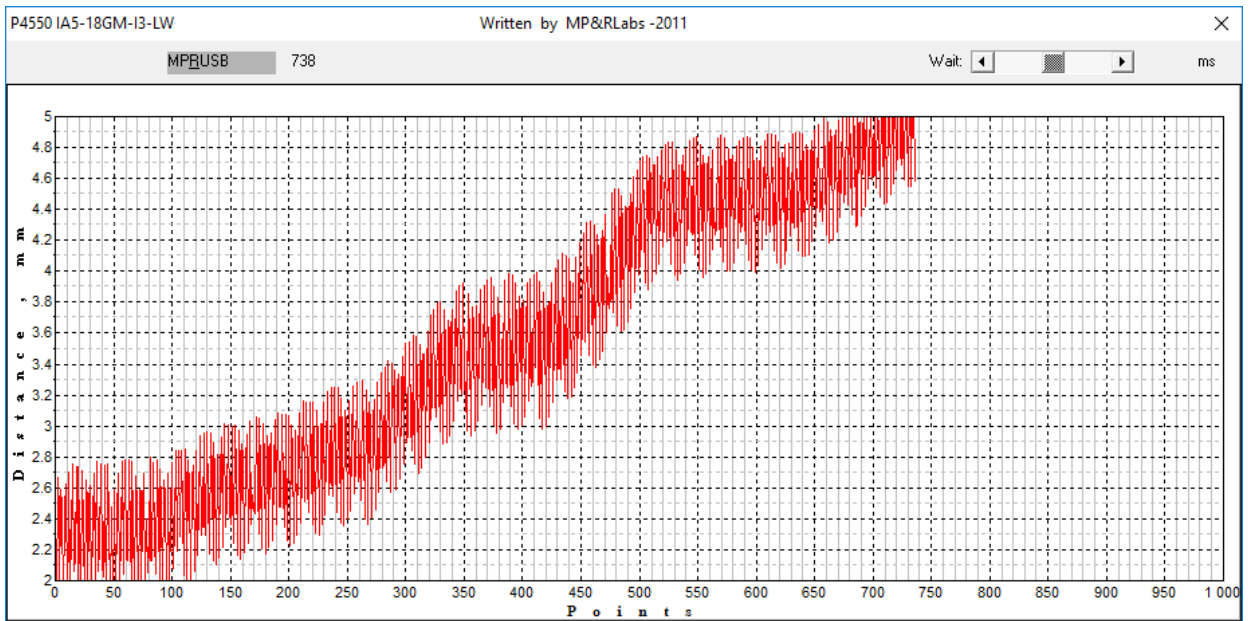


a)

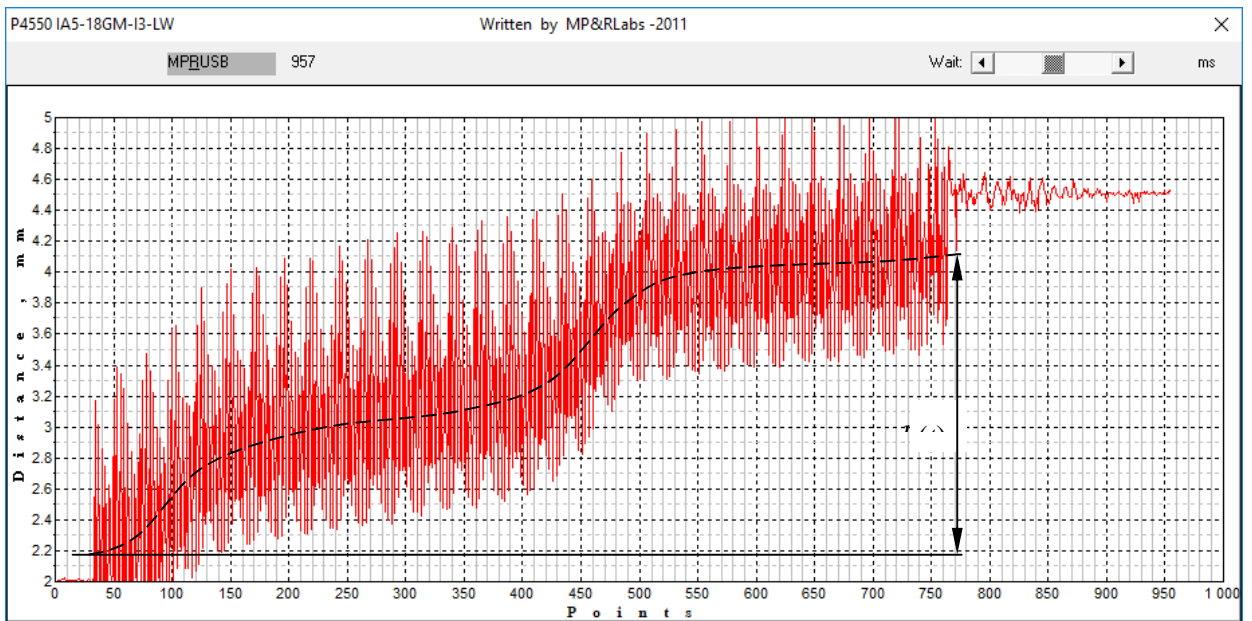


б)

Рисунок 3.16 – Осьові вібропереміщення інструменту з дворізцевим долотом (РП-42) $P=2$ кН, $n=131$ об/хв при розбурюванні а) пісковика; б) граніту



а)



б)

Рисунок 3.17 – Осьові вібропереміщення інструменту чотирирізцевим долотом (РШ-140) при розбурюванні а) граніту $P=6$ кН, $n=131$ об/хв;
б) граніту $P=8$ кН, $n=82$ об/хв.

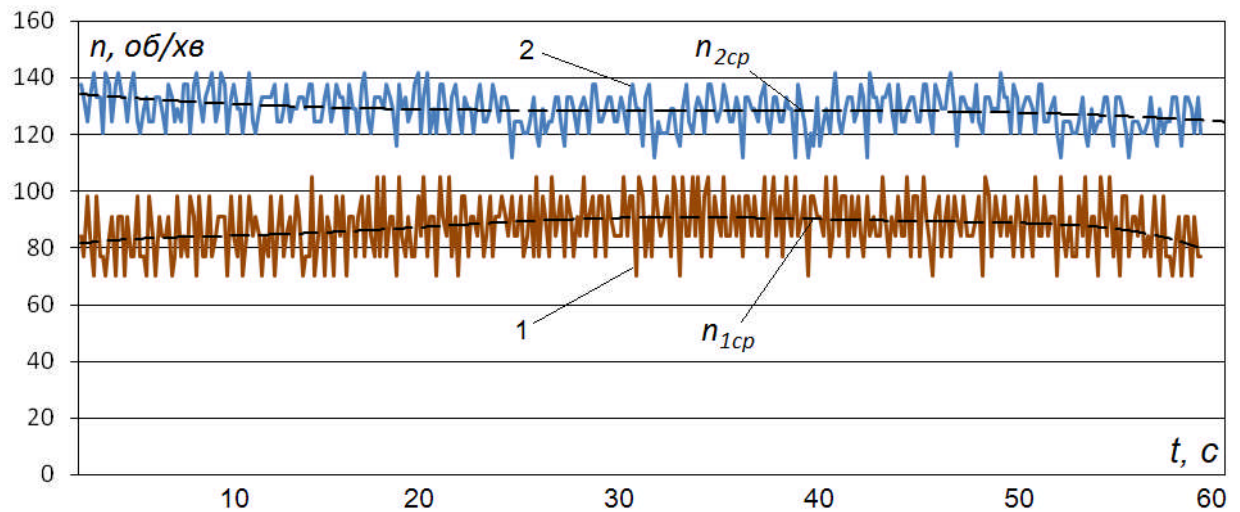
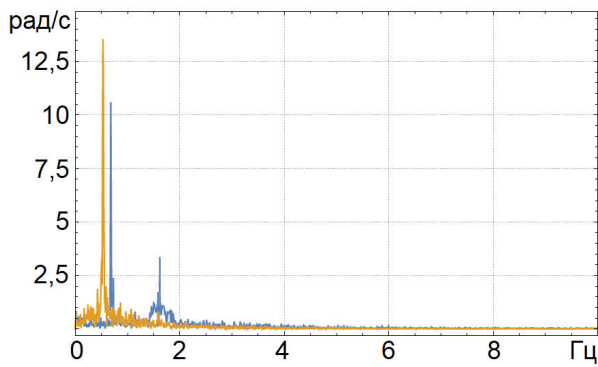


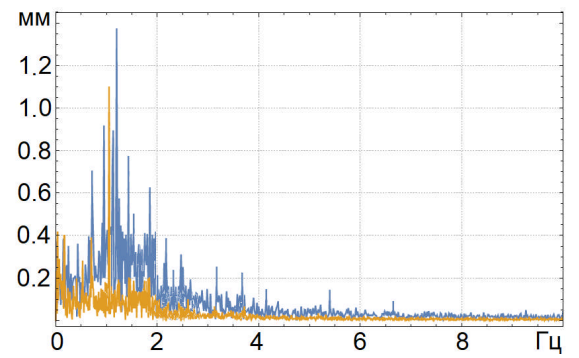
Рисунок 3.17 – Частота обертання інструменту чотирирізцевим долотом (РШ-140) при розбурюванні: 1 – граніту $n = 82$ об/хв., $P = 3$ кН; 2 – пісковика, $n = 131$ об/хв., $P = 2$ кН.

Вказані явища можуть додатково генерувати крутильні, і як наслідок поздовжні коливання бурильного інструменту в цілому. Проте усталений режим буріння при поступовому поглибленні можливий тоді, коли вектор сили різання-сколювання напрямлений перпендикулярно до площин різців долота.

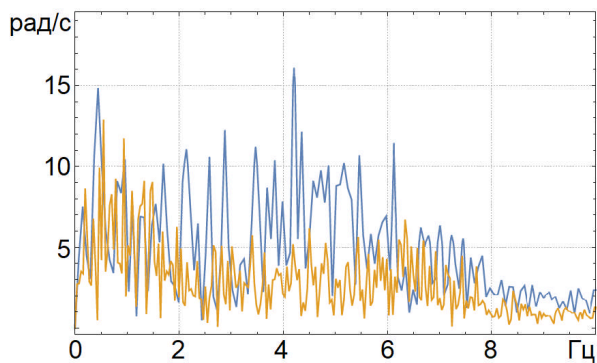
Зареєстровані сигнали вібрації на рис. 3.15 – 3.17 є закономірностями в часовій області. Встановлення частотного складу цих коливних процесів в частотній області здійснюється шляхом їх спектрального аналізу, який базується на перетвореннях Фур'є [161, 162, 163]. Для визначення частот коливань, використовуються амплітудно-частотні характеристики (АЧХ), які можуть бути отримані методом швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) [163, 164]. Стандартний метод ШПФ використовує рівномірну часову роздільну здатність для розрахунку АЧХ. Для оперативного розрахунку АЧХ коливних процесів на заданих часових інтервалах та їх побудови у вигляді спектрів використано програмний комплекс MathLab, результати застосування якого показані на рис. 3.18.



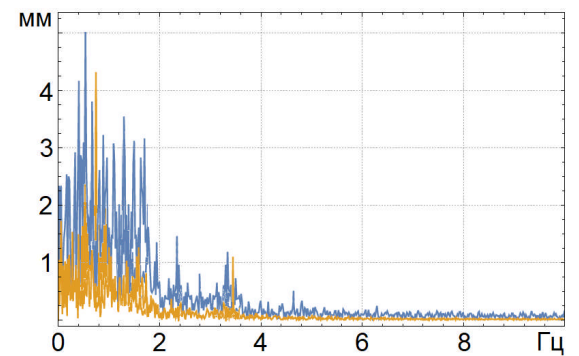
а)



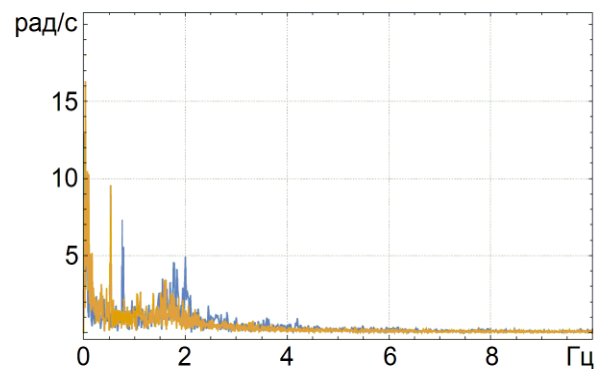
б)



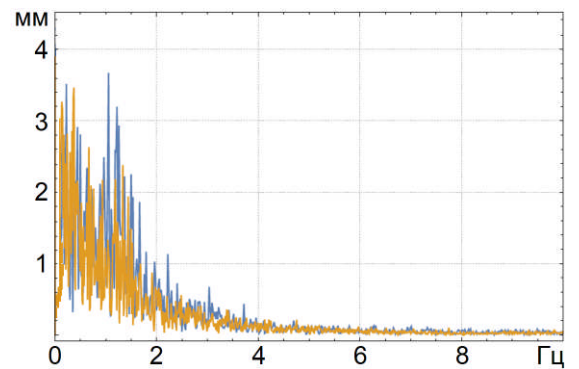
в)



г)



д)



е)

а), б) при бурінні граніту в режимі “довантажування”; в), г) при бурінні граніту в режимі “проковзування”; д), е) при бурінні пісковика

Рисунок 3.18 – АЧХ параметрів осьових та крутильних коливань бурильного інструменту

За результатами аналізу АЧХ доліт РП-42та РШ-140 встановлено, що частота зміни кутової швидкості при “довантажуванні” долота становить 0,5-2 Гц, а за умов “проковзування” – 0,5-5 Гц. Візуально помітити крутильні коливання бурильної труби практично неможливо, проте при “проковзуванні” долота наочно спостерігалися незначні його поперечні коливання. Осьові коливання при цьому характеризуються амплітудою 1-5 мм та частотою 0,2-4 Гц. За неусталеного режиму роботи вони частково гасяться силами опору та самою компоновкою, при чому швидкість їх загасання залежить від інертності та жорсткості компоновки. Зареєстровані коливання мають ділянки із швидкою і повільною зміною амплітуди і частоти. Це залежить від величин силових факторів різання-сколювання та тертя. Характер генерованих долотами коливань залежить від геометрії озброєння доліт та властивостей породи.

Таким чином, на амплітуду, частоту та характер коливного процесу бурильного інструменту обмеженої довжини мають вплив властивості породи, режим навантаження та геометрія озброєння долота. На основі аналізу отриманих АЧХ можна сказати, що ефекти “довантажування” та “проковзування” відіграють важливу роль і при розбурюванні порід з різними кутами залягання, а також при проходженні товщі породи м'якої чи середньої твердості з твердими пропластками. При збільшенні амплітуди коливань долото починає підскакувати, втрачаючи контакт із вибоєм. Внаслідок цього виникає додаткова енергія, що сприяє руйнуванню гірської породи, але, у той же час негативно впливає на сам породоруйнівний інструмент. Це веде до надмірного зношування й передчасного руйнування долота, втомного спрацювання різбових з'єднань внаслідок їх перетяжки підвищеним моментом, і, як наслідок, до зменшення швидкості буріння. Для оцінки швидкості поширення та інтенсивності коливань, генерованих долотом в залежності від довжини, інертності і жорсткості компоновки необхідно проводити дослідження динаміки БК, як багатомасової механічної системи.

3.6 Висновки до розділу 3

1. Амплітуда та частота осьових та крутильних коливань дворізцевого РП-42 та чотирирізцевого РШ-140 доліт залежить твердості та абразивності розбурюваної породи, режимних параметрів буріння, а також від геометрії їх озброєння; кількість складових гармонік коливного процесу є кратною числу різців.

2. Розбурювання граніту з крупнозернистою структурою на відміну від пісковика супроводжується інтервалами з поступовим (6-10 с) та різким (1-3 с) збільшенням величини поглиблення вибою, що пояснюється відповідним чергуванням сил різання та сколювання. Це відбувається внаслідок збільшення осьового навантаження та миттєвого зменшення зусилля різання-сколювання, викликаного ослабленням породи та її опору внаслідок появи тріщин. Зміна сили різання-сколювання за величиною та напрямком є випадковими і слугують причиною “довантажування” та “проковзування” долота.

3. Частота зміни кутової швидкості при “довантажуванні” долота становить 0,5-2 Гц, а за умов “проковзування” – 0,5-5 Гц. Осьові коливання при цьому характеризуються амплітудою 1-5 мм та частотою 0,2-4 Гц. Зареєстровані коливання мають ділянки із швидкою і повільною зміною амплітуди і частоти. Це залежить від величини та зміни сил різання-сколювання та тертя.

4. Генеровані долотами коливання частково гасяться силами опору та самою компоновкою, при чому швидкість загасання залежить від її інертності та жорсткості. Оцінка інтенсивності та швидкості поширення генерованих долотами коливань для бурильного інструменту з великим числом узагальнених координат, вимагає дослідження динаміки БК, як багатомасової механічної системи.

РОЗДІЛ 4

НАУКОВІ ОСНОВИ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ КОНТИНУАЛЬНО-ДИСКРЕТНИХ, БАГАТОЛАНКОВИХ, ТРУБНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

4.1 Тенденції сучасного числового моделювання динаміки механічних систем

Теоретичні дослідження руху складних механічних систем базуються на розробці числових (комп'ютерних) моделей, точність і складність яких залежить від урахування тієї сукупності факторів, що впливають на характер руху їх ланок в реальних умовах експлуатації [165, 166, 167, 168]. БК є довгомірною, пружною, багатоланковою механічною системою, дослідження динаміки якої є складним та трудомістким процесом. Складність побудови математичних моделей БК полягає в тому, що її динаміка описується, як правило, системою диференціально-алгебраїчних рівнянь, які в більшості є нелінійними, а тому отримати їх розв'язок в явному вигляді неможливо. З іншого боку, складання диференціальних рівнянь руху механічної системи з великою кількістю ступенів свободи є складним та довготривалим процесом. Тому при розробці математичних моделей вдаються до певних спрощень, що може відчутно змінити результат. З огляду на ці та інші причини, у ході досліджень динаміки механічних систем, дедалі частіше використовуються математично-комп'ютерні та комп'ютерні моделі [165, 166]. Значний внесок у це робить стрімкий розвиток комп'ютерної техніки та програмного забезпечення. Комп'ютерне моделювання має ряд переваг у порівнянні з натуральним експериментом, оскільки не потребує наявності реальної фізичної моделі, дорогого вимірювального обладнання, великих затрат коштів та часу [167, 168]. Поряд з цим, із використанням комп'ютерних моделей можна здійснювати багаторазові випробування, стежити за

динамікою їх зміни та отримувати різноманітні кількісні показники в числовому чи графічному вигляді.

Сучасні комп'ютерні технології багатокomпонентного моделювання динаміки складних механічних систем базуються на використанні низки програмних комплексів [165, 166, 170, 171]. Найбільш поширеними серед них є ANSYS, MSC.ADAMS, MSC.NASTRAN, LMS Virtual.lab, SimPack, TruckSim, Universal Mechanism [171, 172]. У порівнянні з класичними методами складання математичних моделей багатоланкових, трубних, механічних систем, комп'ютерне моделювання динаміки БК із використанням вказаних програмних комплексів забезпечує реалізацію:

- тривимірності геометричних елементів (бурильних труб), що входять до складу моделі, а також просторового позиціонування в'язей, шарнірів і точок прикладання сил;
- розподілу мас, моментів інерції бурильних труб та інших елементів системи в просторовій моделі;
- характеристик пружних, жорстко-пружних та демпфуючих елементів системи (різьбових з'єднань, амортизаторів, центраторів);
- геометрії та кінематики системи бурильних труб в просторі, що обмежується стінками свердловини;
- динаміки руху системи бурильних труб при розрахунках на міцність та довговічність.

Програмний комплекс Universal Mechanism (ПК UM) є сучасним програмним комплексом, що включає в себе потужне універсальне ядро, а також низку спеціалізованих модулів, зокрема модуль UM Drilling для моделювання динаміки бурильної колони [171, 172]. До складу ПК UM входять два основні інструменти (рис. 4.1): UM Input, засобами якого здійснюється безпосереднє створення комп'ютерної моделі, та UM Simulation, в якому відбувається дослідження динаміки розробленої моделі. Моделювання динаміки механічних систем в ПК UM здійснюється шляхом їх

подання як сукупності абсолютно твердих або пружних тіл, об'єднаних системою шарнірів та силових елементів, що визначають взаємодію пар тіл.

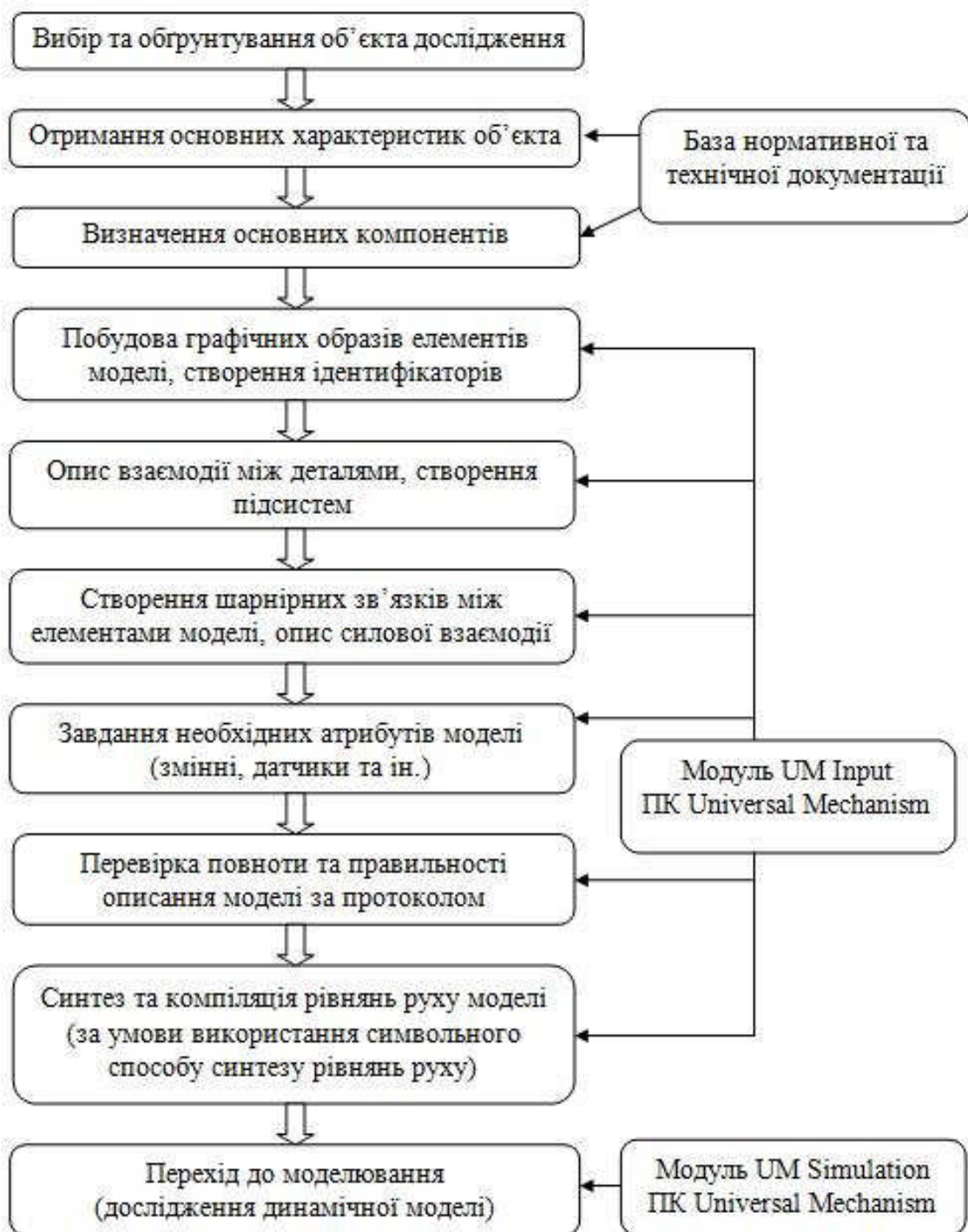


Рисунок 4.1 – Алгоритм та структура підготовки динамічної моделі механічної системи в ПК UM

4.2 Програмний опис шарнірів, в'язей та спряжень, що застосовуються при моделюванні в ПК UM

При моделюванні БК вважається механічною системою, що складається з великої кількості пружних та твердих тіл, поєднаних між собою відповідними механічними зв'язками – шарнірами, в'язями та спряженнями [171]. Спочатку розглянемо поступальний та обертальний шарніри. Вони дають змогу задати кінематичну пару з одним ступенем вільності. Кожен з них має одну локальну координату (лінійну координату x або кут ϕ). Загальна схема поступального та обертального шарніра, що з'єднує тіла 1 й 2 показана на рис. 4.2.

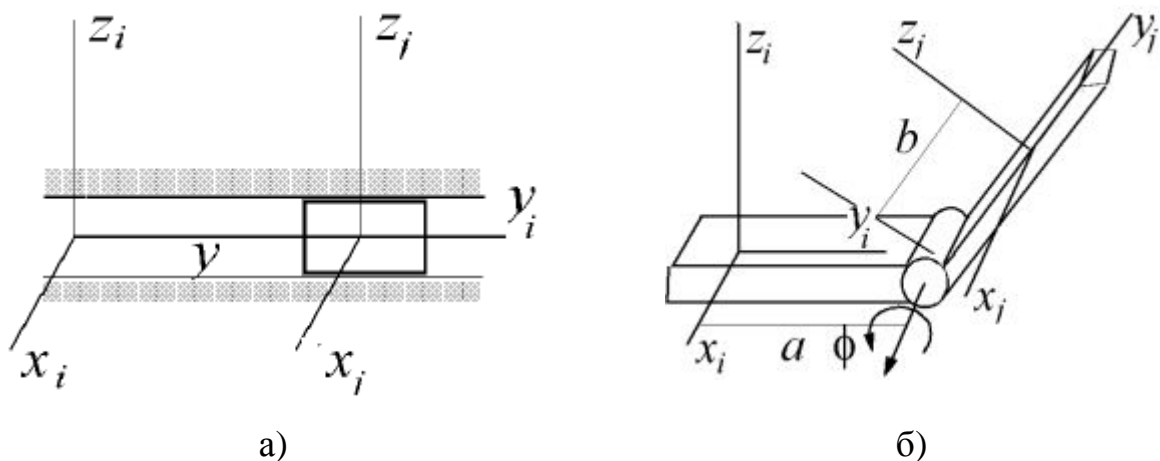


Рисунок 4.2 – Схема поступального а) та обертального б) шарнірів

Для того, щоб описати поступальний чи обертальний шарніри потрібні наступні параметри:

- координати двох точок А і В, що лежать на осі шарніра й пов'язані з тілом 1 (перша точка) і тілом 2 (друга точка): $(\rho_{1x}^1, \rho_{1y}^1, \rho_{1z}^1)$, $(\rho_{2x}^2, \rho_{2y}^2, \rho_{2z}^2)$;
- шарнірний вектор \vec{e} , спрямований вздовж осі шарніра і заданий проєкціями як у системі координат №1 (СК1) (e_x^1, e_y^1, e_z^1) , так і системі координат №2 (СК2) (e_x^2, e_y^2, e_z^2) відповідно;

- додаткові параметри: додатковий зсув вздовж осі шарніра x_a і додатковий поворот навколо осі φ_a .

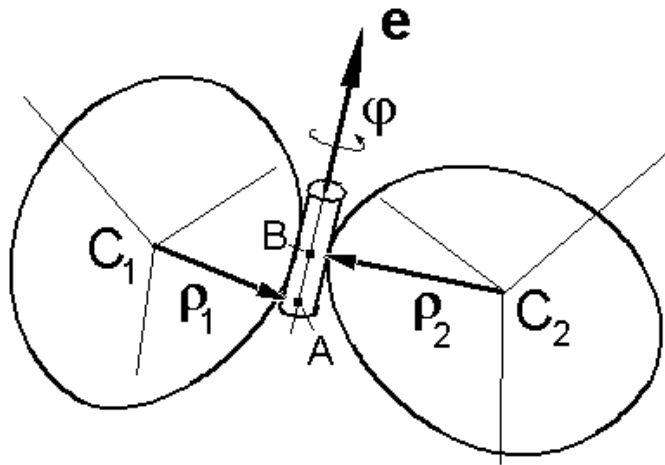


Рисунок 4.3 – Схема обертального шарніра

Вектор (e_x^1, e_y^1, e_z^1) і точка A $(\rho_{1x}^1, \rho_{1y}^1, \rho_{1z}^1)$ визначають положення осі шарніра щодо тіла 1, а вектор (e_x^2, e_y^2, e_z^2) і точка B $(\rho_{2x}^2, \rho_{2y}^2, \rho_{2z}^2)$ - відносно тіла 2. Якщо $x_a = 0$, то точки A й B збігаються (мають однакові координати в базовій системі координат СК0). Параметр x_a у випадку поступального шарніра та параметр φ_a у випадку обертального шарніра використовуються для того, щоб задати відносне положення пари тіл при нульових значеннях шарнірних координат x або φ . Додатний напрям обертання відповідає правилу правого гвинта. Для поступального шарніра може бути задана шарнірна сила, для обертального - шарнірний момент. Шарнірна сила й момент, залежатимуть від часу, шарнірної координати та її похідної за часом. Локальні координати для обох типів шарнірів можуть бути задані у вигляді явних залежностей від часу $x(t)$ або $\varphi(t)$. У цьому випадку шарнірні координати не включаються в перелік координат моделі об'єкта. Наприклад, якщо тіло 2 обертається рівномірно навколо осі, пов'язаної з тілом 1, кут повороту може бути заданий функцією $\varphi(t) = \dot{\varphi}t$. З урахуванням цього, наступні значення параметрів матимуть місце для:

- для поступального шарніра (рис. 4.2 а):

$$\begin{cases} (e_x^1, e_y^1, e_z^1) = (0, 1, 0); & (e_x^2, e_y^2, e_z^2) = (0, 1, 0); \\ (\rho_{1x}^1, \rho_{1y}^1, \rho_{1z}^1) = (0, 0, 0); & (\rho_{2x}^2, \rho_{2y}^2, \rho_{2z}^2) = (0, 0, 0); \\ x_a = \varphi_a = 0. \end{cases} \quad (4.1)$$

- обертального шарніра (рис. 4.2 б):

$$\begin{cases} (e_x^1, e_y^1, e_z^1) = (1, 0, 0); & (e_x^2, e_y^2, e_z^2) = (1, 0, 0); \\ (\rho_{1x}^1, \rho_{1y}^1, \rho_{1z}^1) = (0, a, 0); & (\rho_{2x}^2, \rho_{2y}^2, \rho_{2z}^2) = (0, b, 0); \\ x_a = \varphi_a = 0; \end{cases} \quad (4.2)$$

Одним із варіантів шарніру із трьома степенями вільності є сферичний (кульовий) шарнір (рис. 4.4). Вектори ρ_1 і ρ_2 задають положення центра шарніра в СК1 і СК2 $\rho_1 = 0, \rho_2 = (0, 0, -a)$, всі поступальні ступені вільності виключені.

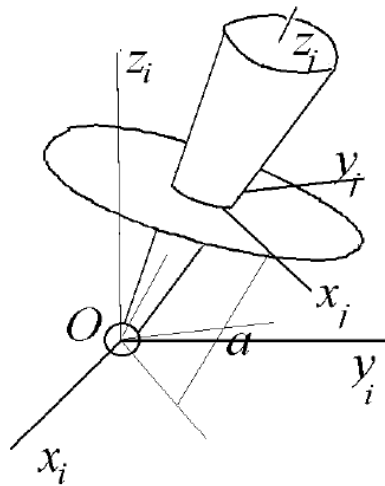


Рисунок 4.4 – Схема сферичного (кульового) шарніра

Універсальний шарнір має дві ступені вільності (рис. 4.5). Всі поступальні ступені вільності та одна обертальна виключені. Вектори ρ_1 і ρ_2 задають положення центра шарніра в СК1 і СК2 $\rho_1 = (0, a, 0), \rho_2 = (0, -b, 0)$.

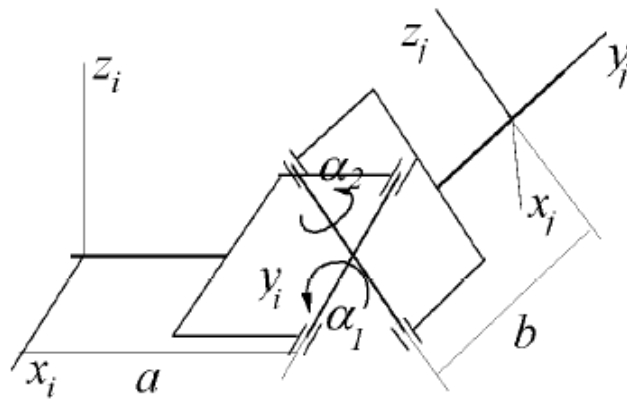


Рисунок 4.5 – Схема універсального шарніра

Перейдемо до опису шарніру з шістьма ступенями вільності (рис. 4.6). Шарніри даного типу дуже часто використовуються для опису кінематичних пар з різним числом поступальних й обертальних ступенів вільності. Початки систем координат СК1 і СК2, пов'язані з тілами 1 і 2, розташовані в точках O_1 і O_2 . Дві додаткові системи координат СК1А і СК2В, розташовані в деяких точках тіл А і В. Осі додаткових систем координат можуть бути орієнтовані відносно СК1 і СК2 довільним чином.

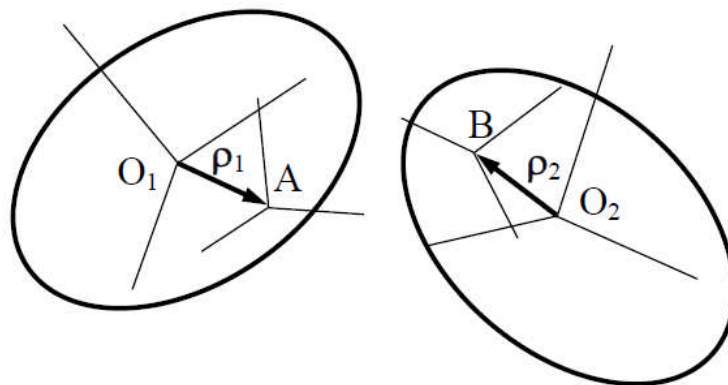


Рисунок 4.6 – Схема шарніра з шістьма ступенями вільності

В такий спосіб шарнір має координати, які визначають положення СК1А відносно СК2В. По замовчуванню шарнір має шість ступенів вільності: 3 зсуви СК2В відносно СК1А x, y, z (координати точки В відносно СК1А) і три кути орієнтації СК2В відносно СК1А $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$. У цьому випадку

тіло 2 рухається вільно, і шарнір не вводить обмежень на відносний рух тіл (фіктивний шарнір), а вводить координати тіла 2. Існує 12 способів введення кутів орієнтації відповідно до послідовності поворотів навколо осей координат ($x - 1, y - 2, z - 3$). Кожна із шести ступенів вільності може бути “виключена”, тобто зсув уздовж або поворот навколо відповідної осі може бути заборонений. Подібним чином визначається велика кількість кінематичних пар з різним числом ступенів вільності. Параметри необхідні для опису шарніра наступні: положення точок А і В $(\rho_{1x}^1, \rho_{1y}^1, \rho_{1z}^1)$, $(\rho_{2x}^2, \rho_{2y}^2, \rho_{2z}^2)$ та орієнтація СК1А, СК2В відносно СК1 і СК2, що задається за допомогою трьох послідовних поворотів; тип кутів орієнтації; доступні, чи недоступні ступені вільності.

Спряження є механічними зв'язками, тобто обмеженнями на відносне положення та рух пари тіл. Поняття “спряження” вводиться в САПР-програмах і з'явилося в ПК UM через розробку інтерфейсів з основними комерційними САПР-програмами, такими як MSC.NASTRAN, SolidWorks, Autodesk Inventor, КОМПАС [170]. Як правило, спряження з'являються в моделях UM після імпорту збірних вузлів з перерахованих САПР-програм у випадках, коли не вдається коректно перетворити спряження в шарніри, описані вище.

Спряження, реалізовані в UM, характеризуються наступними даними:

- 1) тип спряження: співпадання, співвісність, паралельність, на відстані, під кутом;
- 2) тип і параметри кінематичної пари, пов'язаних з кожним із двох тіл: точка - задається координатами в СК тіла; пряма - задається координатою однієї точки на прямій та одиничним вектором в напрямі прямої в СК тіла; площина - задається однією точкою на площині та одиничним вектором по нормалі в СК тіла.

4.3 Принцип складання рівнянь пружної осі гнучкого деформованого стержня та рівнянь навантаженості його елементів

Наведемо основні припущення, які використовуються для виведення рівнянь пружної осі БК, як гнучкого деформованого стержня. В ПК УМ положення точок гнучкого стержня за референційним методом описуються з використанням плаваючого кадру [171, 172]. Локальна система координат (СК1) пов'язана з тілом (рис. 4.7а). Положення довільної точки K у глобальній системі координат (СК0) визначаються радіусом-вектором \vec{r}_{k0} , який рівний сумі радіус-вектора \vec{r}_{01} у СК0 і радіус-вектора \vec{r}_{k1} у СК1.

Якщо вектор \vec{r}_{k1} є сумою постійного вектора $\vec{\rho}_k$ точкових координат недеформованого тіла та вектора \vec{d}_k гнучкого зсуву, то положення точки K деформованого стержня в СК0 може бути представлена наступним чином:

$$\vec{r}_{k0}^{(0)} = \vec{r}_{01}^{(0)} + A_{01} \cdot (\vec{\rho}_k^{(1)} + \vec{d}_k^{(1)}) \quad (4.3)$$

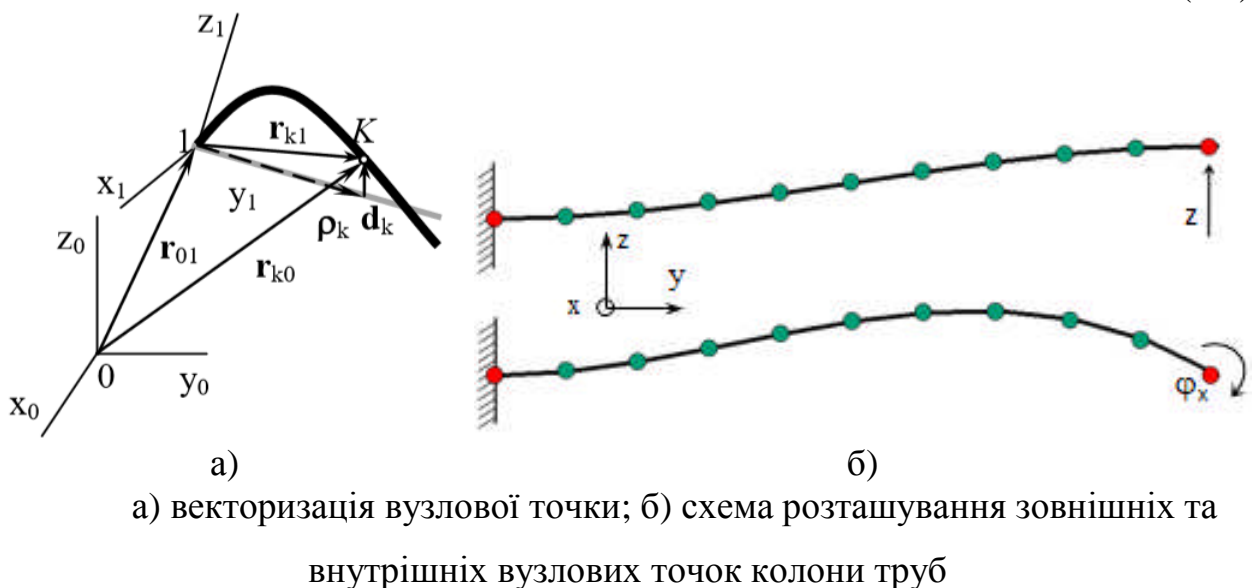


Рисунок 4.7 – Схема задання пружної осі гнучкого стержня

Рівняння (4.3) записується для характерних вузлових точок, кількість яких може бути великою. Для геометричної осі свердловини за внутрішні вузлові точки можна прийняти точки, координати яких є відомими за

результатами інклінометрії, або ж точки зведення мас окремих ділянок колони; за зовнішні – місця накладення основної в'язі (вибою), приєднання силових елементів приводу.

В пакеті ПК UM є спеціальна функція для моделювання контакту окружності з круговим циліндром, вісь якого задається гладкою кривою (рис. 4.8). Вважається, що крива, яка задає вісь циліндра, перетинає площину окружності під кутом, відмінного від прямого не більш як на 30 градусів. В розрахунках використовується модель податливого контакту, при якому нормальна сила залежить від глибини та швидкості руху. Модель тертя при цьому має натеупний вигляд:

$$F_{mp} = \begin{cases} -fN v_s / |v_s|, & |v_s| > v_s^* \\ -fN v_s / v_s^*, & |v_s| \leq v_s^* \end{cases} \quad (4.4)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання; N – модуль нормальної контактної сили; v_s – швидкість ковзання; v_s^* – граничне значення швидкості ковзання.

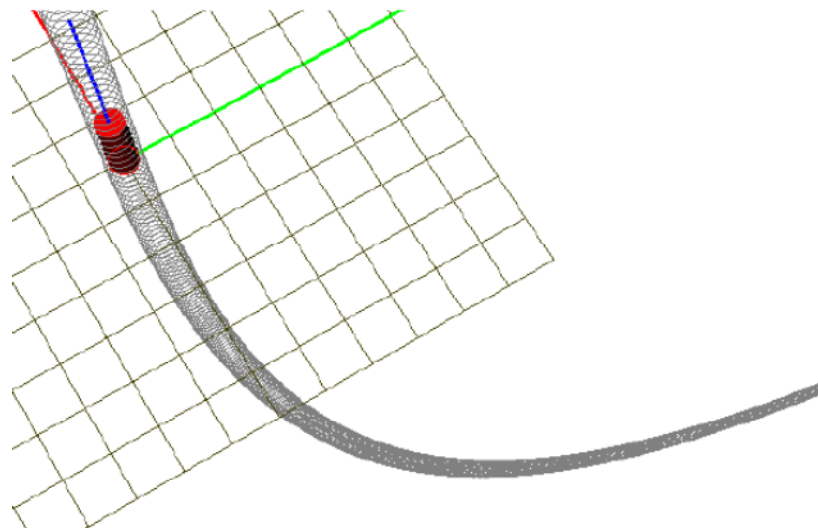


Рисунок 4.8 – Модель елемента БК в циліндричному криволінійному каналі

Круговий циліндр імітує елементарну ділянку БК, поетапна прив'язка якої до вузлових точок дає можливість моделювати просторову орієнтацію стовбура свердловини. Аналіз навантаженості кожної елементарної ділянки в

ПК УМ здійснюється методом кінцевих елементів [172]. В якості прикладу встановлення функції форми кінцевого елемента, його матриці жорсткості і рівнянь рівноваги розглянемо елементарний циліндр довжиною b , площею поперечного перерізу A , навантажений зосередженими силами \vec{N}_1 і \vec{N}_2 , а також навантаженнями \vec{q} і \vec{p} , розподіленими по об'єму і поверхні циліндра відповідно. (рис. 4.9).

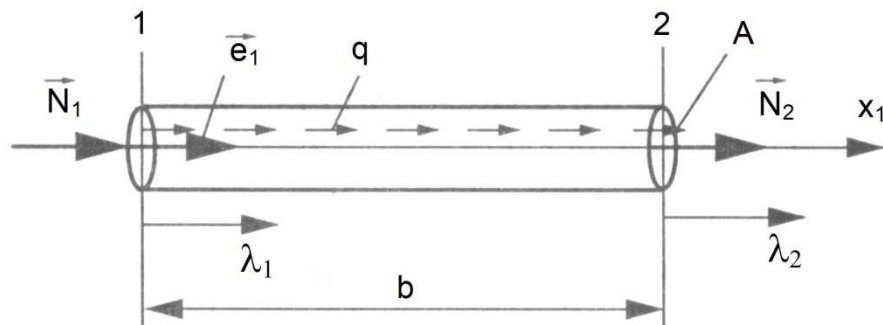


Рисунок 4.9 – Кінцевоелементна модель ділянки БК

Зміщення кінців елемента вздовж осі x_1 та одиничного орта \vec{e} позначимо λ_1, λ_2 і прийемо в якості вузлових зміщень. Початок відліку осі x_1 розташуємо в вузлі 1. Переміщення точок циліндра вздовж осі x_1 апроксимуємо лінійною функцією:

$$u_1(x_1) = \Phi_{11}(x_1)\lambda_1 + \Phi_{12}(x_1)\lambda_2 \quad (4.5)$$

де $\Phi_{11}(x_1), \Phi_{12}(x_1)$ – функції форми елемента, що виражають зв'язок між вузловими зміщеннями та вектором переміщення довільної точки циліндра:

$$\begin{cases} \Phi_{11}(x_1) = 1 - \frac{x_1}{b}, \\ \Phi_{12}(x_1) = \frac{x_1}{b}. \end{cases}$$

Вектори функцій форми елемента та їх похідні відповідно рівні:

$$\begin{cases} \vec{\Phi}_1 = \Phi_{11} \vec{e}_1, \\ \vec{\Phi}_2 = \Phi_{12} \vec{e}_1. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \nabla \vec{\Phi}_1 = \frac{d\Phi_{11}}{dx_1} \vec{e}_1 \vec{e}_1 = -\frac{1}{b} \vec{e}_1 \vec{e}_1, \\ \nabla \vec{\Phi}_2 = \frac{d\Phi_{12}}{dx_1} \vec{e}_1 \vec{e}_1 = \frac{1}{b} \vec{e}_1 \vec{e}_1. \end{cases} \quad (4.6)$$

Закон Гука даному випадку має вигляд $\sigma_{11} = E\varepsilon_{11}$, де E – модуль пружності матеріалу тіла. Матриця жорсткості елемента в загальному випадку має вигляд:

$$K_{ij} = \int_V \nabla \vec{\Phi}_i \cdot E \nabla \vec{\Phi}_j dV. \quad (4.7)$$

Співставивши (4.6) і (4.7), знайдемо вирази для компонентів матриці жорсткості:

$$\begin{cases} K_{11} = \int_0^b \frac{EA}{b^2} dx_1, \\ K_{12} = -\int_0^b \frac{EA}{b^2} dx_1. \end{cases} \quad (4.8)$$

Якщо площа перерізу A елемента постійна по його довжині, то з врахуванням симетрії матриці жорсткості отримаємо:

$$\{K\} = \frac{EA}{b} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.9)$$

Визначимо вектори вузлових сил. В загальному випадку вони мають такий вигляд:

$$f_i = \int_V \vec{q} \cdot \vec{\Phi}_1 dV + \int_S \vec{p} \cdot \vec{\Phi}_1 dS \quad (4.10)$$

Нехай вектор розподіленого по об'єму навантаження $\vec{q} = \frac{q}{A} \vec{e}_1$, то в елементарному об'ємі $dV = A dx_1$ вектори вузлових сил на основі (4.8) приймуть такі значення:

$$\begin{cases} f_1 = \int_V \vec{q} \cdot \vec{\Phi}_1 dV + \int_S \vec{p} \cdot \vec{\Phi}_1 dS = \int_0^b q \Phi_{11} dx_1 + N_2 \Phi_{11}(b) + N_1 \Phi_{11}(0), \\ f_2 = \int_V \vec{q} \cdot \vec{\Phi}_2 dV + \int_S \vec{p} \cdot \vec{\Phi}_2 dS = \int_0^b q \Phi_{12} dx_1 + N_2 \Phi_{12}(b) + N_1 \Phi_{12}(0). \end{cases} \quad (4.11)$$

У випадку постійного навантаження \vec{q} після інтегрування (4.11) отримаємо:

$$\begin{cases} f_1 = N_1 + \frac{qb}{2}, \\ f_2 = N_2 + \frac{qb}{2}. \end{cases} \quad (4.12)$$

Умова рівноваги кінцевого елемента у відповідності із [9] включає в себе матрицю вузлових сил $\{f\}$, матрицю жорсткості $\{K\}$ і матрицю вузлових переміщень $\{\lambda\}$:

$$\{f\} = \{K\} \{\lambda\}. \quad (4.13)$$

З урахуванням (4.9) і (4.12) умова рівноваги елемента (4.13) прийме наступний вигляд:

$$\begin{bmatrix} N_1 + \frac{qb}{2} \\ N_2 + \frac{qb}{2} \end{bmatrix} = \frac{EA}{b} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix}. \quad (4.14)$$

Матрицю жорсткості і рівняння (4.14) при постійних A і q можна отримати набагато простіше, використання рівняння рівноваги елемента стержня (рис 4.9). і відоме з курсу опору матеріалів співвідношення для абсолютного подовження стержня:

$$\begin{cases} N_1 + N_2 + qb = 0, \\ \lambda_2 - \lambda_1 = \frac{N_2 b}{EA} + \frac{qb^2}{2EA}. \end{cases} \quad (4.15)$$

Звідки навантаження на елемент:

$$\begin{cases} N_2 + \frac{qb}{2} = \frac{EA}{b}(-\lambda_1 + \lambda_2), \\ N_1 + \frac{qb}{2} = \frac{EA}{b}(\lambda_1 - \lambda_2). \end{cases} \quad (4.16)$$

Для скалярного силового елемента (біполярна або шарнірна сила) необхідно проаналізувати його властивості на предмет гармонійного збурення. Для цього розглянемо силовий елемент із деяким заданим законом залежності сили від скалярної величини x та її похідної за часом $\dot{x} = v$:

$$F = F(x, v). \quad (4.17)$$

Розглянемо зміну змінної x за гармонійним законом:

$$\begin{cases} x(t) = x_0 + a \sin(2\pi ft); \\ v(t) = 2\pi fa \sin(2\pi ft), \end{cases} \quad (4.18)$$

де x_0 – початкова координата; a – амплітуда; f – частота коливань.

Відкликом силового елемента на збурення є періодична сила:

$$F(t) = F(x(t), v(t)). \quad (4.19)$$

Розкладемо залежність (4.7) в ряд Фур'є, беручи до уваги тільки нульовий і перші члени ряду:

$$\begin{aligned} F(t) &\approx F_0 + F_K(f) \sin(2\pi ft) - F_C(f) \cos(2\pi ft) = \\ &= F_0 + F_1(f) \sin(2\pi ft - \delta(f)). \end{aligned} \quad (4.20)$$

де $K(f) = F_K(f)/a$ – динамічна жорсткість;

$C(f) = F_C(f)/2\pi fa$ – еквівалентний коефіцієнт демпфування;

$\delta(f)$ – фаза або кут дисипації;

$F_1(f)$ – амплітуда відклику.

На основі залежності (4.8) вводяться основні характеристики силового елемента в частотній області, а також залежність функції відклику від координати $F = F(x, v(x))$ та швидкості $F = F(x(v), v)$ при фіксованій частоті збурення.

Проведені аналітичні перетворення мали за мету показати використання загальних співвідношень методу кінцевих елементів, можливість розрахунку характеристик напружено-деформованого стану елемента в точках між вузлами. Синтез рівнянь рівноваги та руху для системи елементів, а також їх компіляція для БК, чи окремих її ділянок здійснюється безпосередньо в модулі UM Input.

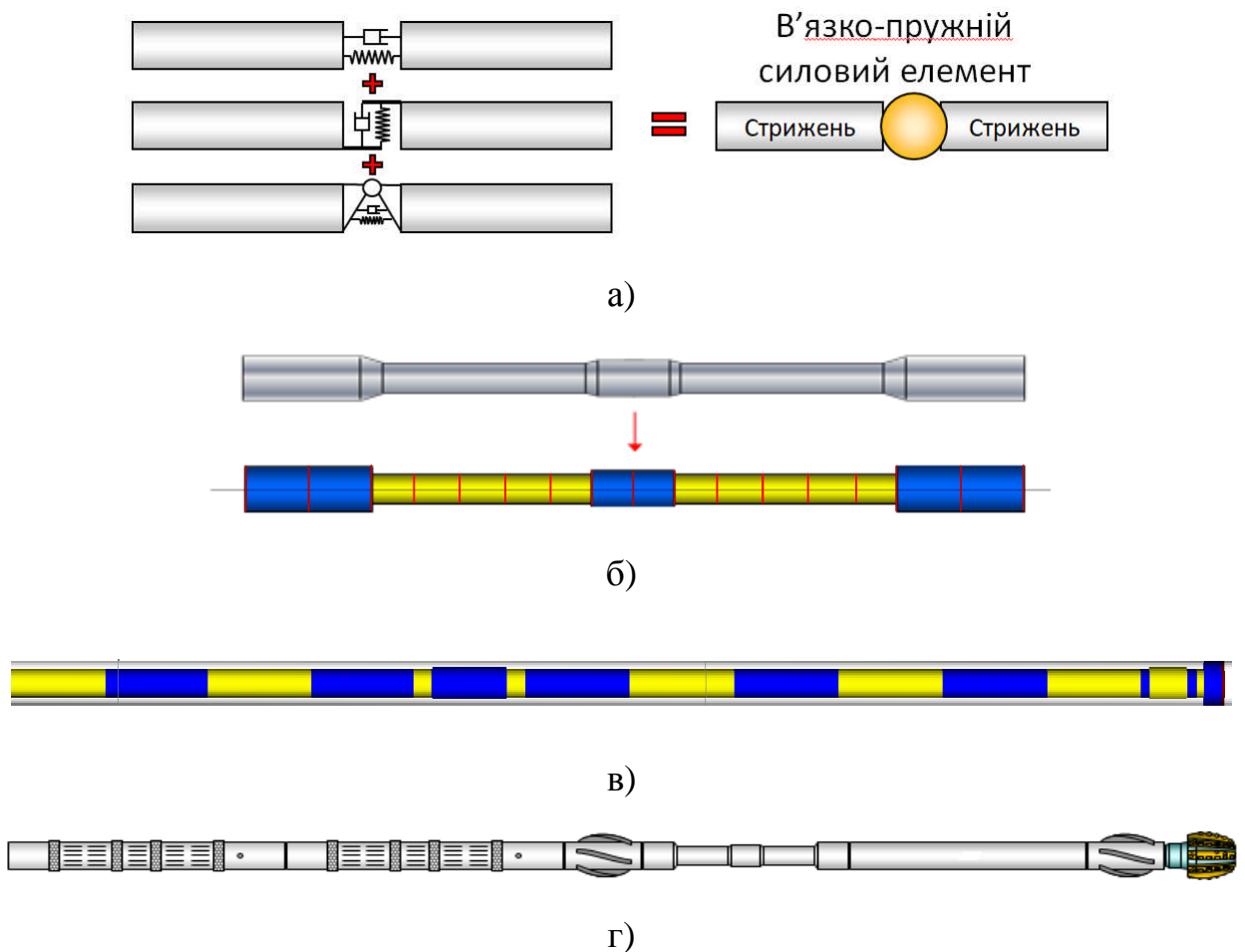
4.4 Реалізація числової моделі бурильної колони в середовищі ПК UM та визначення зміни її зведеного моменту інерції

В основу розробки динамічних моделей в ПК UM покладено метод підсистем, що дозволяє значно спростити процес створення моделей, які містять значну кількість елементів [171, 172]. Завдяки повній параметризації ПК UM забезпечує можливість використання ідентифікаторів та виразів при описі інерційних, геометричних параметрів, характеристиці силової взаємодії елементів та створенні їхніх графічних образів. Важливою особливістю ПК UM є те, що тривимірні графічні образи елементів моделі можна створювати як безпосередньо засобами програми, так і з використанням поширених у наш час CAD програм, таких як КОМПАС, SolidWorks, AutoCAD, завдяки можливості імпорту файлів з них. Особливу увагу слід відводитися процесу силового опису взаємодії пар тіл при створенні комп'ютерної моделі, для чого в UM передбачено базу різноманітних типів силових елементів. Також забезпечена можливість опису користувачем власного типу силової взаємодії засобами програмування UM. Після повного опису моделі здійснюється процес автоматичного синтезу рівнянь руху механічної системи із використанням спеціальних алгоритмів. Реалізація числових даних алгоритмів у ПК UM може відбуватися в символній або чисельно-ітераційній формі. Символьний синтез передбачає виведення рівнянь на одній із мов програмування (C++ або Pascal), для цього необхідно використовувати зовнішній компілятор. Чисельно-ітераційний метод

передбачає синтез рівнянь чисельно на кожному кроці інтегрування рівнянь руху. Формування рівнянь руху в символній формі дозволяє оптимізувати їх з точки зору кількості арифметичних операцій, що значно впливає на швидкість процесу моделювання. У свою чергу використання чисельно-ітераційних алгоритмів дає можливість простіше організувати моделювання систем із змінною структурою. Чисельне моделювання при проведенні подальшого аналізу дає можливість визначити ряд параметрів [172], серед яких:

- кінематичні характеристики динамічної моделі (координати, траєкторії, швидкості, прискорення будь-яких точок, кутові швидкості та кутові прискорення тіл, характеристики відносного переміщення тіл);
- активні сили (наприклад, сили, що виникають у пружних та демпфуючих елементах);
- сили реакцій у шарнірах;
- характеристики напруження та деформації для пружних тіл.

Для побудови комп'ютерної моделі БК в графічній консолі програмного комплексу [171, 172] використано спеціалізований модуль UM Drilling. З використанням даних бібліотек цього модуля, БК подано у вигляді системи послідовно з'єднаних між собою гнучких трубчастих стрижнів. Створенню ряду моделей БК передувала низка накладених конструктивних умов. Бурильні труби моделювалися як стрижні з однорідною геометрією та густиною. Гнучкість кожної труби розглядалася на основі модального методу та методу кінцевих елементів. З'єднання стрижнів між собою моделювалися в'язко-пружними елементами із зведеною жорсткістю. Для моделювання взаємодії бурильних труб із стволом свердловини використовувалися дискретні контактні сили. Побудова моделі в модулі UM Drilling виконувалась за визначеною схемою (рис. 4.8) з використанням методу підсистем, оскільки підсистеми БК (секції бурильних труб) є кінематично тотожними.

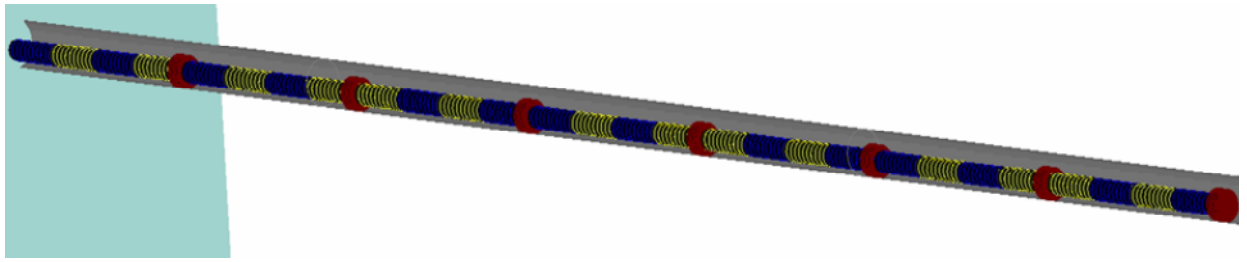


а) пружно-демпферна модель з'єднання труб; б) модель секції труб; в) модель КНБК; г) вигляд КНБК

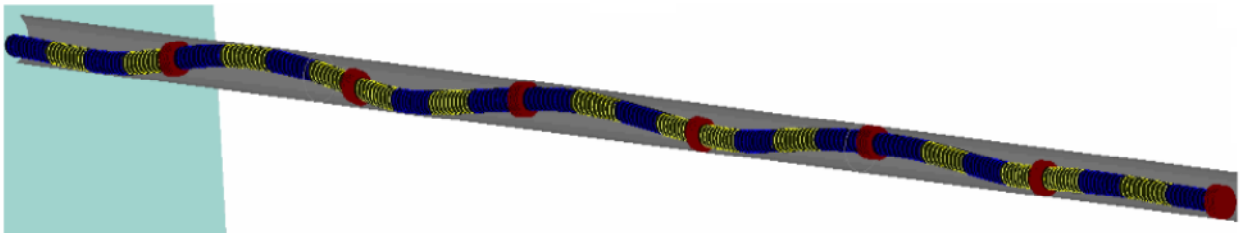
Рисунок 4.10 – Принципова схематизація БК в модулі UM “Drilling”

Беручи до уваги параметри компоновок БК, що використовувалися на свердловинах Ольгіївського ГКР побудовано числові кінцево-елементні моделі цих колон (рис. 4.11, рис.4.12) з метою дослідження зміни їх моментів інерції впродовж буріння стовбурів свердловин (рис. 4.13). Вище встановлено, що момент інерції БК суттєво залежить від числа та геометричних розмірів її деформованих ділянок. Тому, на першому етапі досліджувався процес статичного деформування БК, обмеженої стінками свердловини, від дії осьового навантаження та реакції зі сторони вибою. Попередньо визначались кількість та розміри числа півхвиль прогину. На другому етапі досліджувався процес динамічного деформування БК,

обмеженої стінками свердловини, навантаженої осьовими силами, крутним моментом та силами тертя.



а)



б)

Рисунок 4.11 – Кінцево-елемента модель частини БК

а) до статичного деформування; б) після статичного деформування

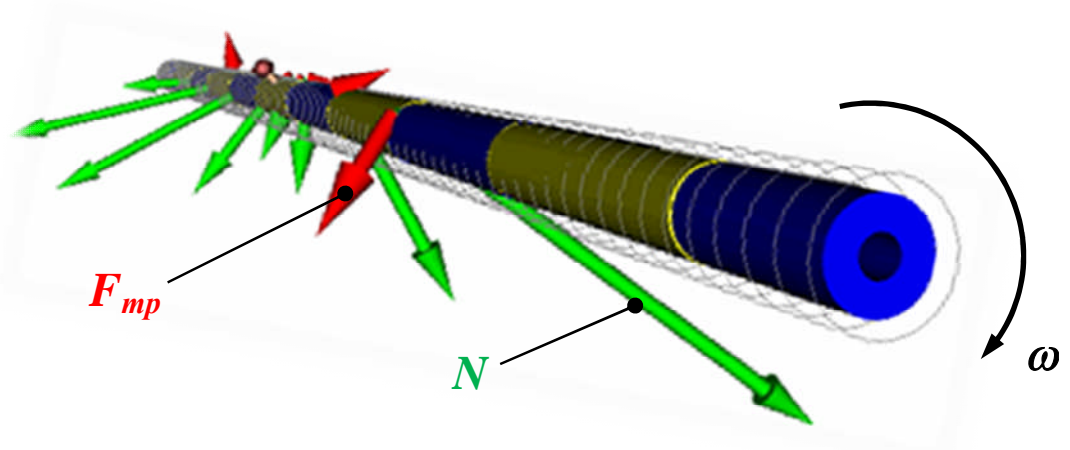
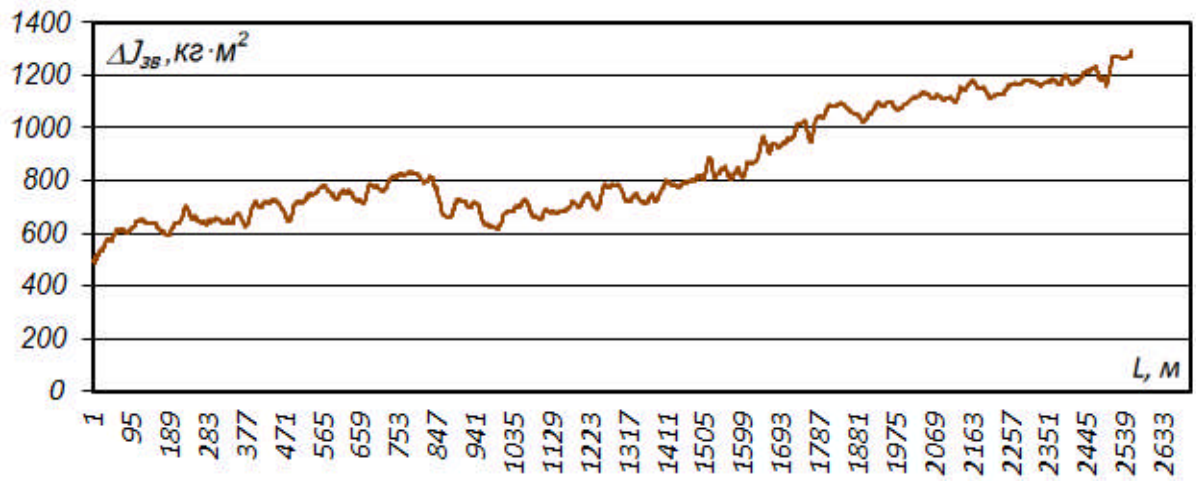
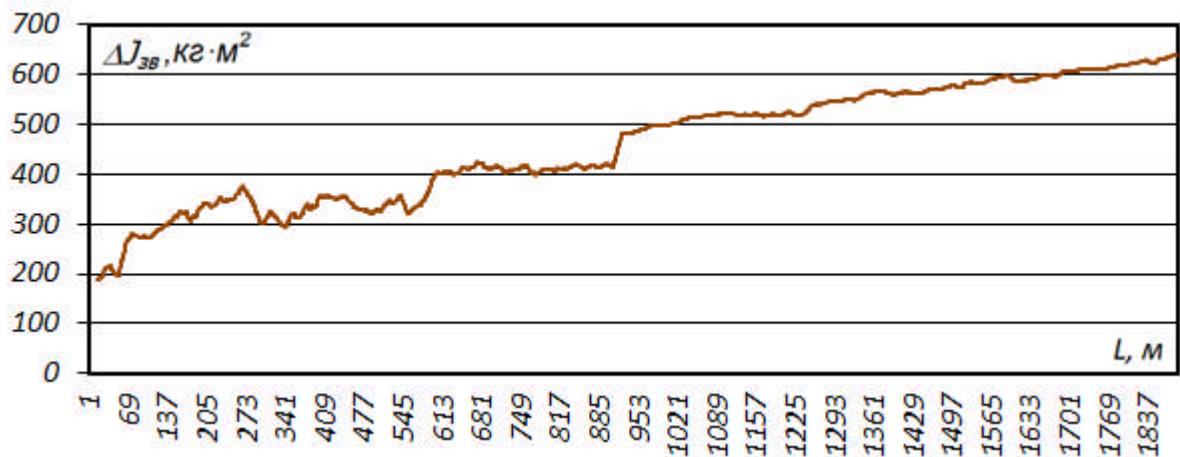


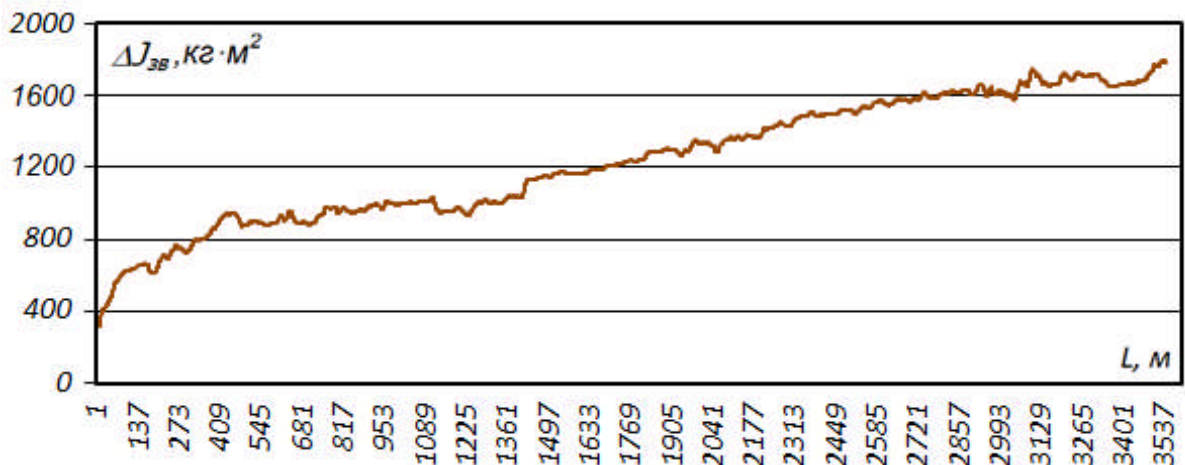
Рисунок 4.12 – Кінцево-елемента модель зігнутої ділянки БК із силами притискання та силами тертя в процесі динамічного деформування



а)



б)



в)

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

Рисунок 4.13 – Діаграми зміни зведеного моменту інерції $\Delta J_{36}(L)$ БК свердловин №18, №20, №22 Ольгіївського ГКР отримані за результатами реалізації моделей в UM Drilling

Дослідження процесів статичного та динамічного деформування в блоці UM Simulation здійснювалося чисельно-ітераційним методом. При цьому уточнювались кількість та розміри числа півхвиль прогину БК та співставлялись із результатами попередніх розрахунків у розділі 2. На основі числової реалізації кінцево-елементних моделей визначено інертності ділянок БК, а також зміни їх моментів інерції за різних довжин (рис. 4.13). Розбіжність між аналітичним та комп'ютерним розрахунком функцій $\Delta J_{zg}(L)$ становить 4,6%.

4.5 Принцип побудови числових моделей для дослідження поздовжніх та крутильних коливань бурильної колони в середовищі Maplesim

На даний час існує загальноприйнята тенденція, що дослідження динаміки механічних систем може бути виконано шляхом комп'ютерного моделювання [165, 166, 167, 169]. Але на відміну, наприклад, від розрахунку на міцність методом скінченних елементів [170, 172], який давно ввійшов в практику інженерів-дослідників, динамічні розрахунки механічних систем із зосередженими масами на даний час внаслідок багатьох причин ще не стали необхідним атрибутом інженерного аналізу.

Для проектування й динамічного аналізу різноманітних систем автоматизованого керування протягом останнього часу почали широко використовувати спеціалізований пакет MapleSim, що входить до складу автоматизованої системи Maple [173, 174]. Пакет MapleSim [175] дозволяє суттєво скорочувати терміни проектування та підвищувати якість розробки моделей механічних систем і моделювання процесів, що відбуваються в цих системах.

У традиційному підході для моделювання коливальних процесів БК, що використовувався до недавнього часу [176, 177, 178], спочатку створювалась математична модель (як правило, у вигляді структурної схеми),

далі створювалась програмна реалізація даної моделі на одній з універсальних мов програмування [165, 166, 168]. При цьому неминуче виникало дублювання опису елементів механічної системи і зв'язків між ними. У пакеті MapleSim принципово змінений характер вимог до математичного забезпечення: для керування всім ходом обчислювального процесу розроблені графічні модулі, що використовуються для побудови моделей окремих частин механічної системи. Даний програмний засіб поки що не одержав широкого поширення. Однак моделювання динаміки БК, як механічної системи з багатьма степенями свободи за допомогою пакета MapleSim розкриває всі можливості даного програмного забезпечення [175, 179].

Одна з основних задач розрахунку механічних систем та конструкцій на коливання [13, 14, 15, 180] полягає у визначенні власних частот коливань та виявленні небезпечних (резонансних) частот. Для цього необхідно знати переміщення, швидкості, пришвидшення елементів БК, та сили взаємодії між ними. Для БК, що складається з послідовно з'єднаних між собою БТ і ОБТ, найбільше підходять матричні методи. Широке розповсюдження здобула матрична форма методу динамічних жорсткостей та методу початкових параметрів. Ці алгоритми викладені у [181, 182]. Найбільш поширено ці алгоритми використовуються для стрижневих систем, з різними поперечними перерізами, а також з елементами, для яких можна визначити коефіцієнти будь-якої передавальної матриці. Найпростіше спряження можна здійснити для елементів, які є подібними і описуються однаковою кількістю параметрів (наприклад, дві бурильні труби). Для визначення частот власних коливань системи досить ефективним є метод динамічних жорсткостей [181, 182], який дозволяє провести частотний аналіз складної механічної системи при відомих динамічних жорсткостях окремих її елементів.

Враховуючи основні положення та особливості згаданих методів, викладемо порядок та принцип опису елементів БК, встановлення зв'язків між ними та хід обчислювального процесу. Розглянемо БК, яка

використовувалась для буріння кінцевого інтервалу свердловини №20 Ольгіївського ГКР суміщеним способом з компоновкою, яка приведена в таблиці 4.1. Буріння проводилось долотом Haliburton $\varnothing 215,9$ PDC 8 ? FX55-IADC M424, навантаження на долото 250 кН, частота обертання БК до 900 м – 110 об/хв., до 2000 м – 60 об/хв.; густина бурового розчину KCL/Clay/Polymer 1200 кг/м³; проектна глибина свердловини 2000 м. Маса рухомих частин талевої системи установки “VARCO(DRCO)-K200-JPB” $m_0 = 9750$ кг; жорсткість та коефіцієнт демпфування талевої системи: $k_0 = 55 \cdot 10^6$ Н/м; $\alpha_0 = 5000$ Нс/м; жорсткість та коефіцієнт демпфування вибою: $k_l = 50 \cdot 10^6$ Н/м; $\alpha_l = 5000$ Нс/м; жорсткість та коефіцієнт демпфування різьбових з’єднань: $k_z = 3 \cdot 10^7$ Н/м; $\alpha_z = 1500$ Нс/м.



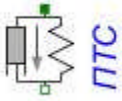
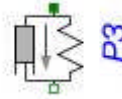
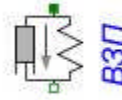
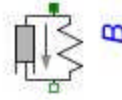
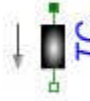
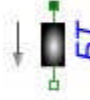


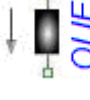
Таблиця 4.1

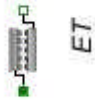
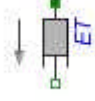

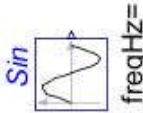
Конструктивні параметри БК на свердловині №20 Ольгіївського ГКР

Назва параметру	Колона БТ	Колона ОБТ
Типорозмір труби	ТБПК-114	ОБТ-165
Маса труби, кг	370,8	2575,2
Маса труби, зануреної в буровий розчин, кг	328,5	2281,6
Довжина труби, м	12	12
Кількість труб	143	12
Кількість секцій	47+2труби	4
Загальна довжина труб, м	1716	144

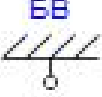

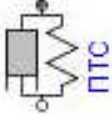
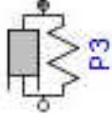
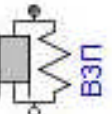
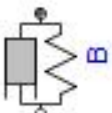





Враховуючи специфіку та структуру пакету MapleSim [11], а також особливості моделювання динаміки БК [179] створено таблиці елементів, якими описуються числові моделі для дослідження поздовжніх та крутильних коливань БК (табл. 4.2, 4.3).

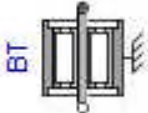

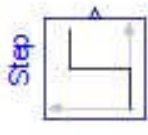
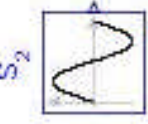
Елементи, якими описується числова модель поздовжніх коливань

Назва елементу моделі	Позначення	Характеристика елемента
Бурова вежа		Нерухомий елемент механічної системи: $x_0 = 0; \dot{x}_0 = 0.$
Стінка свердловини		
Підвіска талевої системи		Елемент, що складається з пружини та демпфера, з'єднаних паралельно: $F = k(x - x_0) + \alpha \dot{x};$ k – осьова жорсткість, α – коефіцієнт осьового демпфування.
Різьбове з'єднання		
Віброзахисний пристрій		
Вибій		
Рухомі частини талевої системи		
Бурильна труба		Рухомі елементи моделі з відповідною початковою координатою x_0 , початковою швидкістю \dot{x}_0 , довжиною l та масою m .
Обважнена бурильна труба		
Долото, (вибійний двигун)		
Опорно-центруючий елемент		

<p>Елемент поступальної пари тертя “бурильна колона - обсадна колона”</p>		<p>Поступальний елемент тертя в контактi між бурильною колоною та стінкою свердловини. Тертя є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує суму тертя руху і спокою:</p> $F_{mp} = \dot{x} \cdot \mu + \text{signum}(\dot{x}) \cdot F_{mp.c};$ <p>\dot{x} – відносна швидкість; μ – коефіцієнт в'язкого тертя; $F_{mp.c}$ – сила тертя спокою.</p>
<p>Елемент тертя пари “опорно - центруючий елемент – стінка свердловини”</p>		<p>Дисипативний елемент в контактi між ОЦЕ та стінкою свердловини. Тертя є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує суму тертя руху</p> $F_{mp} = \dot{x} \cdot \mu;$ <p>μ – коефіцієнт в'язкого тертя</p>
<p>Осьова сила</p>		<p>Елемент, який позначає осьове навантаження на долото \vec{F}_D у вигляді різцевої, ґрунтової і насосної складових.</p>
<p>Характеристика зміни осьової сили</p>		<p>Гармонічний закон:</p> $F = F_0 \sin(2\pi f \cdot t);$ <p>F_0 – амплітудне значення осьового навантаження; f – частота зміни навантаження.</p>

Елементи, якими описується числова модель крутильних коливань

Назва елементу моделі	Позначення	Характеристика елемента
Бурова вежа		Нерухомий елемент механічної системи: $\varphi_0 = 0; \dot{\varphi}_0 = 0.$
Стінка свердловини		
Підвіска талевої системи		Елемент, що складається з пружини та демпфера, з'єднаних паралельно: $F = c(\varphi - \varphi_0) + \gamma \dot{\varphi};$ c – крутильна жорсткість, γ – коефіцієнт крутильного демпфування.
Різьбове з'єднання		
Віброзахисний пристрій		
Вибій		
Вертлюг		
Бурильна труба		Рухомі елементи моделі з відповідною початковою кутовою координатою φ_0 , початковою кутовою швидкістю $\dot{\varphi}_0$, довжиною l та моментом інерції J .
Обважнена бурильна труба		
Долото, (вибійний двигун)		
Опорно-центруючий елемент		

<p>Елемент обертальної пари тертя “бурильна колона - обсадна колона”</p>		<p>Обертальний елемент тертя в контактї між бурильною колоною та стінкою свердловини. Тертя є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує суму тертя руху і спокою:</p> $M_{mp} = \dot{\phi} R^2 \mu + \text{signum}(\dot{\phi}) \cdot M_{mp.c};$ <p>$\dot{\phi}$ – відносна кутова швидкість; μ – коефіцієнт в'язкого тертя; $M_{mp.c}$ – момент тертя спокою.</p>
<p>Крутний момент на долоті</p>		<p>Елемент, який позначає крутний момент на долоті M_D у вигляді різальної та тертьової складової.</p>
<p>Характеристика зміни крутного моменту на долоті</p>		<p>Кроковий закон різання-тертя:</p> $y = \begin{cases} \text{offset} & t \leq T_0 \\ \text{offset} + \text{height} & t > T_0 \end{cases}$
		<p>Гармонічний закон різання-тертя:</p> $y = \begin{cases} \text{amplitude} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \varphi) + \text{offset} & t \geq T_0 \\ \text{offset} & t < T_0 \end{cases}$

Для зручності проведення розрахунків БК по всій її довжині розбивається на секції, в кожній секції по три труби. Кожна бурильна (БТ), чи обважнена (ОБТ) бурильна труба подається у вигляді зосередженої маси,

причому для розрахунків вказують масу труби зануреної в буровий розчин. Різьбові з'єднання (РЗ) бурильних труб моделюються механічними системами (рис. 3.7), для яких вказуються жорсткість k_3 і коефіцієнт демпфування α_3 . Верхня частина БК підвішується до бурової вежі (БВ) за допомогою талевої системи (ТС), для якої вказують масу її рухомих частин m_0 , жорсткість k_0 та коефіцієнт демпфування α_0 . Взаємодія опорно-центруючого елемента (ОЦЕ) із обсадною колоною (ОК) зображається у вигляді елемента тертя (ЕТ), що є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує тертя руху. Реакція вибою зображається у вигляді осьової динамічної сили \vec{F}_D для трьох складових навантаження на долото (Д): різцевої \vec{F}_3 , частота зміни якої відповідає частоті проникнення різців долота в породу (різцева частота), ґрунтової $\vec{F}_Г$, частота зміни якої відповідає частоті коливання долота при ковзанні по нерівному вибою (ґрунтова частота) та насосної \vec{F}_H , яка змінюється у відповідності із пульсацією бурового розчину при прокачуванні його насосами по стволі БК (частота роботи насосів). Закон зміни осьової сили згідно [172, 176, 177] приймається періодичним. Після цього на побудованій моделі БК вказуються перерізи, в яких необхідно визначити кінематичні та силові фактори. На рис. 4.14 та 4.15 за такі прийнято перерізи поблизу різьбових з'єднань секцій БТ і ОБТ. Результатом комп'ютерного розрахунку є закони переміщення, швидкості, пришвидшення та осьової динамічної сили для $n+1$ перерізів колони (n - кількість секцій колони) при поздовжніх коливаннях, а також кута повороту, кутової швидкості, кутового пришвидшення та крутного моменту при крутильних коливаннях. Для компоновки (табл. 4.1) з кількістю таких перерізів рівною 56 на рис. 4.16 і 4.17 в якості прикладу приведені закони зміни кінематичних та силових характеристик в перерізі №56.

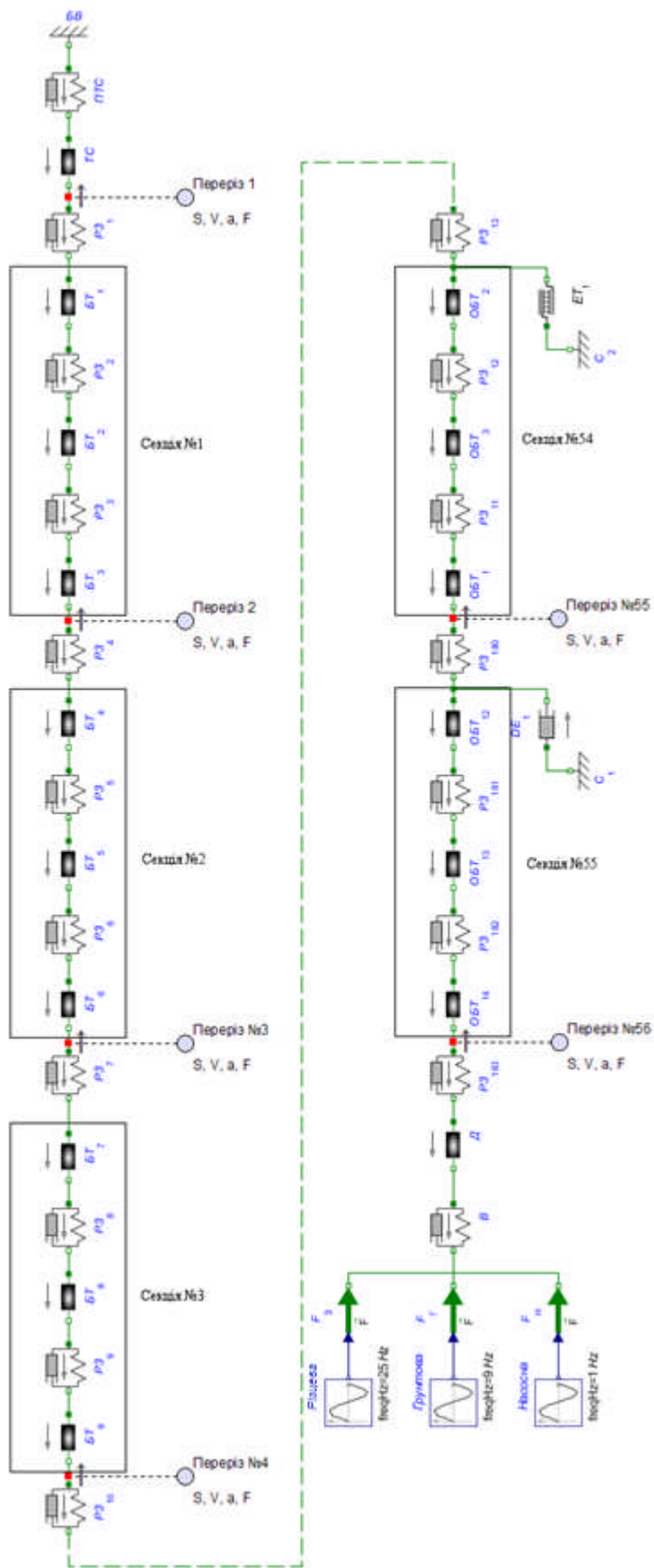


Рисунок 4.14 – Приклад числової моделі для дослідження позовжніх коливань БК в середовищі MapleSim

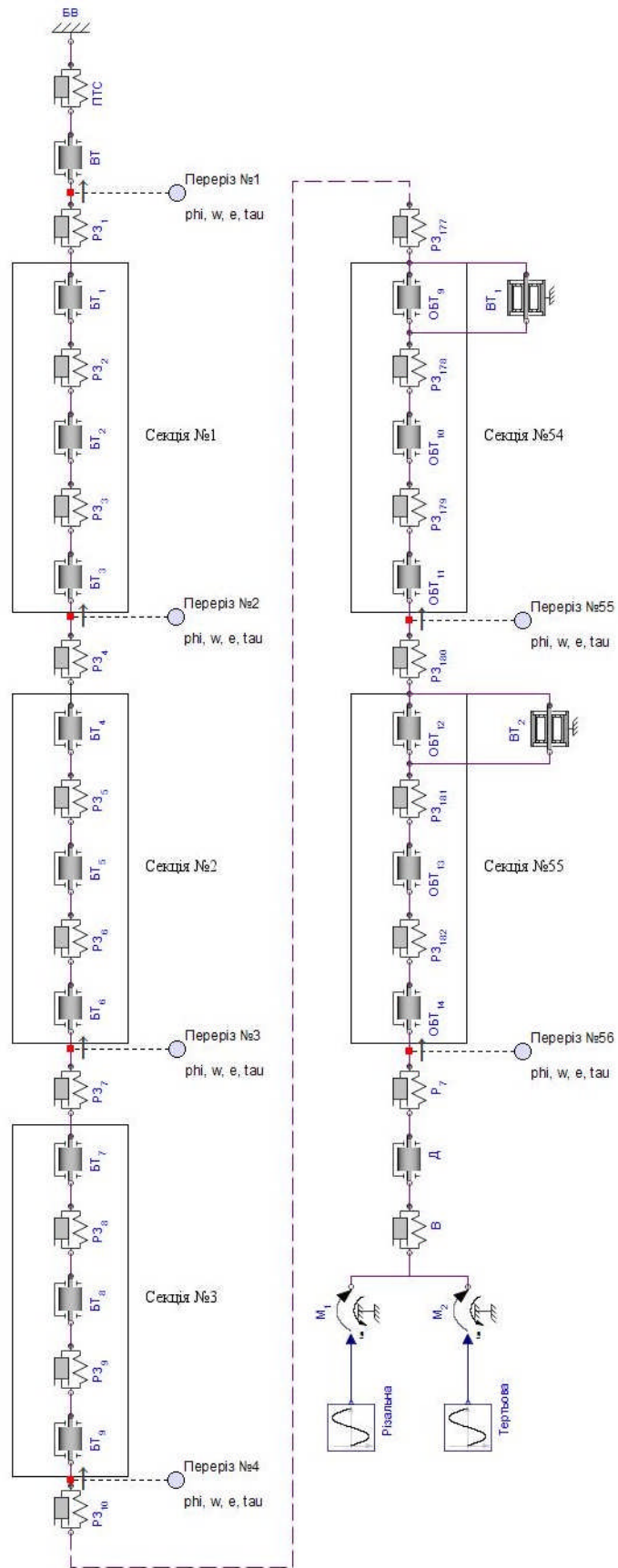
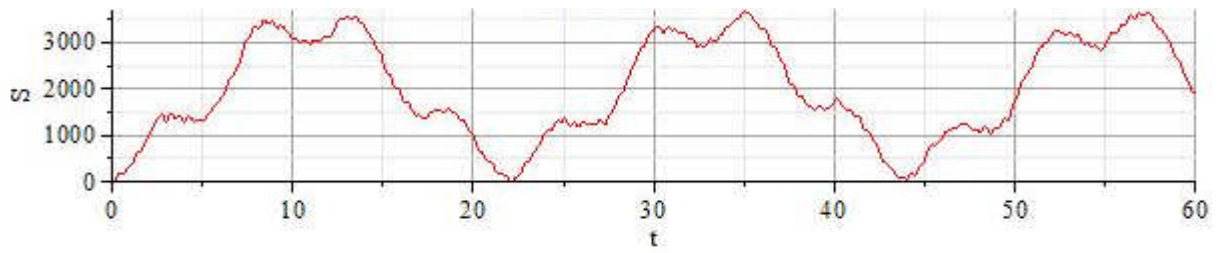
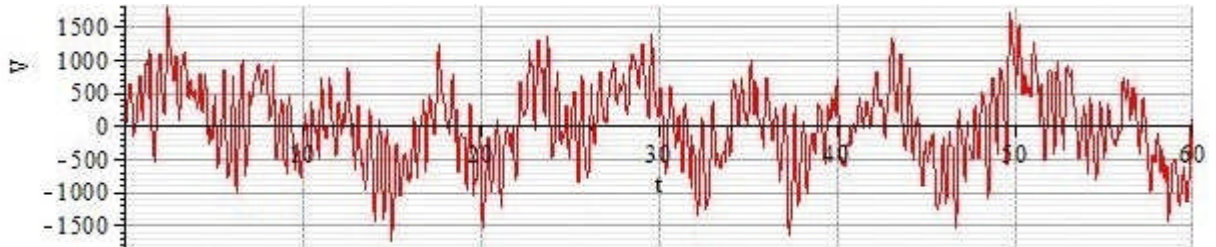


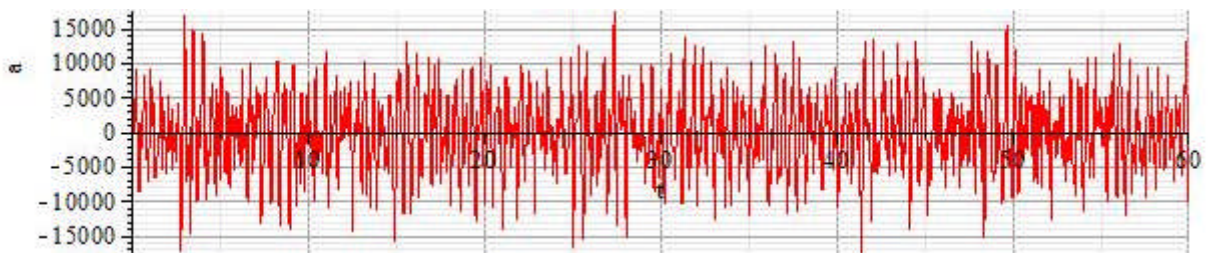
Рисунок 4.15 – Приклад числової моделі для дослідження крутильних коливань БК в середовищі MapleSim



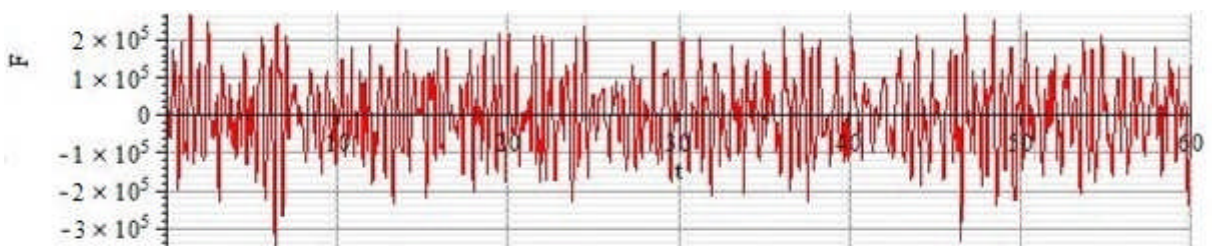
а)



б)



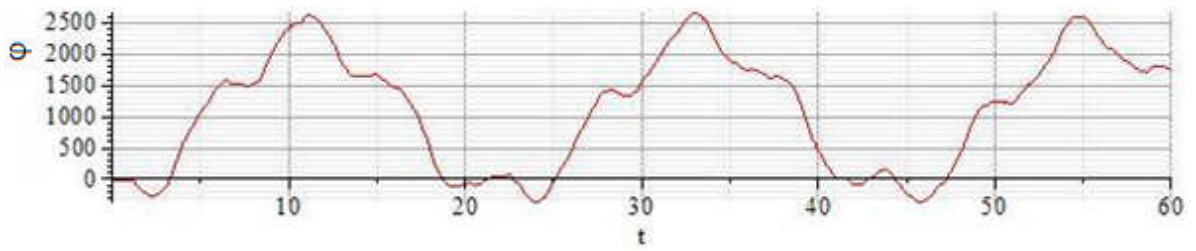
в)



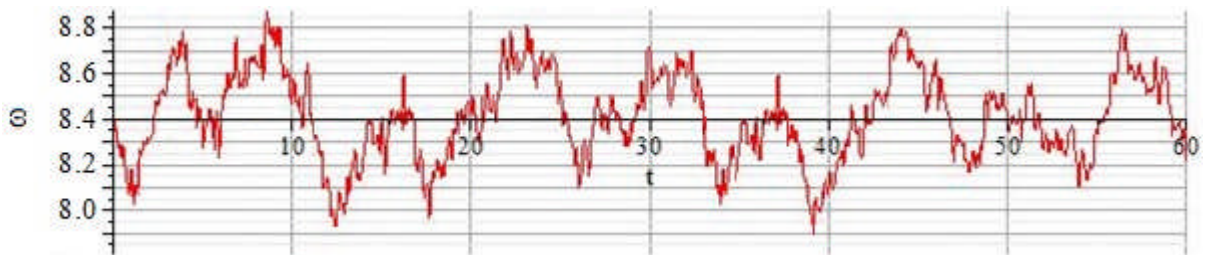
г)

а) – зміщення (10^{-6} м); б) – швидкість (10^{-5} м/с);
в) – пришвидшення (10^{-3} м/с²); г) – осьова сила (Н)

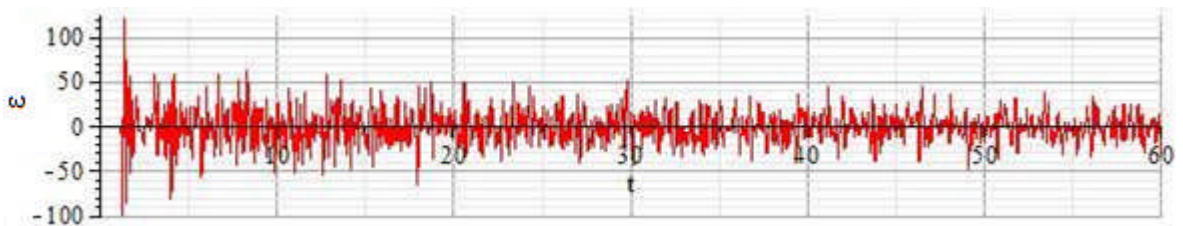
Рисунок 4.16 – Приклади законів зміни кінематичних та силових параметрів поздовжніх коливань БК в перерізі №56



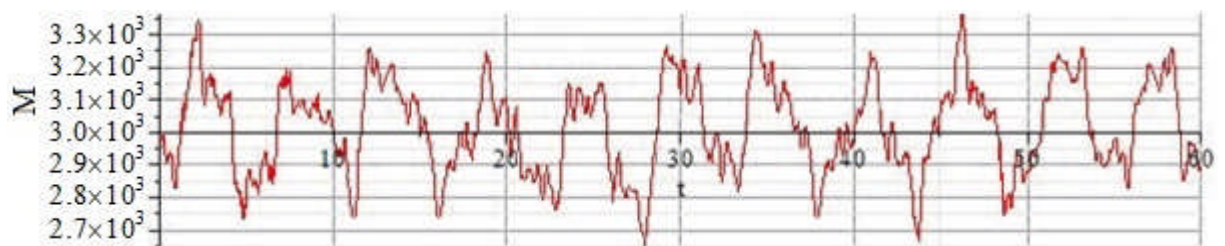
а)



б)



в)



г)

а) – кутове зміщення (рад); б) – кутова швидкість (рад/с);
в) – кутове пришвидження (рад/с²); г) – крутний момент (Нм)

Рисунок 4.17 – Приклади законів зміни кінематичних та силових параметрів крутильних коливань БК в перерізі №56

Результати числових досліджень, проведених для низки перерізів БК вказує, що існує загальна тенденція до збільшення амплітуд коливань при переході від верхніх труб колони до нижніх. В межах короткотривалої реалізації зміна кінематичних та силових параметрів коливань елементів БК є випадковим, стаціонарним, ергодичним процесом. Почергове зростання та спадання функцій свідчить про те, що на амплітуди та частоти коливань суттєво впливає частота обертання БК, характер її взаємодії із стінкою свердловини та руху долота на вибої. Це обумовлено криволінійністю осі БК та свердловини, їх відхиленням від вертикалі, а також формою та жорсткістю вибою.

4.6 Висновки до розділу 4

1. Сучасні технології комп'ютерного моделювання, які базуються на використанні низки найбільш поширених програмних комплексів, таких як MSC.ADAMS, LMS Virtual.lab, SimPack, TruckSim, Universal Mechanism, MapleSim є перспективним засобом у дослідженні динамічних режимів роботи континуально-дискретних, багатоланкових механічних систем.

2. Завдяки зручному інтерфейсу та наявності низки спеціалізованих модулів, зокрема для моделювання динаміки трубних чи стержневих систем, розробку комп'ютерної моделі БК та дослідження її динаміки доцільно здійснювати із використанням програмного комплексу Universal Mechanism. У ході дослідження розроблено алгоритм посекційної побудови комп'ютерної моделі БК в спеціалізованому модулі UM Drilling.

3. Розробка комп'ютерної моделі механічної трубної системи із постійною структурою ефективно здійснюється на основі алгоритму "посекційної" побудови в спеціалізованому модулі UM Drilling. Тестування комп'ютерної моделі БК із використанням чисельно-ітераційного методу має перевагу при моделюванні динаміки механічних трубних систем із змінною структурою.

4. Запропоновані принципи побудови комп'ютерних моделей для дослідження поздовжніх та крутильних коливань БК в середовищі MapleSim мають високий рівень адекватності та можливість простої модифікації та удосконалення. Вони мають переваги при вирішенні низки задач інжинірингу, таких, як обґрунтування нових конструкторських та технологічних рішень.

5. Розроблені моделі можна широко використовувати при уточненні компонування БК, зокрема, застосуванні алюмінієвих, титанових, чи склопластикових бурильних труб, нових типів силового привода або систем адаптивної зміни частоти обертання електродвигуна.

РОЗДІЛ 5

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ РОБОТИ КОРИСНИХ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЇЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ У ПРОМИСЛОВИХ УМОВАХ

5.1 Аналітична оцінка рівня кінетичної енергії бурильної колони в процесі роторного та суміщеного способів буріння

Механічна енергія, яка підводиться до долота для руйнування гірської породи, далеко не повністю використовується за призначенням [1, 102, 183]. Значна її частина розсіюється у вигляді пружних хвиль у БК, у масиві гірської породи та у стовпі промивної рідини, що є причиною зменшення енергоефективності процесу руйнування породи [102, 103, 184, 185]. У зв'язку із цим, разом із завданнями згасання коливань, виникають і завдання, пов'язані з відшукуванням способів більш ефективного підведення енергії до долота через БК [184, 186, 187].

Під час роторного буріння більша частка потужності приводу (окрім потужності, необхідної для руйнування гірської породи) затрачається на подолання сил тертя бурильних труб об стінки свердловини та буровий розчин, а також на подолання сил тертя у механічних передачах приводу ротора. Характерно відмітити, що внаслідок тертя бурильних труб об стінки свердловини вібрації долота, що передаються до бурильних труб, поглинаються в основному в нижній стиснутій частині БК відносно невеликої довжини [188]. Це пояснюється тим, що на подолання сил тертя бурильних труб об стінки свердловини в нижню частину колони необхідно передати велику кількість енергії. Сама ж БК в цьому випадку виступає своєрідним провідником механічної енергії. Під енергопровідністю БК розуміють її здатність передавати

механічну енергію від силового приводу до долота. Передача енергії БК істотно залежить не тільки від власних характеристик (густини матеріалу, зовнішнього та внутрішнього діаметрів БТ і ОБТ, типорозміру різьбових з'єднань), але й від характеристик зовнішнього середовища (діаметра свердловини, наявності спеціального змащування і компонентів у складі промивних рідин), а також від параметрів режиму буріння (частоти обертання БК, осьового навантаження, витрати бурового розчину, механічної швидкості буріння, проходки) Тому з метою оцінки величини енергії, що підводиться до БК можна скористатись встановленими значеннями потужності [190]. Для цього згідно [191] доцільно розглянути рівняння потужнісного балансу БК:

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{пр}} + N_{\text{х.об.}} + N_{\text{р.н.}}, \quad (5.1)$$

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

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

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

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

Загалом варто зазначити, що для визначення кожного члена рівняння (5.1) існує ряд емпіричних формул. Так згідно [191] потужність, необхідна на подолання сил тертя в механічних передачах приводу ротора найпростіше визначити за формулою Б.М. Плюща:

$$N_{\text{пр}} = k \cdot n^{1,5}, \quad (5.2)$$

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

Для визначення потужності необхідної для подолання сил тертя БК об стінки свердловини при її холостому обертанні кращі результати отримують за формулою В.С. Федорова [191]:

$$N_{x.ob.} = c\rho_{б.p} D^2 L n_p^{1,7}, \quad (5.3)$$

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

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

D – зовнішній діаметр бурильних труб;

L – загальна довжина бурильних труб.

Потужність, необхідна для руйнування породи рівна:

$$N_{p.n.} = M_{\delta} \frac{\pi n}{30}, \quad (5.4)$$

де M_{δ} – крутний момент на долоті.

Як було вказано вище, основну частину потужності приводу складає потужність необхідна на подолання сил тертя при холостому обертанні БК у свердловині, яка пропорційна довжині бурильних труб. Як наслідок, при застосуванні електродвигуна постійного струму із збільшенням глибини свердловини навантаження на двигун буде збільшуватися, що призведе до зменшення частоти обертання ротора. Деяка зміна частоти обертання ротора відбудеться також із зміною осьового навантаження на долото чи зміною механічних властивостей гірських порід. Однак ці обставини суттєво не впливають на частоту обертання ротора через малу величину потужності на долоті у порівнянні з загальною потужністю двигуна $N_{\deltaв}$. Тоді з урахуванням (5.2), (5.3) і (5.4) рівняння потужнісного балансу (5.1) для вищезгаданої механічної системи прийме наступний вигляд:

$$N_{\text{оє}} = kn^{1,5} + c\rho_{\text{б.р}} D^2 L n_p^{1,7} + M_{\text{д}} \frac{\pi n}{30}. \quad (5.5)$$

Проведемо аналіз рівняння потужнісного балансу для процесу буріння свердловини. Авторами [192] згідно проведених експериментальних та теоретичних досліджень встановлено залежність частоти зміни осьового навантаження на породу від частоти обертання долота. З достатньою точністю ними запропоновано формулу для теоретичного розрахунку частоти поздовжніх коливань долота:

$$f = \frac{z_{\text{ср}} D_{\text{д}} n}{60 d_{\text{ш}}} = \frac{n}{B}; \quad (5.6)$$

де $z_{\text{ср}}$ – середнє число зубців на периферійному вінці шарошки долота;

$D_{\text{д}}$ – діаметр долота;

$d_{\text{ш}}$ – діаметр периферійного вінця шарошки ($D_{\text{д}}/d_{\text{ш}} = 1,6$);

$C_{\text{д}} = \frac{60 d_{\text{ш}}}{z_{\text{ср}} D_{\text{д}}}$ – константа для шарошкового долота.

Користуючись виразом (5.6), частоту обертання долота подамо як функцію часу t :

$$n = fB = \frac{1}{t} \frac{60 d_{\text{ш}}}{z_{\text{ср}} D_{\text{д}}} = \frac{C_{\text{д}}}{t}. \quad (5.7)$$

З урахуванням (5.7) рівняння (5.5) подамо так:

$$N_{\text{оє}} = k \left(\frac{C_{\text{д}}}{t} \right)^{1,5} + c\rho_{\text{б.р}} D^2 L \left(\frac{C_{\text{д}}}{t} \right)^{1,7} + M_{\text{д}} \frac{\pi}{30} \left(\frac{C_{\text{д}}}{t} \right). \quad (5.8)$$

Для дослідження процесу зміни енергії в процесі буріння застосуємо теорему про зміну кінетичної енергії механічної системи в диференціальній формі [193]. Згідно цієї теореми зміна кінетичної енергії в часі дорівнює сумі потужностей всіх зовнішніх та внутрішніх силових факторів:

$$\frac{dT}{dt} = \sum_{i=1}^n N_i^E + \sum_{i=1}^n N_i^J, \quad (5.9)$$

де T – кінетична енергія механічної системи;

t – тривалість зміни енергії;

$\sum_{i=1}^n N_i^E$, $\sum_{i=1}^n N_i^J$ – сумарна потужність всіх зовнішніх та внутрішніх силових факторів відповідно.

Враховуючи рівняння (5.8) в правій частині теореми (5.9) отримаємо диференціальне рівняння, що описуватиме зміну кінетичної енергії на проміжку часу, протягом якого затратимуться потужності, необхідні на подолання сил тертя в передачах приводу, сил тертя БК об стінки свердловини та руйнування породи на вибої:

$$\frac{dT}{dt} = k \cdot \left(\frac{C_\partial}{t} \right)^{1,5} + c \rho_{\partial.p} D^2 L \left(\frac{C_\partial}{t} \right)^{1,7} + M_\partial \frac{\pi}{30} \left(\frac{C_\partial}{t} \right),$$

або

$$dT = \left[k \cdot \left(\frac{C_\partial}{t} \right)^{1,5} + c \rho_{\partial.p} D^2 L \left(\frac{C_\partial}{t} \right)^{1,7} + M_\partial \frac{\pi}{30} \left(\frac{C_\partial}{t} \right) \right] dt. \quad (5.10)$$

Якщо припустити, що момент на долоті в процесі усталеного режиму буріння певного інтервалу свердловини є постійною величиною $M_\partial = const$, то розв'язок рівняння (5.10) можемо подати у вигляді такого інтегралу:

$$T = k \cdot C_{\delta}^{1,5} \int \left(\frac{1}{t}\right)^{1,5} dt + c\rho_{\delta,p} D^2 LC_{\delta}^{1,7} \int \left(\frac{1}{t}\right)^{1,7} dt + M_{\delta} \frac{\pi}{30} C_{\delta} \int \frac{1}{t} dt,$$

або

$$T = -k \cdot C_{\delta}^{1,5} 2t^{-0,5} - c\rho_{\delta,p} D^2 LC_{\delta}^{1,7} 1,43t^{-0,7} + M_{\delta} \frac{\pi}{30} C_{\delta} \ln(t). \quad (5.11)$$

Залежність (5.11) дає можливість оцінити величину кінетичної енергії БК, що затрачається на:

– подолання сил тертя в механічних передачах приводу ротора:

$$T_{np} = k \cdot C_{\delta}^{1,5} \int \left(\frac{1}{t}\right)^{1,5} dt = -k \cdot C_{\delta}^{1,5} 2t^{-0,5}; \quad (5.12)$$

– подолання сил тертя БК об стінки свердловини при її холостому обертанні у свердловині:

$$T_{x.ob} = c\rho_{\delta,p} D^2 LC_{\delta}^{1,7} \int \left(\frac{1}{t}\right)^{1,7} dt = -c\rho_{\delta,p} D^2 LC_{\delta}^{1,7} 1,43t^{-0,7}; \quad (5.13)$$

– руйнування вибою:

$$T_{p.n} = PM_{n,\delta} \frac{\pi}{30} C_{\delta} \int \frac{1}{t} dt = M_{\delta} \frac{\pi}{30} C_{\delta} \ln(t). \quad (5.14)$$

Знак “мінус” при перших двох складових рівняння (5.11) і залежностях (5.12) і (5.13) вказує на те, що кінетична енергія системи незворотно розсіюється внаслідок зовнішнього тертя. У процесі роторного чи суміщеного буріння криволінійних, похило-скерованих чи горизонтальних ділянок свердловин сили тертя мають великий вплив на роботу БК. У рівнянні (5.11)

врахована складова затрат кінетичної енергії на подолання тертя прямолінійної БК при її холостому обертанні в умовно вертикальній свердловині. Для більшої точності оцінки кінетичної енергії БК потрібно враховувати затрати на подолання сил тертя до стінок свердловини її прогнутих ділянок. Щоб максимально наблизити проектні умови до реальних необхідно встановити та дослідити залежність сил тертя в точках локального торкання деформованих ділянок БК до стінок свердловини від параметрів її руху.

5.2 Особливості точкового тертя ділянки бурильної колони при її проходженні у стовбурі свердловини по гвинтовій траєкторії

Для оптимального врахування тертя за наявності осьових та крутильних коливань під час роторного та суміщеного буріння [196, 197, 198, 199] слід проаналізувати рух контактуючих із стінкою свердловини точок БК [200]. Розглянемо поступальний рух елементарної ділянки БК у вигляді зосередженої маси m в циліндрі уздовж осі z . Під час руху на трубу діє осьова сила \vec{P} та сила тертя \vec{F}_{mp} . Рівняння поступального руху ділянки БК має такий вигляд:

$$P - F_{mp} = m\ddot{z}, \quad (5.15)$$

де m – маса ділянки БК;

\ddot{z} - проекція абсолютного прискорення ділянки БК на вісь z .

Аналіз рівняння (5.19) показує кілька можливих варіантів поведінки БК:

- 1) при $P \leq F_{mp}$ рух БК в заданому напрямі неможливий;
- 2) при $P = F_{mp}$ і $\dot{z} = 0$ БК знаходиться в стані спокою;
- 3) при $P = F_{mp}$ і $\ddot{z} = 0$ можливий поступальний рух БК з постійною осьовою швидкістю $\dot{z} = V_z = const$;

4) при $\ddot{z} > 0$ або $\ddot{z} < 0$ можливий змінний рух БК під дією сил \vec{P} , \vec{F}_{mp} , а також сил інерції.

Для забезпечення процесу роторного та суміщеного буріння із мінімальними затратами енергії й одночасного забезпечення довговічності бурильного інструмента на сьогодні актуальним є питання проходження ділянок БК у свердловині при наявності інтенсивного тертя із малими швидкостями [135]. За таких умов рух деформованих ділянок БК в осьовому напрямку можливий за рахунок їх “проштовхування” із “прокручуванням”. При складанні поступального та обертального рухів ділянок БК у випадку, коли складова поступального руху паралельна осі обертання, результуючий рух буде гвинтовим. Надалі будемо розглядати рух елементарної ділянки БК, яка контактує із стінкою свердловини по гвинтовій лінії під дією осьової сили \vec{P} та сили тертя \vec{F}_{mp} , як це показано на рисунку 5.1.

Сили опору руху БК, згідно досліджень [101, 195, 201], що не залежать від властивостей гірської породи й типу змащувальної рідини, підкоряються закону тертя Кулона – Амонтона:

$$F_{mp} = -fN \operatorname{sign} v, \quad (5.16)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання металу труб до стінки свердловини;

N – реакція стінки свердловини;

v – швидкість відносного руху;

$$\operatorname{sign} v = \frac{v}{|v|} = \begin{cases} 1 \text{ при } v > 0, \\ -1 \text{ при } v < 0. \end{cases} \quad (5.17)$$

Розгортка гвинтової лінії БК на площину при рівномірному русі вздовж осі z матиме вигляд прямої лінії, нахиленої до горизонталі під кутом α (рис. 5.2). а крок кінематичного гвинта БК визначатиметься з двох умов:

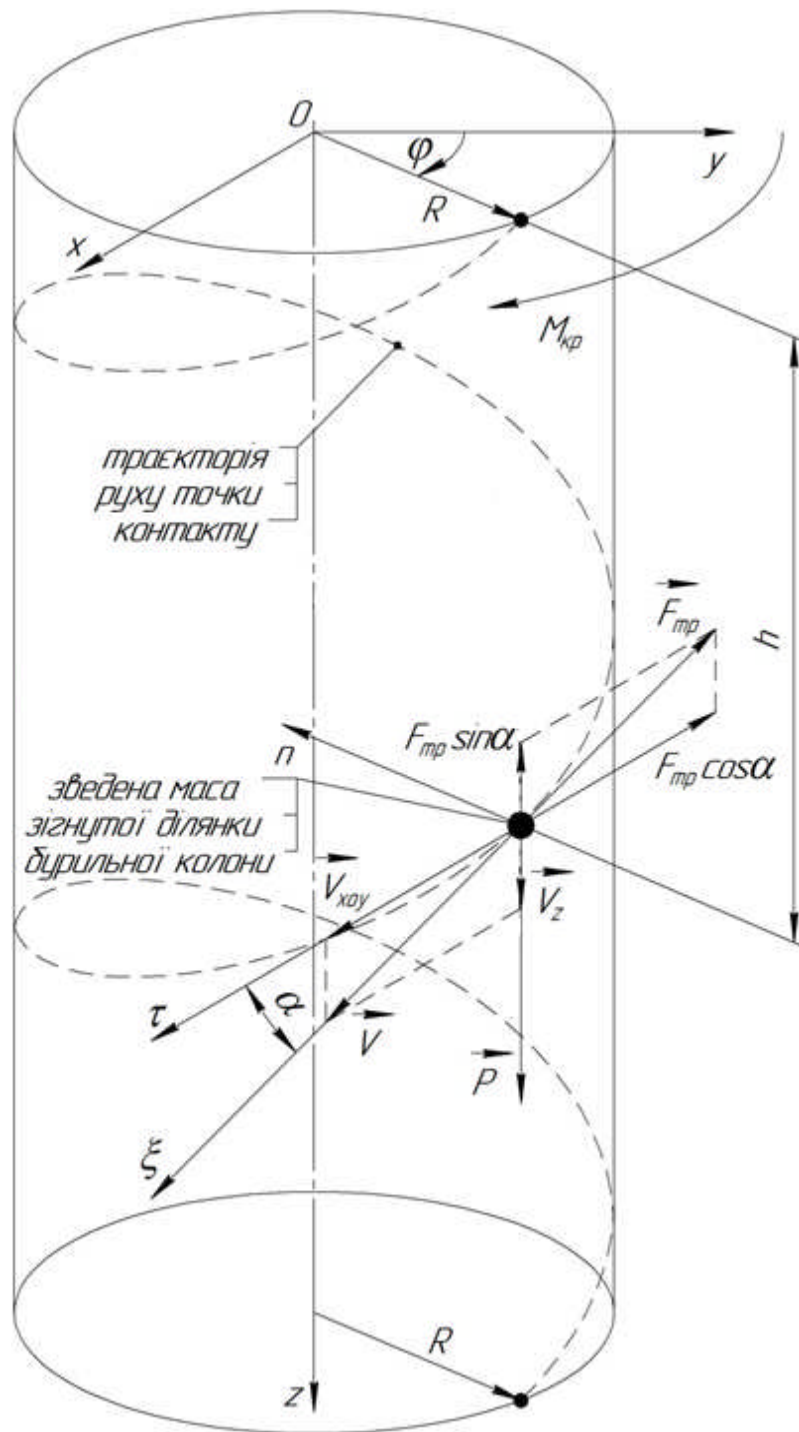


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема гвинтового руху точки контакту деформованої ділянки БК зі стінкою свердловини

$$h = l \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2\pi R \cdot \operatorname{tg} \alpha ; \quad (5.18)$$

$$h = v_z \cdot T = v_z \frac{2\pi}{\omega} = v \sin \alpha \frac{2\pi}{\omega} , \quad (5.19)$$

де l – довжина пройденої дуги за один оберт БК;

R – радіус ствола свердловини;

α – кут підйому гвинтової лінії;

ω – кутова швидкість обертання ділянки БК;

T – час руху ділянки БК по гвинтовій траєкторії;

V_z – осьова швидкість, яка є проекцією абсолютної швидкості ділянки БК на вісь z :

$$v_z = v_{xoy} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \omega R \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.20)$$

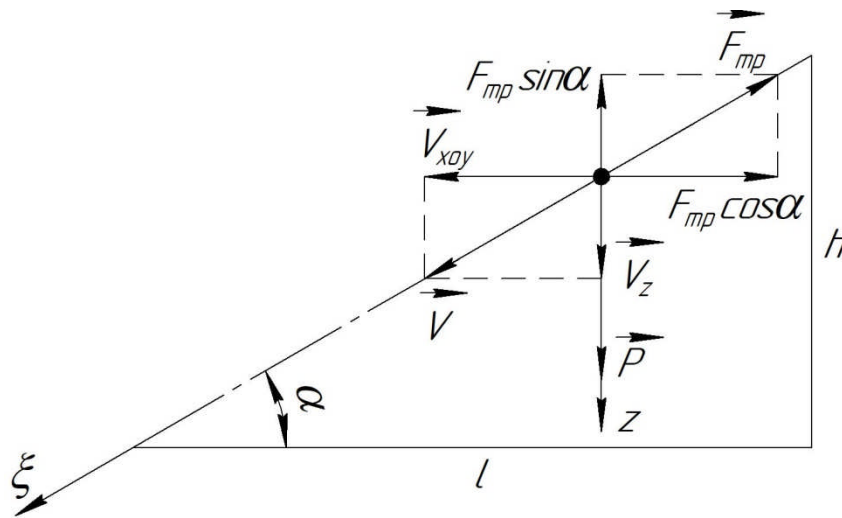


Рисунок 5.2 – Розгортка гвинтової лінії (траєкторії руху точки контакту)

При рівномірному обертанні БК закони зміни координат x , y , z контактуючої точки ділянки БК можна виразити наступною системою кінематичних рівнянь:

$$\begin{cases} x = R \cos \phi = R \cos(\omega t); \\ y = R \sin \phi = R \sin(\omega t); \\ z = v_z t + a_z t^2 / 2, \end{cases} \quad (5.21)$$

де a_z - проекція абсолютного прискорення контактуючої точки БК на вісь z ;

φ - кут повороту ділянки бурильної колони;

t - час руху.

Запишемо диференціальне рівняння руху контактуючої із стінкою свердловини елементарної ділянки БК в проекції на вісь z (рис. 5.2) для випадку коли $sign V = -1$, тобто при $F_{mp} = fN$:

$$P - F_{mp} \sin \alpha = m\ddot{z}, \quad (5.22)$$

Враховуючи (5.24) в рівнянні (5.26) отримаємо:

$$P - fN \frac{V_z}{\omega R} \cos \alpha = m\ddot{z}, \quad (5.23)$$

Припустимо, що $P = const$ і $h = const$, виконавши заміну $V_z = \dot{z}$, в результаті перетворень отримаємо диференціальне рівняння руху та його розв'язок:

$$\ddot{z} + \dot{z} \frac{fN \cos \alpha}{m \omega R} = \frac{P}{m}, \quad (5.24)$$

$$z = C_1 + C_2 e^{-\frac{fN \cos \alpha}{m\omega R} t} + \frac{P \cdot \omega R}{fN \cos \alpha} t, \quad (5.25)$$

$$\dot{z} = -C_2 \frac{fN \cos \alpha}{m\omega R} e^{-\frac{fN \cos \alpha}{m\omega R} t} + \frac{P \cdot \omega R}{fN \cos \alpha}, \quad (5.26)$$

де C_1, C_2 - константи інтегрування, які при початкових умовах $t_0 = 0$, $\dot{z}_0 = 0$, $\omega_0 = 0$; $z_0 = 0$ визначаються з наступних залежностей:

$$C_1 = -Pm \left(\frac{\omega R}{fN \cos \alpha} \right)^2, \quad (5.27)$$

$$C_2 = Pm \left(\frac{\omega R}{fN \cos \alpha} \right)^2. \quad (5.28)$$

З урахуванням (5.27) і (5.28) у (5.25) закон руху деформованої ділянки БК в кінцевому варіанті прийме вигляд:

$$z = \frac{P\omega R}{fN \cos \alpha} t + Pm \left(\frac{\omega R}{fN \cos \alpha} \right)^2 \left(e^{-\frac{fN \cos \alpha}{m\omega R} t} - 1 \right). \quad (5.29)$$

При різних кутах підйому гвинтової лінії α , які відповідають значенням 70, 75, 80 і 85град. функція (5.29) матиме графічні залежності, зображені на рисунку 5.3. Побудову кривих виконано для таких даних: $\omega = 6,28 \text{ с}^{-1}$; $P = 100 \text{ кН}$; $R = 0,15 \text{ м}$; $f = 0,25$.

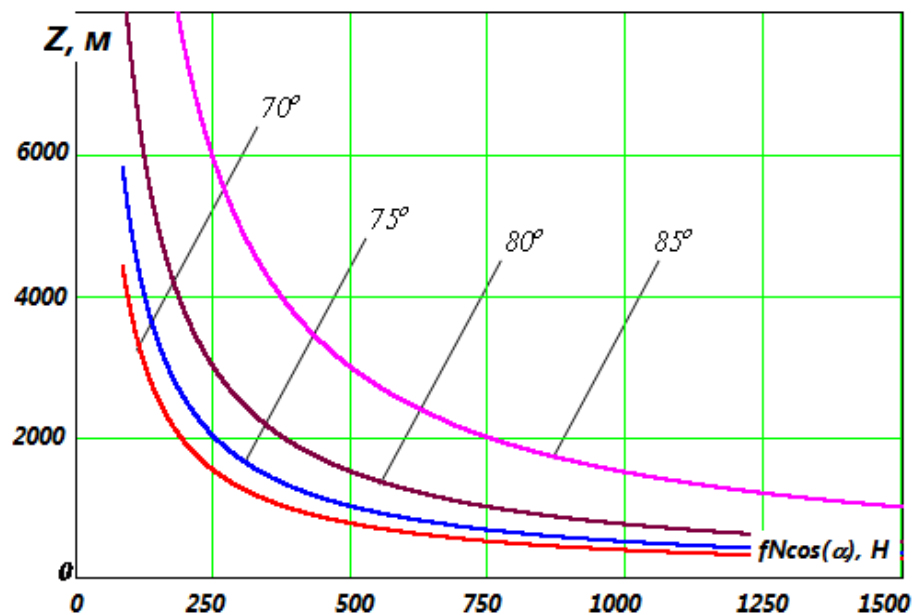


Рисунок 5.3 - Графічні залежності осьової координати точки контакту деформованої ділянки БК від проекції сили тертя

Якщо сила в'язкого опору пропорційна швидкості руху $F_{mp} = \mu v_z = \mu \dot{z}$ (μ – коефіцієнт в'язкого опору внаслідок тертя бурильних труб у середовищі бурового розчину об стінки свердловини) при $P = const$ рівняння поступального руху ділянки БК матиме такий вигляд:

$$\ddot{z} + \dot{z}^2 \frac{\mu \cos \alpha}{m \omega R} = \frac{P}{m}. \quad (5.30)$$

Для розв'язку рівняння (5.29) зробимо заміну $\dot{z} = v_z \frac{dv_z}{dz}$ і в результаті нескладних перетворень отримаємо:

$$v_z \frac{dv_z}{dz} = \frac{P \omega R - \mu \cos \alpha v_z^2}{m \omega R}. \quad (5.31)$$

Відокремивши змінні для інтегрування:

$$dz = \frac{m \omega R}{P \omega R - \mu \cos \alpha v_z^2} v_z dv_z,$$

та інтегруючи останній вираз, отримуємо:

$$z = -\frac{m \omega R}{2 \mu \cos \alpha} \ln \left(\frac{P \omega R - \mu \cos \alpha v_z^2}{m \omega R} \right) + C_3. \quad (5.32)$$

При початкових умовах $t_0 = 0$, $\dot{z}_0 = v_{z0} = 0$, $\omega_0 = 0$; $z_0 = 0$ константа $C_3 = 0$, а закон поступального руху ділянки БК, яка контактує із стінкою свердловини отримуємо в наступному вигляді:

$$z = -\frac{m \omega R}{2 \mu \cos \alpha} \ln \left(\frac{P \omega R - \mu \cos \alpha v_z^2}{m \omega R} \right). \quad (5.33)$$

Зростання сили тертя зі збільшенням довжини БК зумовлює зменшення осьової сили її переміщення у свердловині. У випадку досить малої осьової сили ($P \rightarrow 0$) функція (5.33) матиме графічну інтерпретацію, зображену на рисунку 5.4. Як видно із наведених графічних залежностей, більшим значенням проєкцій сил тертя $F_{mp} \cos \alpha$ відповідають малі значення координати z ділянки деформованої бурильної колони. Інакше кажучи, досягнення більших глибин буріння умовно вертикальних свердловин буде здійснюватися при наявності більших сил тертя й відповідно більших затрат механічної енергії.

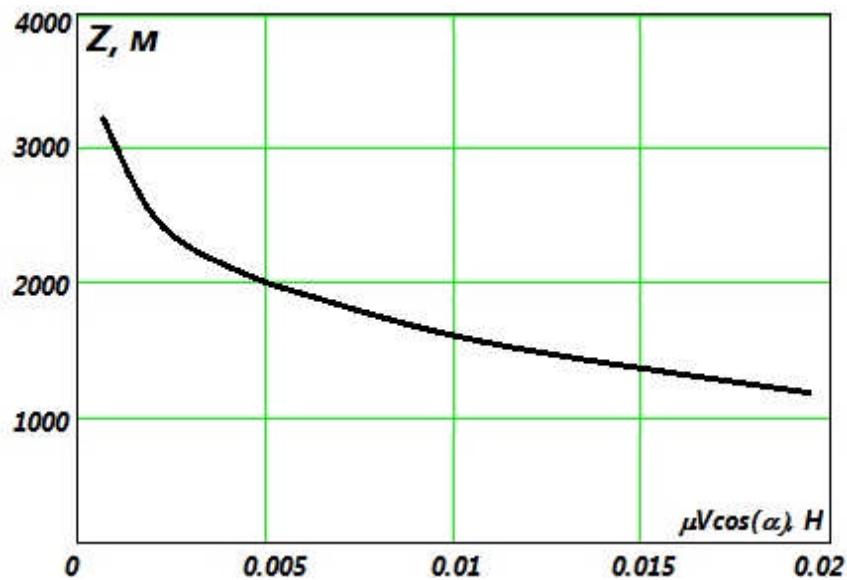


Рисунок 5.4 - Графічна залежність координати точки контакту деформованої ділянки БК від проєкції сили тертя

Для оцінки таких затрат необхідно встановити залежність між силами тертя й швидкістю обертання БК у свердловині. Для цього скористаємося рівнянням (5.33). Зважаючи на те, що воно відносно ω є нелінійним, то його розв'язок для фіксованої координати перерізу БК можна одержати числовим методом. Так для фіксованого значення $z = 4000 \text{ м}$ графічна інтерпретація розв'язку рівняння буде мати вигляд кривої $F_{mp} = F_{mp}(\omega)$, представленої на рисунку 5.5.

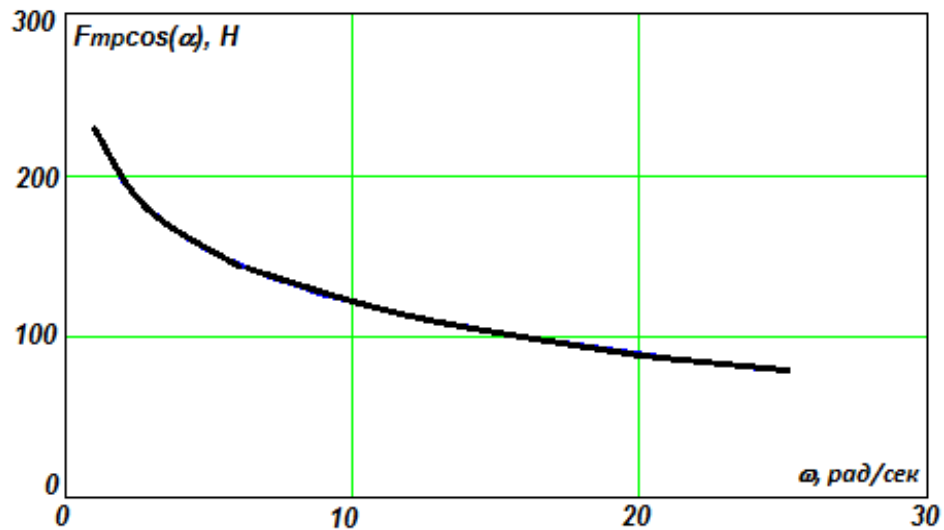


Рисунок 5.5 – Графічна залежність проекції сили тертя від кутової швидкості обертання

При початковому збільшенні кутової швидкості провертання проекція сили тертя поступово зменшується до певного мінімального значення, хоча як показують результати досліджень подальше зростання ω не зменшує $F_{mp} \cos \alpha$. У такому випадку подальше стабільне переміщення ділянки БК в свердловині по гвинтовій траєкторії при наявності інтенсивного тертя можлива з невеликим осьовим навантаженням, проте з більшою кутовою швидкістю обертання.

В силу проведених аналітичних розрахунків слід зауважити, що для подальших досліджень динаміки БК необхідно враховувати параметри тертя її деформованих ділянок до стінок свердловини одночасно від поступального та обертального рухів. У відповідності із [101, 202] це можна виразити через ефективний коефіцієнт тертя:

$$k^* = \frac{v_z}{v} f, \quad (5.34)$$

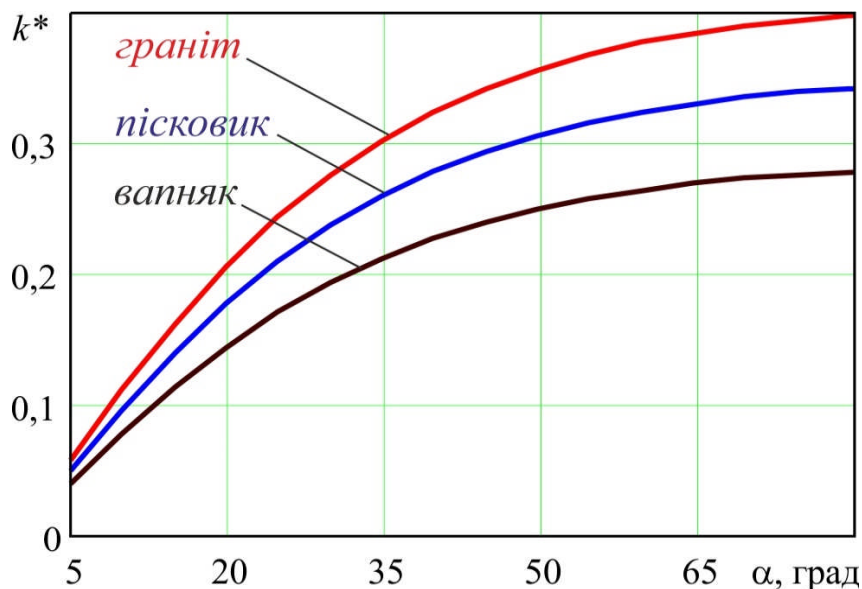
або

$$k^* = \frac{v_z}{\sqrt{v_z^2 + v_{xoy}^2}} f. \quad (5.35)$$

Підставивши (5.23) у (5.39) отримаємо залежність ефективного коефіцієнту тертя від кута підйому гвинтової лінії:

$$k^* = \frac{v \sin \alpha}{\sqrt{(v \sin \alpha)^2 + (\omega D/2)^2}} f, \quad (5.36)$$

Графічні залежності ефективного коефіцієнта тертя для різних порід від кута підйому гвинтової лінії зображені на рисунку 5.6. Побудову кривих виконано для таких даних: $\omega = 6,28 \text{ с}^{-1}$; $v = 0,5 \text{ м/с}$; $D = 0,127 \text{ м}$; $f_1 = 0,5$ (граніт) $f_2 = 0,43$ (пісковик); $f_3 = 0,35$ (вапняк).



1 – граніт; 2 – пісковик; 3 – вапняк

Рисунок 5.6 – Графічна залежність ефективного коефіцієнту тертя від кута підйому гвинтової лінії

Як видно з рисунка 5.6, переміщення деформованої ділянки БК в осьовому напрямі з меншим коефіцієнтом тертя можливе при менших кутах підйому гвинтової лінії, коли складова лінійної швидкості обертального руху є більшою, ніж осьового.

5.3 Аналітична оцінка рівня механічної роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони для роторного та суміщеного способів буріння

Руйнування долотом вибою свердловини відбувається під дією на нього з боку БК двох основних силових факторів – осьового навантаження та крутного моменту. В період усталеного режиму роботи БК їх можна розглядати як корисні силові фактори [4, 5, 6]. Вони при цьому, в силу дотримання технічних та технологічних регламентів процесу буріння, взаємопов'язані між собою [194, 202]. Крутний момент на долоті не залежить безпосередньо від частоти обертання БК, а залежить від зміни осьового навантаження на долото, властивостей гірських порід та рівня спрацювання озброєння долота [192, 203].

На сьогодні при дослідженні динаміки бурильного інструменту з точки зору енергоефективності його роботи невирішеними є питання оцінки інтенсивності дії зазначених силових факторів при “проштовхуванні” та “прокручуванні” деформованих БК у свердловинах з урахуванням їх профілю [204, 205, 206]. В практиці буріння скерованих свердловин використовуються профілі, які складаються з трьох, чотирьох, п'яти і більше ділянок (рис. 5.6). Параметром, який визначає затрати механічної енергії на “проштовхування” та “прокручування” БК у свердловині є механічна робота [193]. Якщо осьове навантаження в межах певної ділянки свердловини залежатиме від геометричних параметрів її профілю, то елементарна робота на скінченному переміщенні точки його прикладання визначається наступним чином:

$$dA_N = P_i(S)dS; \quad (5.41)$$

де $P_i(S)$ – осьове навантаження БК на ділянці свердловини, виражене через осьову координату (переміщення) S перерізу БК.

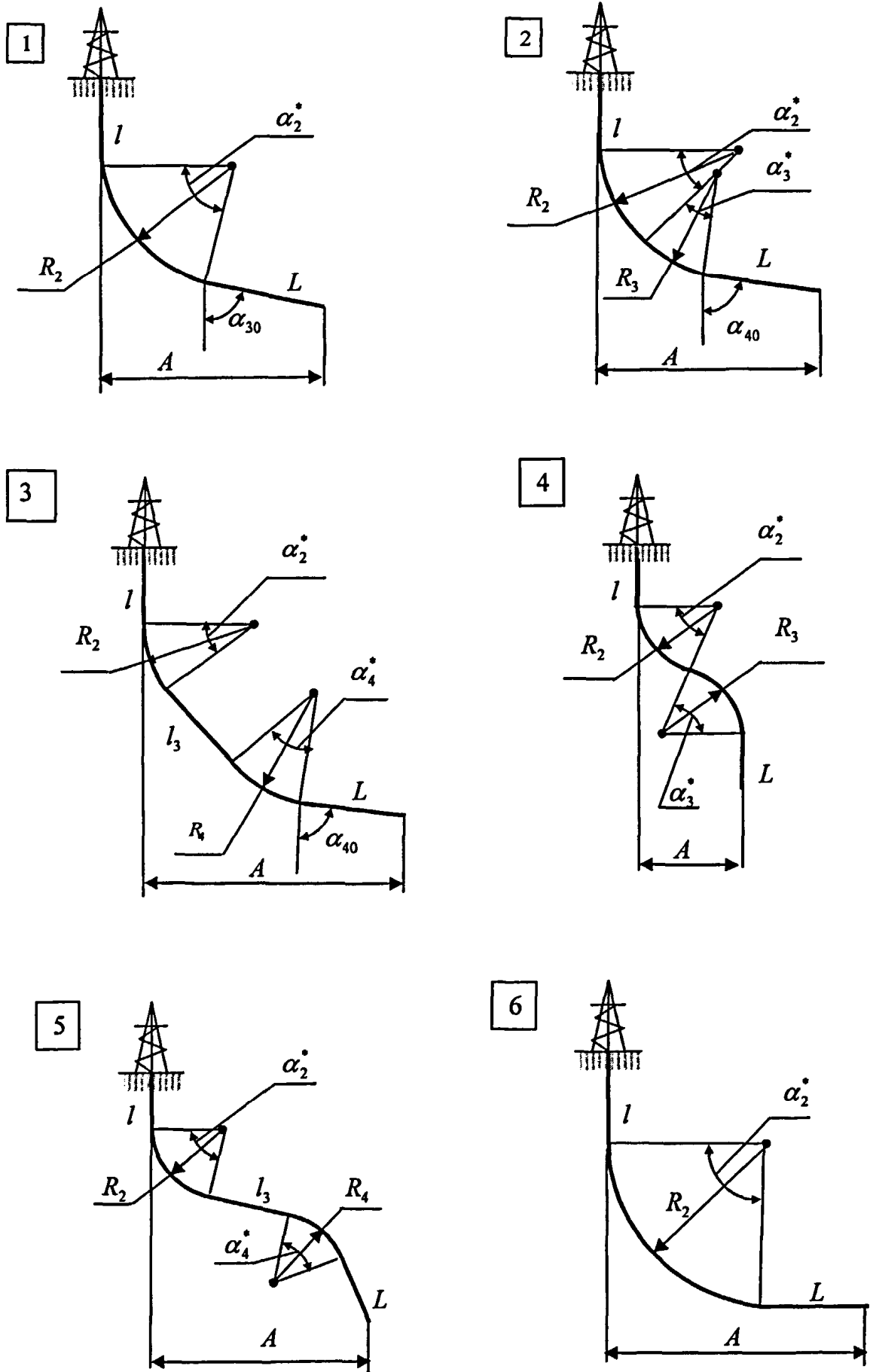


Рисунок 5.6 – Типові профілі свердловин

Елементарна робота крутного моменту при прокручуванні БК на ділянці свердловини на певний кут може бути виражена так:

$$dA_M = M_i(\varphi) d\varphi; \quad (5.42)$$

де $M_i(\varphi)$ – крутний момент БК на ділянці свердловини, виражений через кут повороту φ перерізу БК.

Залежності для визначення крутного моменту БК у [208] виражені через осьове переміщення S . Тому для подальших досліджень їх необхідно виразити через кут повороту БК.

За висновками авторів [143, 204] оцінка проходки долота за один його оберт практично не відрізняються від оцінки ефективності роботи за енергоємністю руйнування вибою. Ними проводилось стендове буріння мармуру шарошковими долотами Ш190,5С-ГВ та Ш215,9С-ГВ, а також долотами ріжучо-сколюючого типу з алмазно-твердосплавними пластинами (АТП) 8Л-188,7 РСА з гострими кромками ріжучих елементів і 8Л-188,7 РСА-Ф, кромки ріжучих елементів яких мали мініатюрні фаски. За результатами стендових досліджень встановлено, що зміна енергії об'ємного руйнування вибою зазначеними долотами має стрибкоподібний характер (рис. 5.6). При цьому максимальна проходка долотом 8Л-188,7 РСА за один оберт змінювалася в діапазоні 0,4÷2,5 мм при осьовому навантаженні 5÷19 кН, а долота 8Л-188,7 РСА-Ф – відповідно 0,42÷2,2 мм при 8÷30 кН. В досліджених діапазонах навантажень середні значення енергоємностей руйнування вибою обома долотами практично рівні і становлять 180÷190 Дж/см³. Для шарошкових доліт при осьовому навантаженні 18÷19 кН та енергоємності руйнування 180,7 Дж/см³ проходка за один оберт долота становила 0,25 мм, а при 83-85 кН і 101,9 Дж/см³ – 2,0÷2,2 мм відповідно.

Згідно [203] поглиблення бурильного інструменту, озброєного долотом ріжучого типу за один його оберт визначається за наступною залежністю:

$$h_{об} = t - \sqrt{\frac{k\mu R}{i^2\delta}}; \quad (5.43)$$

де t – випуск різців з матриці коронки;

k – коефіцієнт тертя при взаємодії долота з вибоєм;

μ – комплексний параметр властивостей гірської породи та бурового розчину;

δ – коефіцієнт, що враховує демпфуючі властивості долота;

R – реакція вибою;

i – радіус інерції долота.

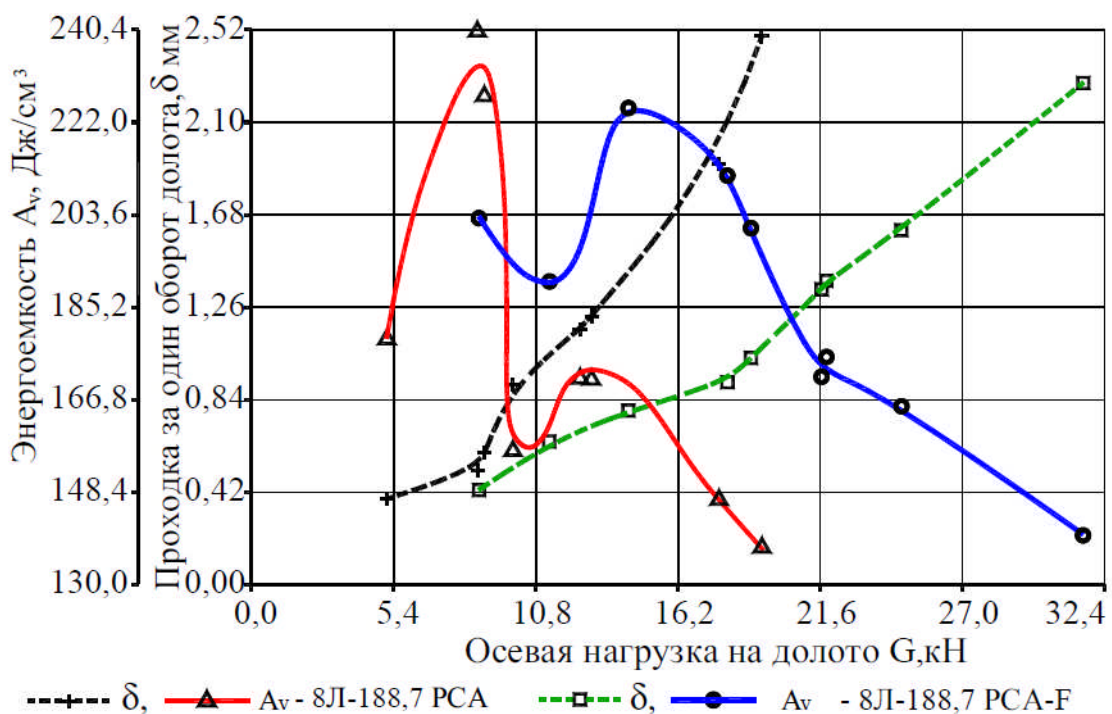


Рисунок 5.6 – Залежність енергоємності руйнування вибою та проходки за один оберт долота від осевого навантаження на долото [143]

Якщо за один оберт, тобто за 2π рад бурильний інструмент поглибиться на глибину $h_{об}$, тоді за певного числа обертів долота φ переміщення перерізу БК виразимо наступним чином:

$$S = \varphi \frac{h_{об}}{2\pi} = \varphi C_D; \quad (5.44)$$

де C_D – деяка константа, яку для долота ріжучого типу, яку з урахуванням (5.43) запишемо так:

$$C_D = \frac{h_{об}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \left(t - \sqrt{\frac{k\mu R}{i^2 \delta}} \right). \quad (5.45)$$

Тоді елементарну роботу крутного моменту з урахуванням (5.44) запишемо у такому вигляді:

$$dA_M = \frac{1}{C_D} M_i(S) dS. \quad (5.46)$$

Таким чином, визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту БК вимагатиме інтегрування відповідних функцій $N_i(S)$ і $M_i(S)$ на певних інтервалах свердловини:

$$A_N = \int_{S_0}^{S_i} P_i(S) dS; \quad (5.47)$$

$$A_M = \frac{1}{C_D} \int_{S_0}^{S_i} M_i(S) dS. \quad (5.48)$$

З метою кількісного і якісного аналізу енергоефективності БК перейдемо до розробки математичних моделей дослідження роботи осьового навантаження та крутного моменту для роторного та суміщеного способів буріння свердловин за заданим профілем [207].

5.4 Математична модель визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при бурінні свердловин з похило-скерованим профілем

Розглянемо схему БК при бурінні свердловини з похило-скерованим профілем. Він складається із вертикальної, криволінійної та похилої ділянок (рис. 5.7). Для досліджень введено наступні позначення: N_0 – навантаження у верхній частині від елементів талевої системи; M_0 – крутний момент ротора; S_1 – переміщення БК на вертикальній ділянці; α_2 – кутове переміщення БК на криволінійній ділянці, причому $\alpha_2 \in [0; \alpha_2^*]$; R_2 – радіус кривизни дуги криволінійної ділянки; α_3 – кут, що визначає положення похилої ділянки; S_2 – дугове переміщення БК на криволінійній ділянці; S_3 – переміщення БК на похилій ділянці; l, l_2, L – відповідно довжина вертикальної, криволінійної та похило скерованої ділянок; \bar{P} – реакція вибою від результуючого навантаження на долото; M_H – результуючий крутний момент на долоті. Маса БК на кожній ділянці враховується вагою q одиниці її довжини, зануреної у буровий розчин; де v_s – швидкість відносного переміщення деформованої ділянки БК у криволінійному стовбурі свердловини в процесі буріння.

Для визначення механічної роботи осьового навантаження та крутного моменту, що приймають участь у руйнуванні вибою, скористаємося відповідними залежностями, встановленими у роботі [207].

Спершу розглянемо функції осьового навантаження:

– на вертикальній ділянці:

$$P_1(S_1) = N_0 - qS_1; \quad (5.49)$$

– на криволінійній ділянці:

$$P_2(\alpha_2) = (N_0 - ql)e^{-k^*\alpha_2} + \frac{qR_2}{1+k^{*2}} \left[2k^* \left(e^{-k^*\alpha_2} - \cos \alpha_2 \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2 \right]; \quad (5.50)$$

– на похилій ділянці:

$$P_3(S_3) = (N_0 - ql)e^{-k^*\alpha_2^*} + \frac{qR_2}{1+k^{*2}} \left[2k^* \left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right] + \\ + qS_3 \left(k^* \sin \alpha_2^* - \cos \alpha_2^* \right). \quad (5.51)$$

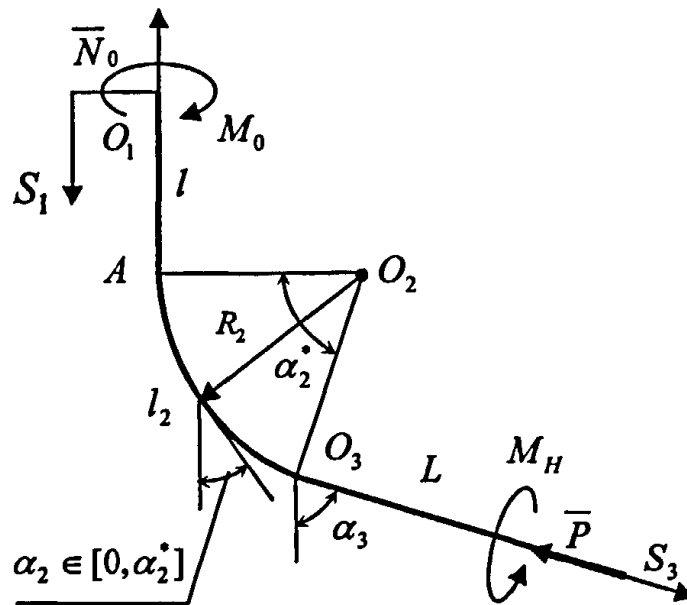


Рисунок 5.7 – Схема БК для визначення роботи осевого навантаження та крутного моменту при бурінні свердловини з похило-скерованим профілем

Далі розглянемо функції крутного моменту [207]:

– на вертикальній ділянці:

$$M_1 = M_0; \quad (5.52)$$

– на криволінійній ділянці:

$$M_2(\alpha_2) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left[\frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left(e^{-k^*\alpha_2} + k^* \sin \alpha_2 - \cos \alpha_2 \right) - \frac{N_0 - ql}{k^*} \left(1 - e^{-k^*\alpha_2} \right) \right]; \quad (5.53)$$

– на похилій ділянці:

$$M_3(S_3) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left[\frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left(e^{-k^*\alpha_2^*} + k^* \sin \alpha_2^* - \cos \alpha_2^* \right) - \right. \\ \left. - \frac{N_0 - ql}{k^*} \left(1 - e^{-k^*\alpha_2^*} \right) + qS_3 \sin \alpha_2^* \right]; \quad (5.54)$$

Зробивши заміну $\alpha_2 = \frac{S_2}{R_2}$, у відповідності із залежностями (5.47) та (5.48)

інтегруємо функції силових факторів (5.49) – (5.54) [209]. Визначаємо роботу осьового навантаження:

– на вертикальній ділянці:

$$A_{N1}(S_1) = \int_0^{S_1} P_1(S_1) dS_1 = N_0 S_1 - \frac{qS_1^2}{2}; \quad (5.55)$$

– на криволінійній ділянці:

$$A_{N2}(S_2) = \int_0^{S_2} P_2(S_2) dS_2 = \frac{\left(e^{\frac{S_2 k^*}{R_2}} - 1 \right) (R_2 ql - N_0 R_2)}{k} + \\ + \frac{qR_2^2 \left[\left(\cos \left(\frac{S_2}{R_2} \right) - 1 \right) - 2 \left(e^{\frac{S_2 k^*}{R_2}} - 1 \right) + \frac{1}{2} k^{*2} \sin^2 \left(\frac{S_2}{R_2} \right) - 2k^* \sin \left(\frac{S_2}{R_2} \right) \right]}{k^{*2} + 1}; \quad (5.56)$$

– на похило скерованій ділянці:

$$A_{N3}(S_3) = \int_0^{S_3} P_3(S_3) dS_3 = S_3 \left(N_0 e^{-k^* \alpha_2^*} - ql e^{-k^* \alpha_2^*} \right) + \frac{S_3^2}{2} \left(k^* q \sin \alpha_2^* - q \cos \alpha_2^* \right) + S_3 \frac{\left(R_2 k^{*2} q \sin \alpha_2^* + 2R_2 k^* q e^{-k^* \alpha_2^*} - 2R_2 k^* q \cos \alpha_2^* - R_2 q \sin \alpha_2^* \right)}{k^{*2} + 1}. \quad (5.57)$$

Визначаємо роботу крутного моменту:

– на вертикальній ділянці:

$$A_{M1}(S_1) = \frac{1}{C_{Д1}} \int_0^{S_1} M_1(S_1) dS_1 = M_0 \frac{S_1}{C_{Д1}}; \quad (5.58)$$

– на криволінійній ділянці:

$$A_{M2}(S_2) = \frac{1}{C_{Д2}} \int_0^{S_2} M_2(S_2) dS_2 = M_0 \frac{S_2}{C_{Д2}} - \frac{nD^2(N_0 - ql) \left(R_2 e^{-k^* \frac{S_2}{R_2}} - R_2 + S_2 k^* \right)}{4k^* v_s C_{Д2}} - \frac{nD^2 k^* q R_2}{2v_s (k^{*2} + 1) C_{Д2}} \left[R_2 \sin \left(\frac{S_2}{R_2} \right) + \frac{R_2}{k^*} \left(e^{-k^* \frac{S_2}{R_2}} - 1 \right) - 2k^* R_2 \sin \left(\frac{S_2}{2R_2} \right)^2 \right]; \quad (5.59)$$

– на похило скерованій ділянці:

$$A_{M3}(S_3) = \frac{1}{C_{Д3}} \int_0^{S_3} M_3(S_3) dS_3 = M_0 \frac{S_3}{C_{Д3}} + \frac{nD^2 k^* q R_2 S_3 \left(e^{-k^* \alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* + k^* \sin \alpha_2^* \right)}{2C_{Д3} v_s (1 + k^{*2})} + \frac{nD^2 S_3 e^{-\frac{k^* \alpha_2^*}{2}} \frac{1}{2} \left(e^{-\frac{k^* \alpha_2^*}{2}} - e^{\frac{k^* \alpha_2^*}{2}} \right) (N_0 - ql)}{2C_{Д3} v_s} + \frac{nD^2 q_2 S_3^2 k^* \sin \alpha_2^*}{8C_{Д3} v_s}. \quad (5.60)$$

Отримана сукупність аналітичних залежностей (5.55) - (5.57) та (5.58) - (5.60) є математичною моделлю визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту, що діють на БК при бурінні похило-скерованої свердловини.

5.5 Математична модель визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при бурінні свердловин з S – подібним профілем

Розглянемо схему БК при бурінні свердловини з S – подібним профілем. Для досліджень прийнято наступні позначення (рис. 5.8): N_0 – навантаження у верхній частині від елементів талевої системи; M_0 – крутний момент ротора; S_1 – переміщення БК на першій вертикальній ділянці; α_2 – кутове переміщення БК на першій криволінійній ділянці, причому $\alpha_2 \in [0; \alpha_2^*]$; R_2 – радіус кривизни дуги першої криволінійної ділянки; α_3 – кутове переміщення БК на другій криволінійній ділянці, причому $\alpha_3 \in [0; \alpha_3^*]$; R_3 – радіус кривизни дуги другої криволінійної ділянки; S_2 – дугове переміщення БК на першій криволінійній ділянці; S_3 – переміщення БК на другій криволінійній ділянці; l, l_2, l_3, L – відповідно довжина першої вертикальної, першої і другої криволінійної та другої вертикальної ділянок; \bar{P} – реакція вибою від результуючого навантаження на долото; M_H – результуючий крутний момент на долоті.

Спершу розглянемо функції осьового навантаження [207]:

– на першій вертикальній ділянці:

$$P_1(S_1) = N_0 - qS_1; \quad (5.61)$$

– на першій криволінійній ділянці:

$$P_2(\alpha_2) = (N_0 - ql)e^{-k^*\alpha_2} + \frac{qR_2}{1+k^{*2}} \left[2k^* \left(e^{-k^*\alpha_2} - \cos \alpha_2 \right) - (1-k^{*2}) \sin \alpha_2 \right]; \quad (5.62)$$

– на другій криволінійній ділянці:

$$P_3(\alpha_3) = (N_0 - ql)e^{-k^*(2\alpha_2^* - \alpha_3)} + \frac{qR_2 e^{-k^*(\alpha_2^* - \alpha_3)}}{1 + k^{*2}} \left[2k^* \left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) - (1 - k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right] - qR_3 \left(\sin \alpha_3 - \sin \alpha_2^* e^{-k^*(\alpha_2^* - \alpha_3)} \right). \quad (5.63)$$

– на другій вертикальній ділянці:

$$P_4(S_4) = \left[(N_0 - ql)e^{-2k^*\alpha_2^*} + qR_3 e^{-k^*\alpha_2^*} \sin \alpha_2^* - qS_4 \right] + \frac{qR_2 e^{-k^*\alpha_2^*}}{(1 + k^{*2})} \left[2k^* \left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) - (1 - k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right]. \quad (5.64)$$

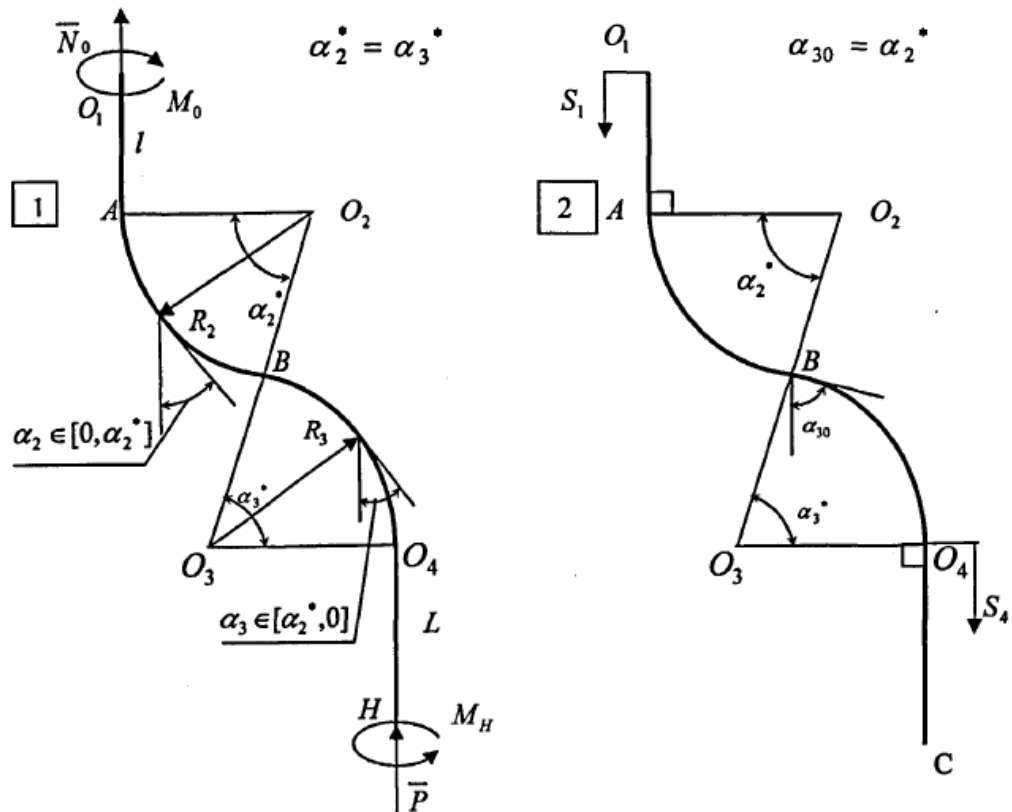


Рисунок 5.8 – Схема БК для визначення роботи осьового навантаження та крутного моменту при бурінні свердловини з S - подібним профілем

Далі розглянемо функції крутного моменту [207]:

– на першій вертикальній ділянці:

$$M_1 = M_0; \quad (5.65)$$

– на першій криволінійній ділянці:

$$M_2(\alpha_2) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left[\frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left(e^{-k^*\alpha_2} + k^* \sin \alpha_2 - \cos \alpha_2 \right) - \frac{N_0 - ql}{k^*} \left(1 - e^{-k^*\alpha_2} \right) \right]; \quad (5.66)$$

– на другій криволінійній ділянці:

$$M_3(\alpha_3) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left\{ \frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left[\left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) e^{-k^*(\alpha_2^*-\alpha_3^*)} + \frac{\sin \alpha_2^*}{2k^*} \left(1+k^{*2} - (1+k^{*2}) e^{-k^*(\alpha_2^*-\alpha_3^*)} \right) \right] - \frac{1}{k^*} \left[(N_0 - ql) \left(1 - e^{-k^*(2\alpha_2^*-\alpha_3^*)} \right) + qR_3 \sin \alpha_2^* \left(1 - e^{-k^*(\alpha_2^*-\alpha_3^*)} \right) \right] \right\}; \quad (5.67)$$

– на другій вертикальній ділянці:

$$M_4(S_4) = M_0 + \frac{nD^2k^*}{4v_s} \left\{ \frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left[\left(e^{-k^*\alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) e^{-k^*\alpha_2^*} + \frac{\sin \alpha_2^*}{2k^*} \left(1+k^{*2} - (1+k^{*2}) e^{-k^*\alpha_2^*} \right) \right] - \frac{1}{k^*} \left[(N_0 - ql) \left(1 - e^{-2k^*\alpha_2^*} \right) + qR_3 \sin \alpha_2^* \left(1 - e^{-k^*\alpha_2^*} \right) \right] \right\}. \quad (5.68)$$

Зробивши заміну $\alpha_3 = S_3/R_3$ у відповідності із залежностями (5.48) та (5.49) інтегруємо функції силових факторів (5.61) – (5.68). Робота осевого

навантаження на першій вертикальній та першій криволінійній ділянках свердловини з S - подібним профілем визначатимуться аналогічно, як і для похило скерованої [208]. Тому надалі визначаємо роботу осьового навантаження:

– на другій криволінійній ділянці:

$$\begin{aligned}
 A_{N3}(S_3) = & (N_0 - ql) e^{\left(\frac{S_3 k^*}{R_3} - 1\right)} \frac{R_3 e^{-2k^* \alpha_2^*}}{k^*} + \\
 & + \frac{qR_2 \left[2k^* \left(e^{-k^* \alpha_2^*} - \cos \alpha_2^* \right) - (1 - k^{*2}) \sin \alpha_2^* \right]}{1 + k^{*2}} \frac{R_3 e^{-k^* \alpha_2^*}}{k^*} e^{\left(\frac{S_3 k^*}{R_3} - 1\right)} - \\
 & - qR_3^2 \left(\cos \left(\frac{S_3}{R_3} - 1 \right) \right) + \frac{qR_3^2 e^{-k^* \alpha_2^*} \sin \alpha_2^* e^{\left(\frac{S_3 k^*}{R_3} - 1\right)}}{k^*}. \quad (5.69)
 \end{aligned}$$

– на другій вертикальній ділянці:

$$\begin{aligned}
 A_{N4}(S_4) = & S_4 \left[e^{-2k^* \alpha_2^*} (N_0 - ql) - q \left(\frac{S_4}{2} - R_3 e^{-k^* \alpha_2^*} \sin \alpha_2^* \right) \right] - \\
 & - \frac{qS_4 R_2}{k^{*2} + 1} \left[e^{-2k^* \alpha_2^*} \sin \alpha_2^* (1 - k^{*2}) - 2k^* \left(e^{-2k^* \alpha_2^*} - e^{-k^* \alpha_2^*} \cos \alpha_2^* \right) \right]. \quad (5.70)
 \end{aligned}$$

Робота осьового навантаження на першій вертикальній та першій криволінійній ділянці для даного типу профілю свердловини визначається аналогічно виразам (5.55) та (5.56) відповідно.

Визначаємо роботу крутного моменту:

– на другій криволінійній ділянці:

$$A_{M3}(S_3) = \frac{1}{C_{Д3}} \int_0^{S_{32}} M_3(S_3) dS_3 =$$

$$\begin{aligned}
&= M_0 \frac{S_3}{C_{Д3}} + \frac{nD^2 k^*}{4v_s} \frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \frac{R_3 \left(e^{-2k^* \alpha_2} - e^{-k^* \alpha_2} \cos(\alpha_2) \right) \left(e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} - 1 \right)}{k^* C_{Д3}} - \\
&\frac{nD^2 k^*}{4v_s} \frac{\sin(\alpha_2) (k^* + 1) \left[R_3 e^{-k^* \alpha_2} \left(1 - e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} \right) + S_3 k^* \right]}{2k^* C_{Д3}} - \frac{(N_0 - ql) \left[R_3 e^{-2k^* \alpha_2} \left(1 - e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} \right) + S_3 k^* \right]}{k^* C_{Д3}} + \\
&+ \frac{qR_3 e^{-k^* \alpha_2} \sin(\alpha_2) \left[R_3 + \left(S_3 k^* - R_3 \right) e^{\frac{S_3 k^*}{R_3}} \right]}{k^* C_{Д3}} - \frac{qS_3^2 \sin(\alpha_2)}{2k^* C_{Д3}}; \quad (5.71)
\end{aligned}$$

– на другій вертикальній ділянці:

$$\begin{aligned}
A_{M4}(S_4) &= \frac{1}{C_{Д4}} \int_0^{S_4} M_4(S_3) dS_4 = M_0 \frac{S_4}{C_{Д4}} + \\
&+ \frac{nD^2 k^*}{4v_s} \left\{ \frac{2qR_2}{1+k^{*2}} \left[\left(e^{-k^* \alpha_2} - \cos \alpha_2 \right) e^{-k^* \alpha_2} + \frac{\sin \alpha_2}{2k^*} \left(1+k^{*2} - \left(1+k^{*2} \right) e^{-k^* \alpha_2} \right) \right] - \right. \\
&\left. - \frac{1}{k^*} \left[\left(N_0 - ql \right) \left(1 - e^{-2k^* \alpha_2} \right) + qR_3 \sin \alpha_2 \left(1 - e^{-k^* \alpha_2} \right) \right] \right\} \frac{S_4}{C_{Д4}}. \quad (5.72)
\end{aligned}$$

Робота крутного моменту на першій вертикальній та першій криволінійній ділянці для даного типу профілю свердловини визначається аналогічно виразам (5.58), (5.59) відповідно.

Отримана сукупність аналітичних залежностей (5.55), (5.56), (5.69), (5.70), та (5.58), (5.59), (5.71), (5.72) є математичною моделлю визначення роботи осевих навантажень та крутних моментів, що діють на БК при бурінні свердловини з S – подібним профілем.

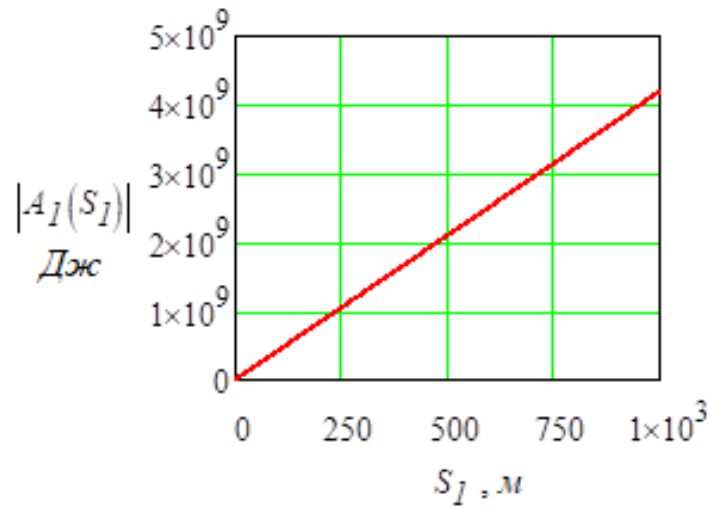
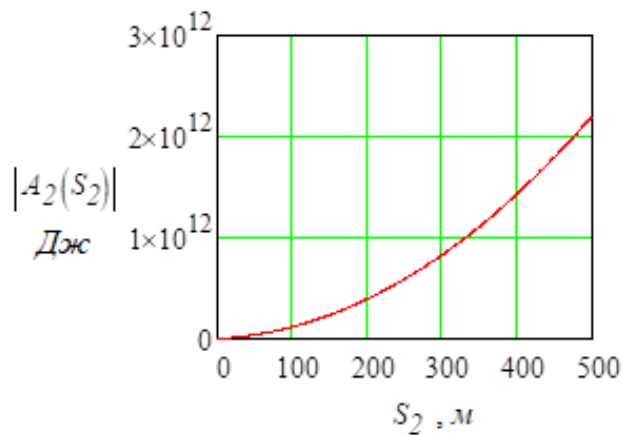
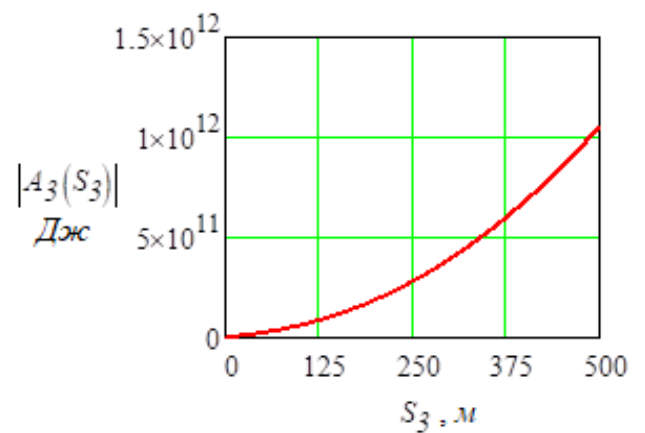


Рисунок 5.9 – Графіки робіт осевого навантаження та крутного моменту БК на прямолінійній ділянці похило-скерованої свердловини



а)



б)

Рисунок 5.10 – Графіки робіт осевого навантаження та крутного моменту БК на ділянці набору кривизни (а) та ділянці спаду кривизни (б) при бурінні S - подібної свердловини

Графічні інтерпретації залежностей (5.55)-(5.60) та (5.55)-(5.72) проведені з використанням даних промислових досліджень буріння похило-скерованої №22 та S – подібної №18 свердловин Ольгіївського ГКР наведені на рисунках 5.9 та 5.10 відповідно. За результатами досліджень встановлено, що при досягненні проектної глибини свердловини сумарна робота виконана осьовим навантаженням та крутним моментом на подолання тертя за час буріння бурильними колонами свердловин відповідно становлять: для похило-скерованої – $A_N(S) = 1,16 \cdot 10^9$ Дж і $A_M(S) = 1,5 \cdot 10^{12}$ Дж; для S-подібної – $A_N(S) = 2,3 \cdot 10^9$ Дж і $A_M(S) = 4,1 \cdot 10^{12}$ Дж. Результати дослідження сумарних робіт A_1 , A_2 , A_3 відповідно на прямолінійних ділянках, а також набору та спаду кривизни вказують, що затрати механічної енергії БК на подолання сил тертя при бурінні S-подібної свердловини у майже у 2,7 рази більші, ніж при бурінні похило-скерованої.

5.6 Розробка технічних засобів для оцінки динамічної навантаженості елементів бурильної колони та контролю їх технічного стану

5.6.1 Пристрій для вимірювання зусиль у бурильній колоні

Визначення роботи пружних силових факторів тісно пов'язане з застосуванням енергетичних методів розрахунку пружних систем таких як метод нульової фіктивної сили, метод Максвелла-Мора, метод Верещагіна та ін. Основними пружними силовими факторами, які діють на БК є осьове навантаження, крутний та згинальний моменти. Найбільш складним на даний час в теоретичному плані є визначення функції згинального моменту. Згідно [1, 101, 183] потенціальна енергія деформації згинання БК як довгомірного стрижня визначається наступним чином:

$$P(x) = \int_0^l \frac{M_{zc}^2(x)}{2EJ} dx, \quad (5.73)$$

де $M_{32}(x) = \sqrt{(M_y(x))^2 + (M_z(x))^2}$, $M_y(x)$, $M_z(x)$ – функція та складові згинального моменту в перерізі БК; J – момент інерції поперечного перерізу труби; E – модуль пружності матеріалу труби.

Точно встановити функцію $M_{32}(x)$ в різних перерізах для конкретної компоновки БК аналітичним способом на даний момент можливе шляхом комп'ютерної компіляції системи диференціальних чи диференціально-алгебраїчних рівнянь та їх числової реалізації за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення. У постановці задач такого плану [209, 210, 211] зазвичай вводяться певні спрощення, що однозначно призводять до ряду неточностей, які в тій чи іншій мірі впливають на кінцеві результати досліджень. Точно оцінити згинальні моменти, що діють в перерізах БК можна експериментальним шляхом за допомогою спеціального пристрою, який конструктивно монтується в БК.

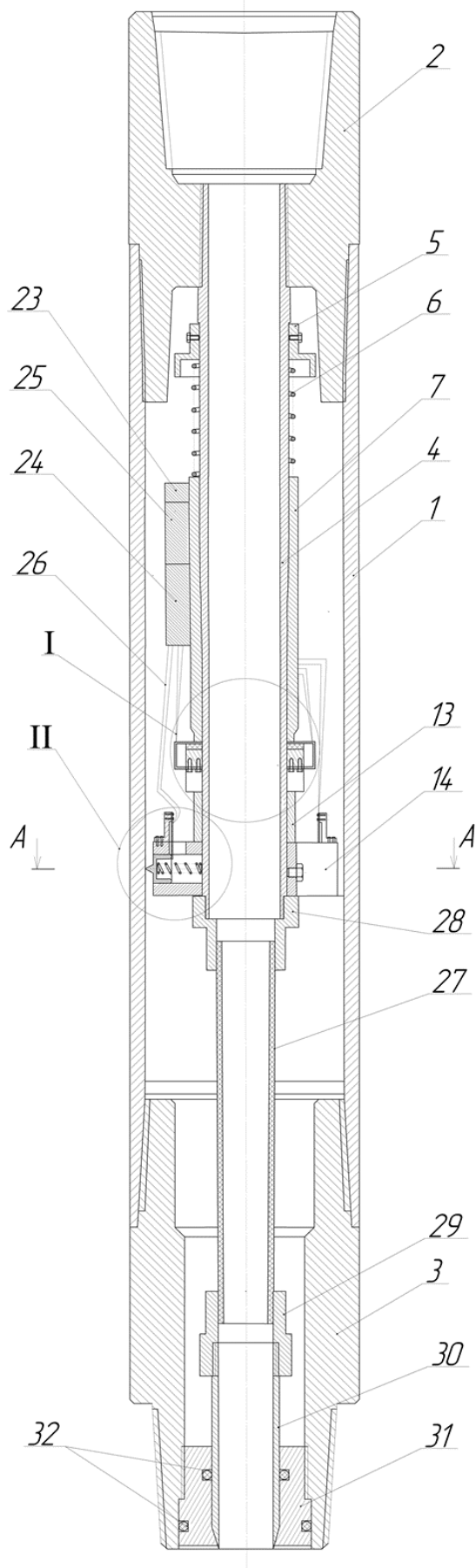
При визначенні фактичних навантажень та напружень у перерізах БК при різних умовах роботи є ще низка невирішених питань, оскільки наявні засоби і технології не забезпечують достатній рівень точності, а підходи до вирішення цієї проблеми дещо застарілі і розроблені з великою кількістю спрощень. Тому розроблення досконаліших конструкцій пристроїв, які зможуть ефективніше працювати в будь-якому перерізі БК, є актуальним. Це дозволить точніше прогнозувати втомну довговічність БК на різних етапах її експлуатації, вибрати необхідні параметри роботи, запобігати відмовам, дозволить оцінити відхиляючі зусилля на долоті та точність вимірювань раніше сконструйованих пристроїв.

З метою оцінки динамічної навантаженості елементів БК удосконалено пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб шляхом зміни конструкції вузла перетворення деформацій та блоку реєстрації деформацій, що дасть змогу точніше визначити згинаючі зусилля в довільному перерізі БК та збільшити період їх реєстрації [212].

Реалізація даної задачі здійснюється наступним чином. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб (рис. 5.11) 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 введеним 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.

На рис. 5.11 наведено принципову конструктивну схему заявленого пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Пристрій включає в себе корпус 1 - несучий калібрований елемент БК з різьбовими перехідниками: верхнім 2 і нижнім 3, які призначені для з'єднання пристрою у компоновці бурильної колони. У верхньому перехіднику 2 по осі пристрою на різьбі нерухомо встановлений ствол 4.

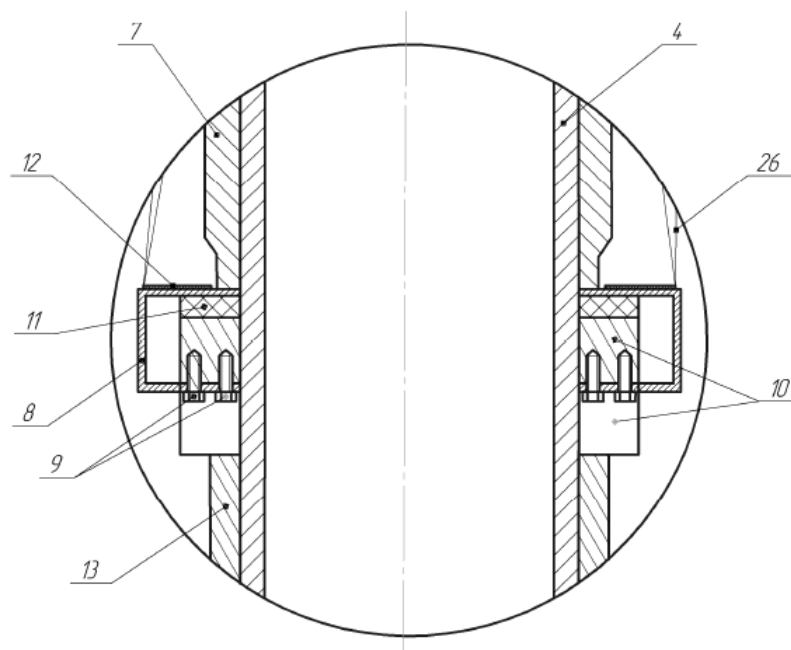
На стволі 4 встановлені основні елементи вузла поздовжніх переміщень, який містить нерухому втулку 5, що служить упором для силової пружини 6, встановленої концентрично стволу 4 і рухому інерційну втулку 7. Нижнім кінцем втулка 7 опирається на пружні кронштейни 8 (рис. 5.12), які по діагоналі закріплені 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.



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 – тримач; 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 5.11 – Конструкція пристрою для вимірювання зусиль у БК

I

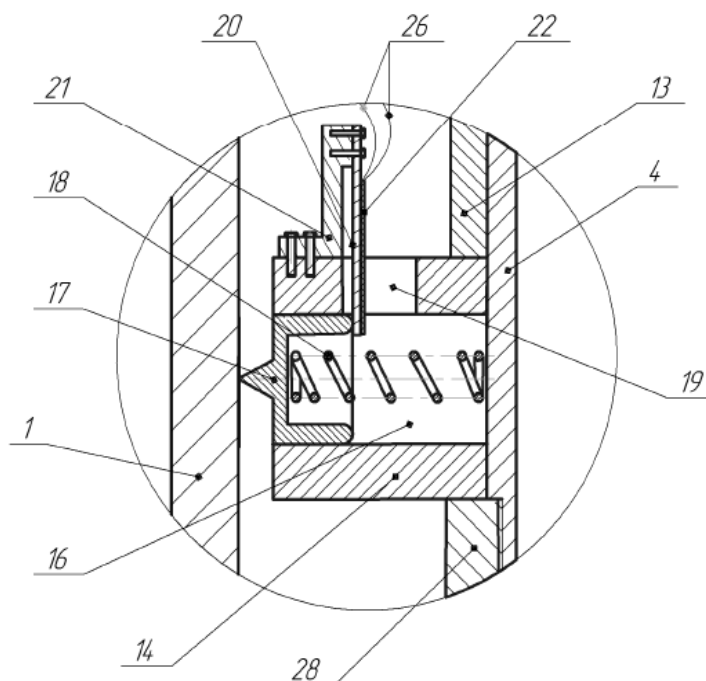


4 – ствол; 7 – рухома інерційна втулка; 8 – пружний кронштейн; 9 – гвинт; 10 – нерухома втулка; 11 – демпферне кільце; 12 – тензодавачі; 13 – дистанційна втулка; 26 – електричні провідники

Рисунок 5.12 – Конструкція вузла вимірювання поздовжніх деформацій

На нижньому кінці ствола 4 також закріплений вузол перетворення деформацій. Між ним і вузлом поздовжніх деформацій встановлена дистанційна втулка 13. У вузол перетворення деформацій (рис. 5.13, рис. 5.14) 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 напрямні 16, в яких вільно переміщуються повзуни 17. За допомогою пружин 18 повзуни 17 опираються на внутрішню поверхню корпусу 1 пристрою.

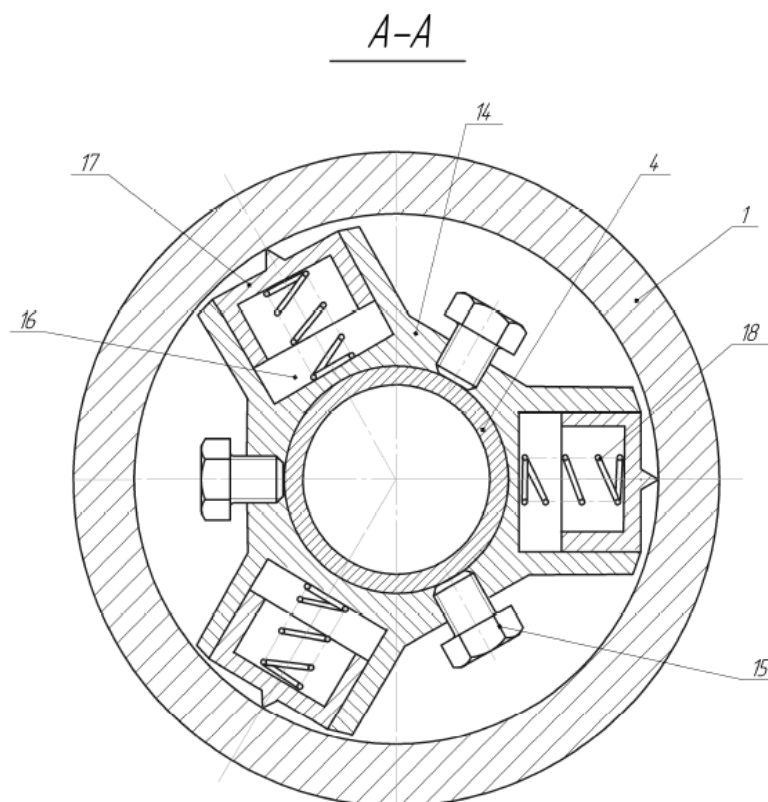
II



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 5.13 – Конструкція вузла вимірювання поперечних деформацій

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 45 тензодавачі 22.



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

Рисунок 5.14 – Платформа вузла вимірювання поперечних деформацій

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, як рукав 27 високого тиску, і 50 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.

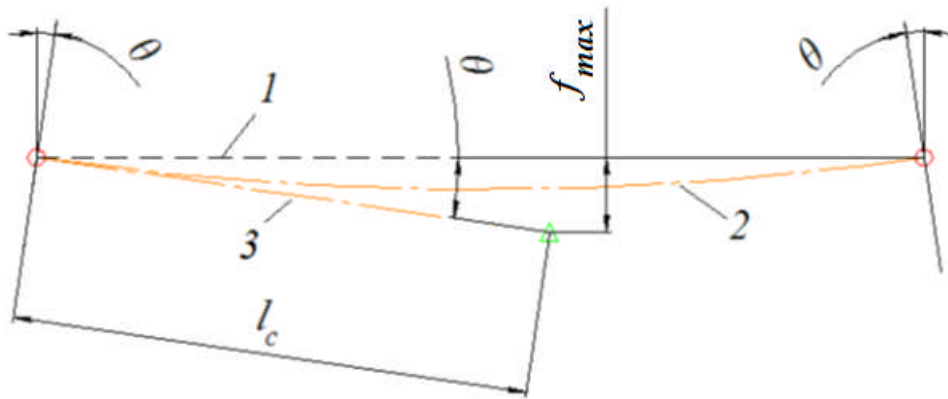
Пристрій працює наступним чином. Перед спуском БК з пристроєм в свердловину вмикають блок реєстрації деформацій, робота якого запрограмована в певній послідовності. Пристрій встановлюють в КНБК в інтервалі стовбура свердловини, де необхідно визначити згинаючі зусилля і поздовжні переміщення в елементах БК. В інтервалі інтенсивної кривизни

стовбура свердловини, відповідно виникають деформації згину корпусу 1 пристрою, які в свою чергу передаються через повзуни 17, що рухаються по напрямних 16, пружних пластинах 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 інструмента із вибоєм свердловини виникають поздовжні коливання БК, 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 БК з пристроєм на поверхню записані в карті 15 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 сталевих пластин 20. 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 5.15.



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

Рисунок 5.15 – Положення осей конструктивних елементів пристрою під час його деформації

Як видно з рисунка, прогин f_{\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 f_{\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 5.17, можемо записати наступне:

$$\frac{f_{\max}}{l_c} = \sin \theta . \quad (5.74)$$

З іншого боку величина кута повороту θ пов'язана із внутрішнім згинальним моментом у поперечному перерізі корпусу 1:

$$M = -\frac{2EJ_x}{l_{np}} \arcsin(\theta) = -\frac{2EJ_x}{l_{np}} \arcsin\left(\frac{f_{\max}}{l_c}\right), \quad (5.75)$$

де E – модуль пружності матеріалу першого роду;

J_x – момент інерції в поперечному перерізі пластини;

l_{np} – загальна довжина пристрою.

Пластини 20 за своєю конструкцією є балками рівного опору. Для опису їх напружено-деформованого стану використовуємо модель балки із змінним поперечним перерізом, консольно закріпленої одним кінцем та навантаженої на протилежному кінці зосередженою силою. При цьому максимальний прогин та згинальний момент визначатимуться так:

$$f_{\max} = \frac{12\sigma_{nl} J_x l_m l_{nl}^3}{l_m E h_{nl}^4 b_{nl}}; \quad (5.76)$$

$$M_{32} = -\frac{2EJ_x}{l_{np}} \arcsin\left(\frac{12\sigma_{nl} J_x l_m l_{nl}^3}{l_c l_m E h_{nl}^4 b_{nl}}\right), \quad (5.77)$$

де b_{nl} , h_{nl} – ширина та висота пластини, відповідно;

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

Отже, формула (5.77) встановлює залежність між згинальним моментом M_{32} 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.

5.6.2 Індикатор контролю технічного стану різьбового з'єднання бурильної КОЛОНИ

При бурінні нафтових та газових свердловин важливими елементами, які значною мірою визначають працездатність бурильних труб, є замкові різьбові з'єднання (ЗРЗ). Експлуатаційні характеристики ЗРЗ бурильних труб, мають істотний вплив на технічні показники буріння і економічну ефективність

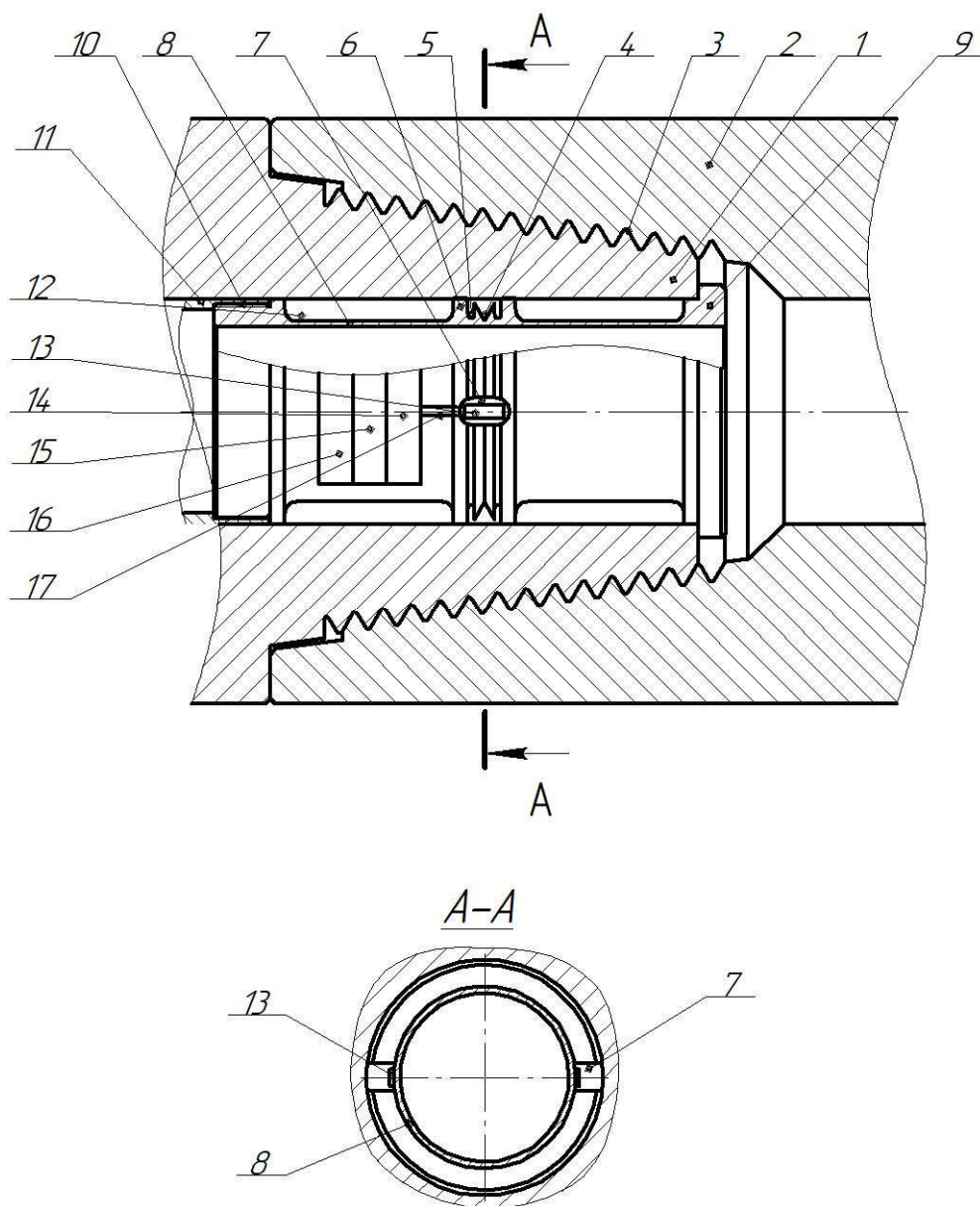
будівництва свердловин [213]. Аналіз аварійності з бурильними трубами показав, що при роторному бурінні 85÷90% аварій відбувається з різьбовими з'єднаннями бурильних труб, бурильних замків та інших елементів. Результати дослідження показують, що руйнування труб зазвичай носить втомний характер [214]. Основний фактор, що приводить до утворення змінних напруг, знакозмінний згин, що виникає при обертанні колони. Аварії з трубами відбуваються в основному внаслідок зламу або зриву різьби. Явища втоми у трубах виникають у результаті дії змінних навантажень, до яких відноситься змінний згин, крутильний удар і коливання БК. При роторному бурінні часто зустрічається руйнування труби у різьбовому з'єднанні у потовщеному місці, що становить 60÷70% від загального числа аварій. В окремих випадках число це доходить до 90%. Зрив різьби відбувається внаслідок деформації руйнування різьбового з'єднання через зношування різьби, розмиву різьбового з'єднання промивною рідиною, заїдання різьби. При бурінні свердловини вибійними двигунами кількість зламів доведено до мінімуму, і вихід труб з ладу відбувається, як правило, через зношення різьбових з'єднань, а також розмив різьб і тіла труб [214-216]. Уникнення можливих аварій з елементами БК при бурінні можливе при дотриманні відповідних умов. Встановлені в [215, 216] умови безпечної експлуатації за граничною віброшвидкістю БК забезпечують той рівень, при якому в її перерізах не виникають напруження вище границі витривалості, що в ідеальному випадку гарантує довготривалий ресурс і безпечну експлуатацію.

Як бачимо оцінка рівня експлуатаційного навантаження кінцевих різьбових з'єднань бурильних труб, значною мірою впливає на технічні показники буріння і економічну ефективність будівництва свердловин. Вирішення цих питань неможливе без розробки та впровадження сучасних засобів контролю технічного стану різьбових з'єднань бурильної колони. Тому для оцінки рівня експлуатаційного навантаження та пружного деформування різьбових з'єднань бурильної колони було розроблено конструкцію індикатора контролю їхнього технічного стану, на який отримано патент на винахід UA

111563 С2 [217]. Різьбове з'єднання бурильних труб з індикатором контролю технічного стану (рис. 5.16) може бути застосоване в нафтогазовій галузі, зокрема в компоновці низу бурильної колони, що використовується при бурінні свердловин.

Конструкція винаходу полягає у тому, що в різьбовому з'єднанні бурильних труб з індикатором контролю технічного стану, яке містить ніпель, муфту з різьбовою ділянкою індикатор виконаний у вигляді товстостінного кільця з концентратором напружень та з тонкостінними елементами по обидві сторони від концентратора. Концентратор жорстко з'єднаний з тонкостінною оболонкою, а в товстостінному кільці виконані ортогональні пази вздовж осі оболонки з внутрішнім діаметром рівним діаметру дна концентратора напружень. В пазах закріплена система тензодавачів з виходами, електрично з'єднаними з блоком реєстрації деформацій. Цей блок змонтований на оболонці в герметичній порожнині між внутрішньою поверхнею ніпеля і зовнішньою поверхнею оболонки та виконаний на базі аналого-цифрового перетворювача з картою пам'яті і блоком живлення.

Різьбове з'єднання з індикатором складається з ніпеля 1, муфти 2 з різьбовою ділянкою 3 і індикатора контролю, виконаного у вигляді товстостінного кільця з концентратором напружень 4, тонкостінними елементами 5, площадками контакту 6 та ортогональними пазами 7, що виконані в межах товстостінного кільця. Товстостінне кільце виготовлене як одна деталь з тонкостінною циліндричною оболонкою 8, один кінець якої має виступ 9, а інший різьбу 10, за допомогою якої індикатор з'єднується з монтажною втулкою 11, жорстко з'єднаною з зарізьбовою частиною ніпеля 1, і забезпечує герметичність порожнини 12. На дні пазів 7 в зоні концентратора напружень 4 прикріплена система тензодавачів 13, а на тонкостінній циліндричній оболонці 8 в порожнині 12 прикріплений блок реєстрації деформацій, в який входять: аналого-цифровий перетворювач 14, карта пам'яті 15, блок живлення 16. Блок реєстрації деформацій з'єднаний з системою тензодавачів 13 електричними провідниками 17.



1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – конічна різьба; 4 – товстостінне кільце з концентратором напружень; 5 – тонкостінні елементи; 6 – площадки контакту; 7 – пази; 8 – тонкостінна оболонка; 9 – виступ; 10 – різьба; 11 – монтажна втулка; 12 – порожнина; 13 – тензодавачі; 14 – аналого-цифровий перетворювач; 15 – карта пам'яті; 16 – блок живлення; 17 – електричні провідники.

Рисунок. 5.16 – Конструкція індикатора контролю технічного стану різьбового з'єднання БК

Під час операції спуску бурильного інструменту замкове різьбове з'єднання з індикатором встановлюють в КНБК в місцях, що потребують контролю величини накопиченого втомного пошкодження колони. Перед встановленням різьбового з'єднання вмикають блок реєстрації деформацій, робота якого запрограмована в певній послідовності і індикатор вгвинчують за допомогою різьби 10 в монтажну втулку 11 до упора виступу 9 в торець ніпеля 1. При з'єднанні ніпеля 1 з муфтою 2 за допомогою різьбової ділянки 3, відбувається радіальна деформація ніпеля 1, завдяки чому створюються радіальні зусилля на площадках контакту 6 товстостінного кільця, виконаного як одне ціле з тонкостінною оболонкою 8 індикатора. Напружений стан в зоні концентратора напружень 4 формується під дією ніпеля 1, підсилюється через особливості напружено-деформованого стану тонкостінних елементів 5, виконаних по обидві сторони від концентратора, та відповідає рівню напружень в небезпечному перерізі контрольованої різьбової ділянки 3. При цьому забезпечується сприйняття індикатором зовнішніх змінних навантажень в діапазоні величин, що зумовлюють втомне руйнування різьбового з'єднання. Деформації в зоні концентратора напружень 4 фіксуються закріпленими в пазах 7 мостовими схемами тензодавача 13 і за допомогою електричних провідників 17 передаються в блок автоматичної реєстрації деформацій, в якому проходить їх обробка в аналого-цифровому перетворювачі 14 і запис у карту пам'яті 15.

Після підйому БК на поверхню та розгвинчування різьбового з'єднання з індикатора демонтують блок реєстрації і дані записані на карту пам'яті 15 піддаються комп'ютерній обробці та математичному аналізу. Позитивний ефект під час використання різьбового з'єднання бурильних труб з індикаторами контролю технічного стану запропонованої конструкції досягається через контроль в часі і просторі миттєвих значень деформацій та здійснення їх довготривалої реєстрації і збереження в автономному режимі. Одночасно новація дає можливість підвищити точність реєстрації процесу накопичення втомних пошкоджень різьбових з'єднань в умовах буріння свердловин та прогнозування їх залишкового ресурсу.

5.7 Висновки до розділу 5

1. Механічна енергія, яка доводиться для руйнування породи вибою свердловини становить близько 30-40% від загальноприведеної на усті. Основною причиною цьому є втрата підведеної потужності на подолання сил тертя БК об стінки свердловини. Для пошуку енергоощадного режиму роботи БК дано аналітичну оцінку рівня її кінетичної енергії при роторному та суміщеному способах буріння.

2. В більшості випадків результатом накладання поступального та обертального рухів ділянки БК при роторному та суміщеному способах буріння є гвинтових рух. Для точної оцінки затрат енергії встановлено та досліджено залежність коефіцієнту тертя притиснутих до стінок свердловини ділянок бурильної колони від кута підйому гвинтової лінії.

3. Визначити затрат механічної енергії на проштовхування та повертання БК у свердловині можна за величиною роботи, що виконується осьовим навантаженням та крутним моментом. Для цього розроблено математичні моделі для визначення зазначених параметрів при бурінні свердловин з похило-скерованим та S-подібним профілем. На основі промислових даних буріння свердловин №18 і №22 Ольгіївського ГКР встановлено, що затрати механічної енергії на обертання БК при бурінні S – подібної свердловини у майже у 2,7 рази більші, ніж при бурінні похило-скерованої.

4. Тривала експлуатація та висока працездатність елементів БК в умовах динамічного навантажування вимагає чіткого та якісного контролю за рівнем їх навантаженості та технічним станом. Тому для оцінки рівня експлуатаційного навантажування та пружного деформування елементів розроблено пристрій для вимірювання зусиль в БК та індикатор контролю технічного стану її різьбових з'єднань. Дана новація дає можливість підвищити точність визначення експлуатаційних навантажень елементів БК та прогнозування їх залишкового ресурсу.

РОЗДІЛ 6

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ КОЛОНИ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ЗА ПОПЕРЕЧНО-ЗГИНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

6.1 Характер процесу динамічного навантажування колони насосно-компресорних труб під час відбору та закачування газу

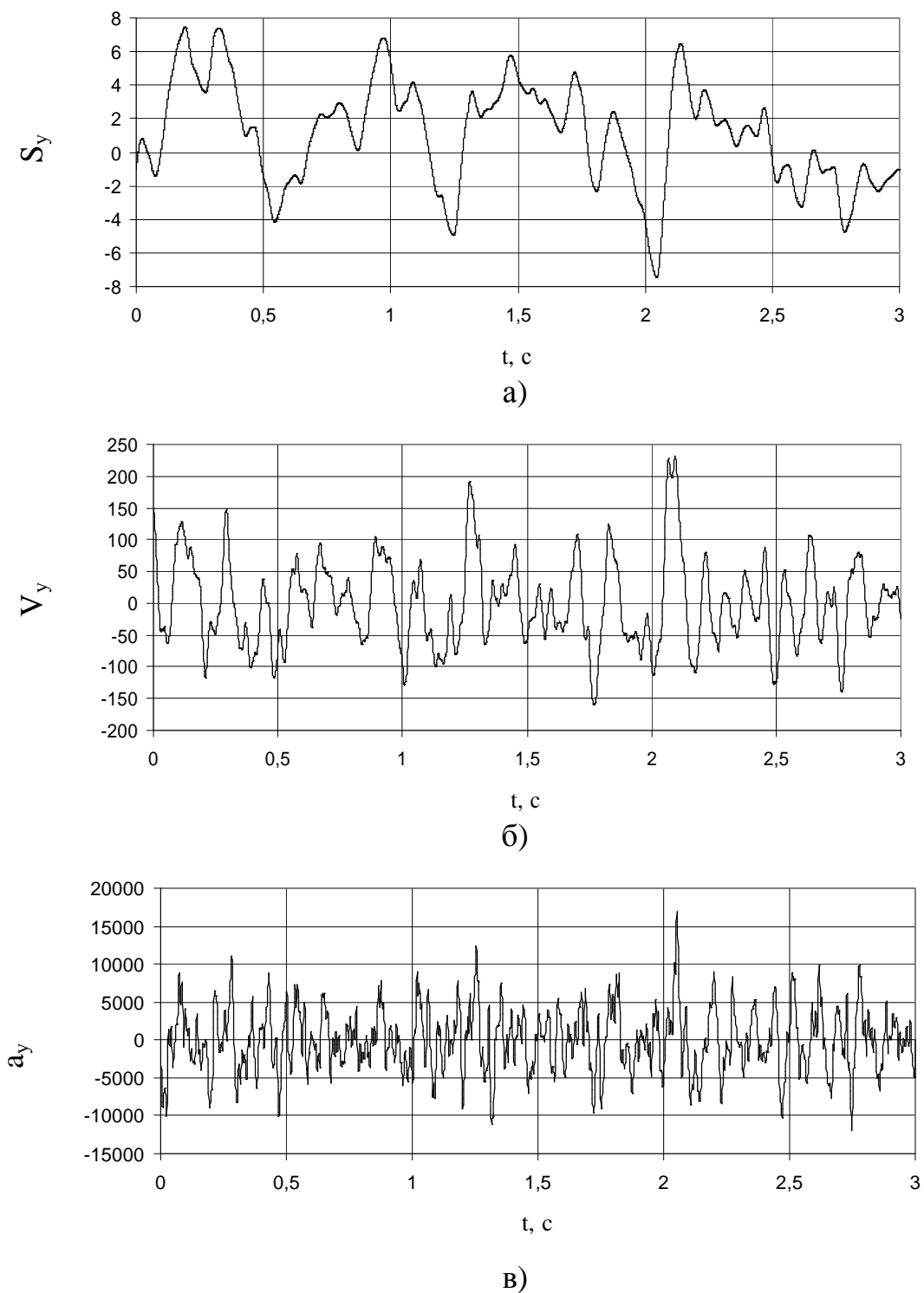
На сьогодні в паливно-енергетичному комплексі України, зокрема, у газовій промисловості склалася ситуація, яка висунула проблему енергобезпеки та енергозбереження на перший план. Важливу роль при цьому відіграють ПСГ з комплексами як наземного, так і свердловинного обладнання. При цьому широке використання цього обладнання, підвищення важливості розв'язуваних ним завдань сприяють росту вимог до рівня надійності й безпеки. Поняття надійності формується такими складовими як безвідмовність, довговічність, відновлюваність [218]. Головним є властивість безвідмовності - здатність об'єкта безупинно зберігати працездатний стан протягом певного часу. Невід'ємною властивістю є й довговічність.

КНКТ відноситься до свердловинного обладнання, що піддається дії не тільки широкого спектра циклічних навантажень, але й характеризується різною тривалістю експлуатації, швидкоплинністю повторюваних процесів [105, 219, 220, 221]. Через обмежений доступ в умовах свердловини комплексна оцінка діючих на КНКТ навантажень ускладнена, що приводить до недостатньої точності визначення довговічності її елементів. Регулярна експлуатація ПСГ передбачає періодичне їхнє заповнення й спорожнювання, що супроводжується зміною стану газу, а відповідно й умов експлуатації як наземного, так і свердловинного обладнання. Частина наземного обладнання піддається впливу навколишнього середовища, що визначається як зміною пори року, так і часу доби.

Під час відбору чи закачування газу у ПСГ через свердловину КНКТ знаходиться під дією комплексу навантажень, які за певних обставин призводять до втрати її стійкості, відхилення пружної лінії КНКТ від осі свердловини. Поперечно-згинальні коливання зумовлені, в основному, турбулентним характером руху газу у стволі КНКТ, внаслідок чого сама колона і зазнає прогинів у поперечних напрямках. Внаслідок таких прогинів у перерізах КНКТ виникають напруження згину, які є ключовими при розрахунках елементів ліфтової колони на міцність та довговічність. Отримані у роботах [63, 64] результати експериментальних досліджень представляють практичний інтерес, так як їх можна використати для вирішення конкретних задач, пов'язаних з визначенням параметрів пружної лінії КНКТ, згинальних моментів та напружень в довільному перерізі цієї колони. Віброакустичним методом проведено експериментальне визначення вібропереміщень, віброшвидкостей та віброприскорень поперечних перерізів КНКТ (рис. 6.1) під час відбору та під час закачування газу через свердловину № 241, а також під час заповнення сховища газом через свердловину №34 на Більче-Волицько-Угерському ПСГ філії УМГ “Львівтрансгаз”, основні технічні параметри яких наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Технічні параметри газових свердловин №241 та №34
Більче-Волицького-Угерського ПСГ

№ свердловини	Інтервал перфорації, м	Тип технологічного процесу	Розмір НКТ, м?мм	Тиск газу у свердловині, МПа		
				статичний	пластовий	робочий
241	997– –1064	відбір газу	1039? ?114			4,10
241	997– –1064	закачування газу	1039? ?114	2,60	2,92	3,05
34	972– –1038	закачування газу	1025? ?114	2,61	2,96	3,14



а) проекція вібропереміщення (мм); б) проекція віброшвидкості (мм/с);
в) проекція віброприскорення (мм/с²)

Рисунок 6.1 – Часові залежності кінематичних характеристик поперечних коливань перерізу КНКТ в процесі відбору газу (свердловина № 241, глибина розміщення давача 1035м) [64]

За результатами експериментальних досліджень [64] встановлено, що із зростанням глибини розташування давачів, в цілому, амплітуди вібрацій перерізів КНКТ збільшуються. Однак, залежності амплітуд вібрацій від глибини встановлення давачів не є монотонними, в процесі відбору чи закачування газу у свердловину вони постійно змінюються в часі, а їх зміна є нестационарним випадковим процесом [105]. Характер розвитку такого процесу в часі в основному залежить від частоти зміни тиску газу [222]. Частоту пульсації газу при проходженні його по КНКТ під час відбору чи закачування аналітично встановити досить складно. В першу чергу це пов'язано з неусталеним режимом руху в НКТ газових потоків, розрахунок яких проводиться з використанням газодинамічних функцій [223]. Розглядаючи ПСГ як ємність необмежених розмірів, процес заповнення й спорожнювання в обох випадках можна розглядати як перетікання газу з однієї ємності в іншу. Однак швидкоплинність процесів є різною. Самі технологічні процеси на згаданих вище етапах можуть протікати у двох режимах: критичному і докритичному [219]. Режим течії газу визначається співвідношенням тисків середовища, з якого витікає газ (P_0) і середовища, куди газ потрапляє (P_1):

$$\beta = \frac{P_1}{P_0} \quad (6.1)$$

Критичне значення β визначається як:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (6.2)$$

де k – показник адіабати.

При цьому секундна масова витрата становить:

$$Q_m = F \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_0^2 R T_0 \left[1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (6.3)$$

де F – площа перерізу труби, через яку витікає газ; ρ_0 – густина газу в ємності, з якої він витікає; R – газова стала; T_0 – температура середовища, звідки витікає газ.

Залежність витрати газу від співвідношення тисків за умов постійної температури T_0 і тиску P_0 зображена на рисунку 6.2 кривою 1. Цей випадок характерний саме для процесу відбору газу в ємності із джерела, яким може бути свердловина або група свердловин.

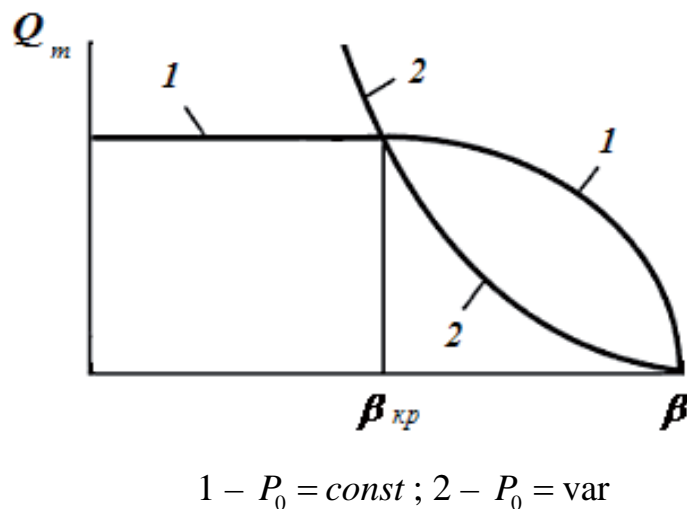


Рисунок 6.2 – Залежність масової витрати газу від співвідношення тисків

У кожному разі докладної уваги вимагають особливості, притаманні тільки певному процесу. При спорожнюванні підземних сховищ відбір газу може здійснюватися високими темпами й викликати коливання свердловинних і наземних трубопроводів. За таких умов постає питання визначення пульсації тиску P_1 в гирловій частині КНКТ та наземній обв'язці. Тому закономірності зміни термодинамічних параметрів газового потоку при його транспортуванні по КНКТ вдалося встановити числовим методом шляхом комп'ютерного моделювання в середовищі MapleSim. Враховуючи технічні параметри газових свердловин №241 та №34 [63, 64] КНКТ змодельовано у вигляді вхідної, основної й вихідної частин (рис. 6.3). Для вхідної частини вказано діючі всередині сховища тиск і температура газу. В

основній частині колони кожен НКТ подано у вигляді циліндра, заповненого газом. Для гирлової частини задано необхідні параметри відбору або закачування газу. Після цього на побудованій моделі КНКТ вказано перерізи, у яких визначаються термодинамічні параметри й проводиться комплексний розрахунок.

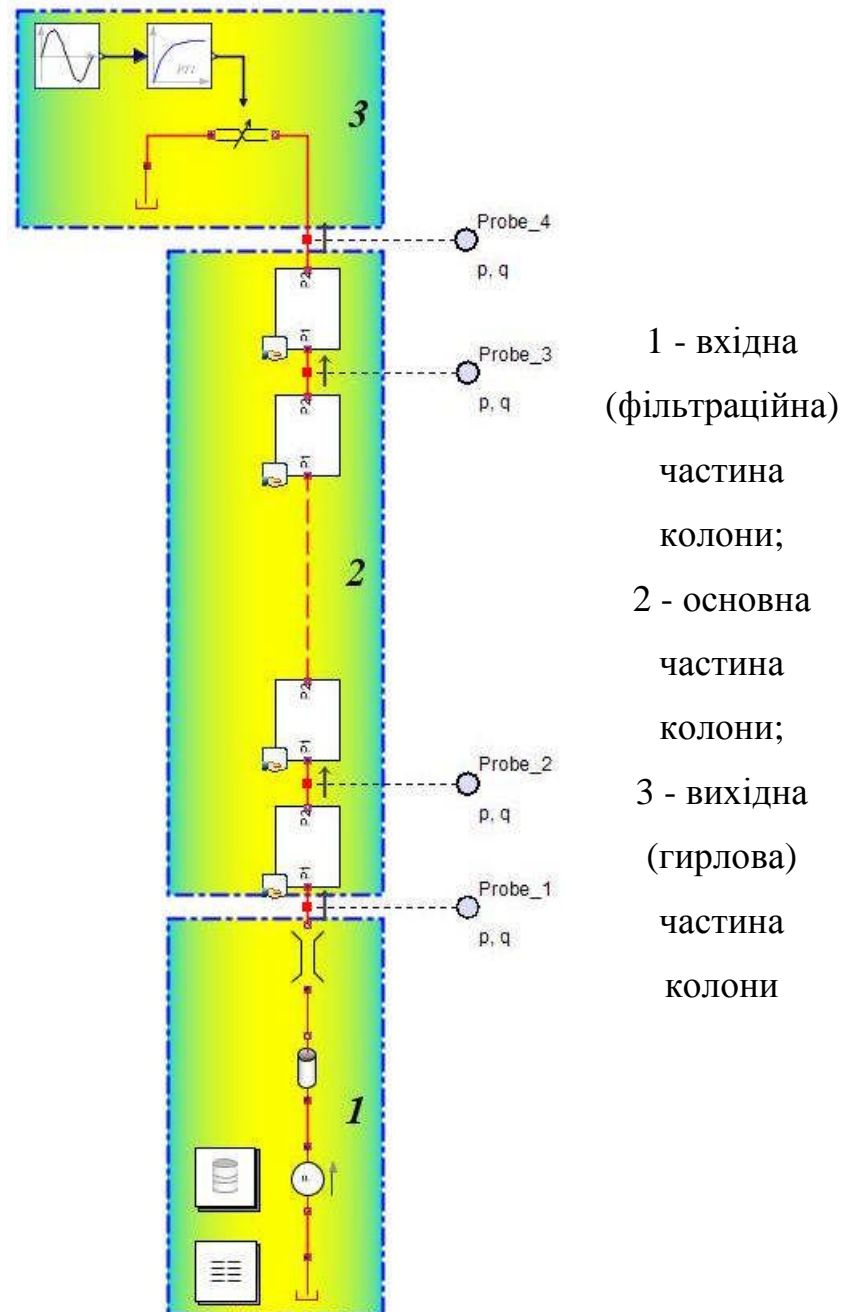
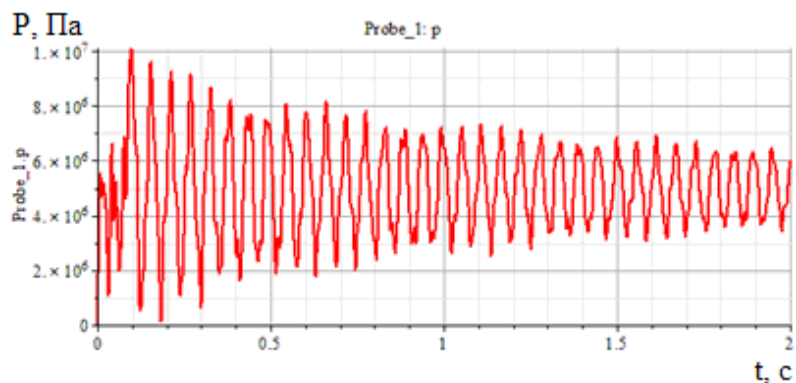
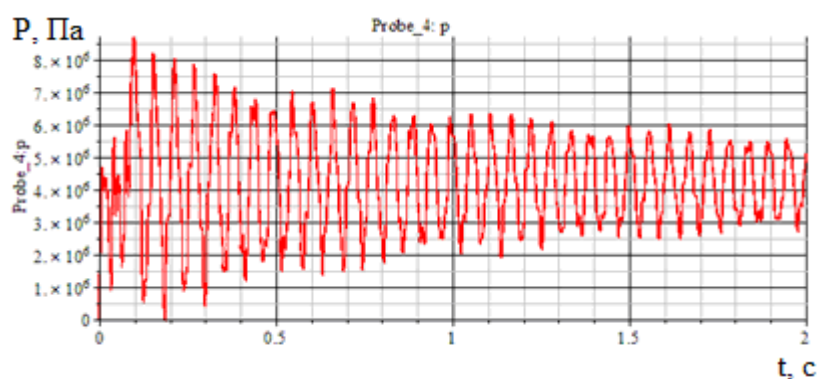


Рисунок 6.3 – Числова модель КНКТ свердловини №241, створена в пакеті MapleSim

Для прикладу на рис. 6.4 наведені результати числових досліджень, що характеризують зміну тиску газу в КНКТ у процесі його відбору на свердловині №241 Більче-Волицького-Угерського ПСГ.



а)



б)

а) на глибині 1035м; б) на глибині 135м

Рисунок 6.4 – Модельна осцилограма зміни тиску газу в перерізах КНКТ свердловини №241 під час відбору

Як бачимо (рис. 6.4а, б), пульсація газу в КНКТ, як в нелінійній системі, за короткі проміжки часу є процесом усталення коливань тиску і класифікується як нестационарний перехідний процес. В процесі прокачування від нижніх перерізів до верхніх по викривленому стволу КНКТ тиск газових потоків зменшується, що є причиною їх турбулізації по довжині і генерування поперечних коливань колони.

6.2 Визначення напружень згину в поперечних перерізах колони насосно-компресорних труб за геометричними параметрами її просторової деформації

На даний час існує відносно невелика кількість досліджень, які присвячені вивченню поведінки ділянок КНКТ у свердловині. Вирішені задачі в основному мають частковий характер, що не дає можливості створити узагальнену модель КНКТ, яка б враховувала вплив геометричних та силових факторів на напружено-деформований стан її елементів. Що ж стосується великих просторових деформацій, то їх параметри більш доцільно визначати віброакустичним методом [224] за допомогою подальших процедур відповідних перетворень.

Докладніше залежності максимальних вібропереміщень поперечних перерізів ліфтових колон від поздовжніх координат цих перерізів ілюструють графіки, подані на рис. 6.5. Наведені криві показують, що існує загальна тенденція до збільшення амплітуд прогинів y_i і z_i i -их центрів поперечних перерізів КНКТ при переході від верхніх труб колони до нижніх вздовж осі x . Більші амплітуди прогину центрів поперечних перерізів на всій довжині колони L_K простежуються на ділянках із більшими довжинами півхвиль прогину l_i . Почергове зростання та спадання функцій $y(x)$ і $z(x)$ (рис. 6.6 – 6.8) свідчить про те, що на амплітуди вібрацій суттєво впливає взаємодія ліфтової колони з обсадною, обумовлена криволінійністю осі свердловини та її відхиленням від вертикалі, а також наявність різьбових з'єднань між трубами. Більші амплітуди прогинів та вібрацій одержані для режимів відбору газу, менші – для режимів закачування. У випадку інтенсивних вібрацій ліфтової колони основну роль у динамічному процесі відіграє її нижня частина.

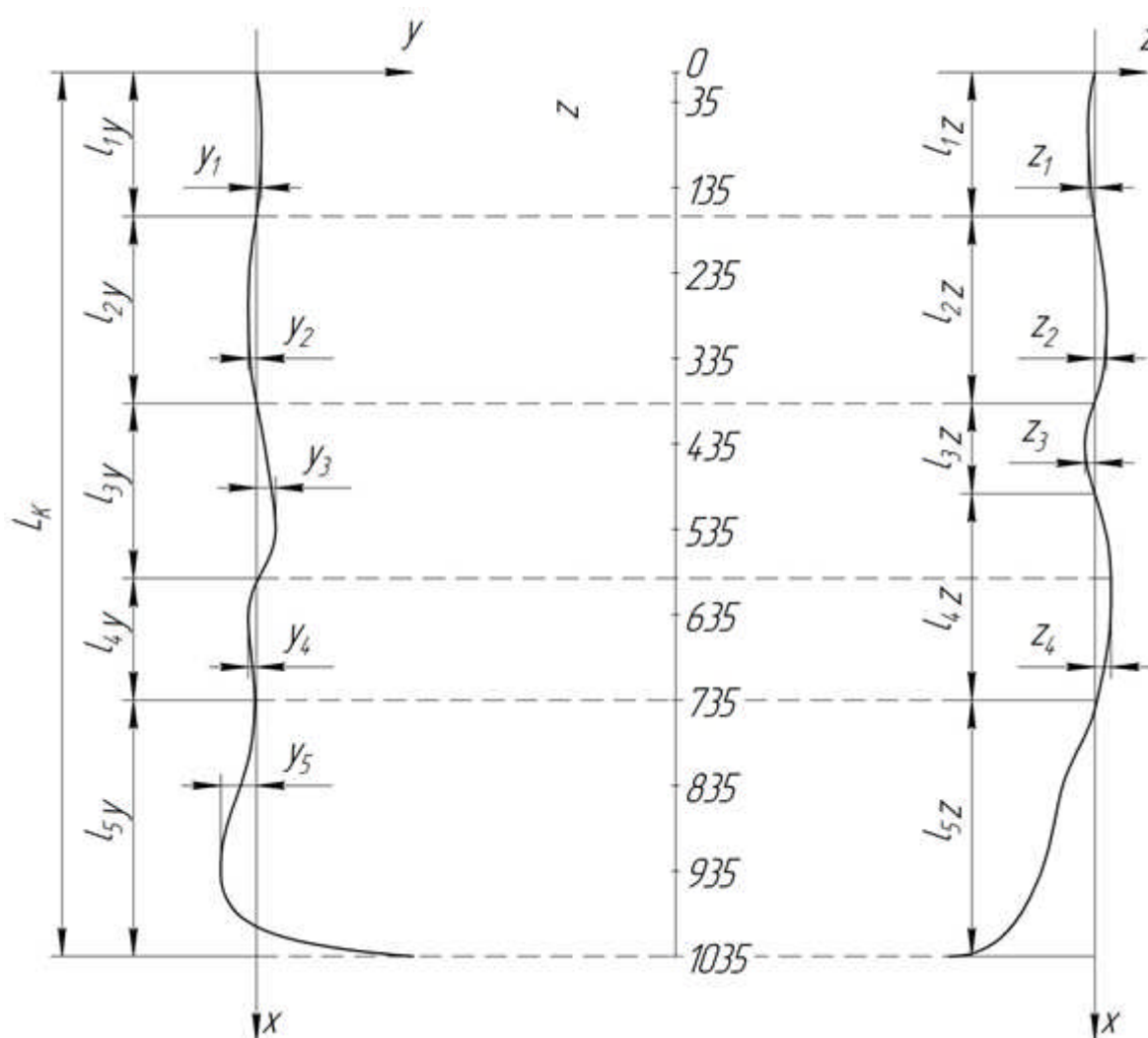


Рисунок 6.5 – Схема визначення довжин півхвиль прогинів та поперечних відхилень центрів перерізів ділянок КНКТ в процесі коливань під час відбору газу через свердловину №241

Аналіз результатів досліджень [222, 225, 226, 227] вказує, що для КНКТ, яка складається із великої кількості послідовно згвинчених між собою труб, встановити точну аналітичну формулу пружної лінії досить складно, а в ряді випадків практично неможливо. Диференціальне рівняння згину кожної ділянки після інтегрування містить дві довільні постійні, а тому якщо колона матиме n ділянок, тоді потрібно буде спільно розв'язати систему $2n$ рівнянь для визначення $2n$ постійних інтегрування. При цьому, вираз для визначення згинального моменту, що діятиме на кожну наступну ділянку КНКТ цілком

включатиме в себе вираз згинального моменту попередньої ділянки і відрізнятиметься від нього кожного разу додаванням нової складової. Також складно точно задати граничні умови на кінцях ділянок НКТ у випадку неспівпадання осі колони та свердловини, особливо для викривлених ділянок та ділянок змінної жорсткості. Практика розрахунків пружних систем які перебувають під дією змінних динамічних навантажень [225] показує, що задачу про пружну лінію КНКТ постійної чи змінної жорсткості слід розглядати спільно із задачею про визначення частот власних коливань колони. В таких випадках, крім універсального рівняння пружної лінії КНКТ слід застосувати і спосіб визначення власних частот коливань колони, як системи із багатьма степенями вільності.

Зважаючи на вказані вище обставини та особливості експериментально-теоретичного методу дослідження для вирішення задачі про визначення напружень згину в перерізах КНКТ, використаємо результати реєстрації відхилень центрів поперечних перерізів КНКТ [64] від осі свердловини $y(x)$ і $z(x)$ (табл. 6.2 – 6.4), на свердловинах №241 і №34 Більче-Волицько-Угерському ПСГ філії УМГ “Львівтрансгаз.

Вісь колони НКТ як довгомірного однорідного стрижня в зігнутому стані розглядатимемо як пружну лінію. Щоб отримати достатньо точні аналітичні залежності, якими описуватиметься пружна лінія КНКТ в середовищі Maple проведено апроксимацію числових даних графіків $y(x)$ і $z(x)$ (рис. 6.6 – 6.8) за допомогою поліноміальних рівнянь восьмого та дев'ятого степеня. За результатами апроксимації отримано наступні емпіричні вирази пружної лінії КНКТ [228]:

- для свердловини №241 під час відбору газу:

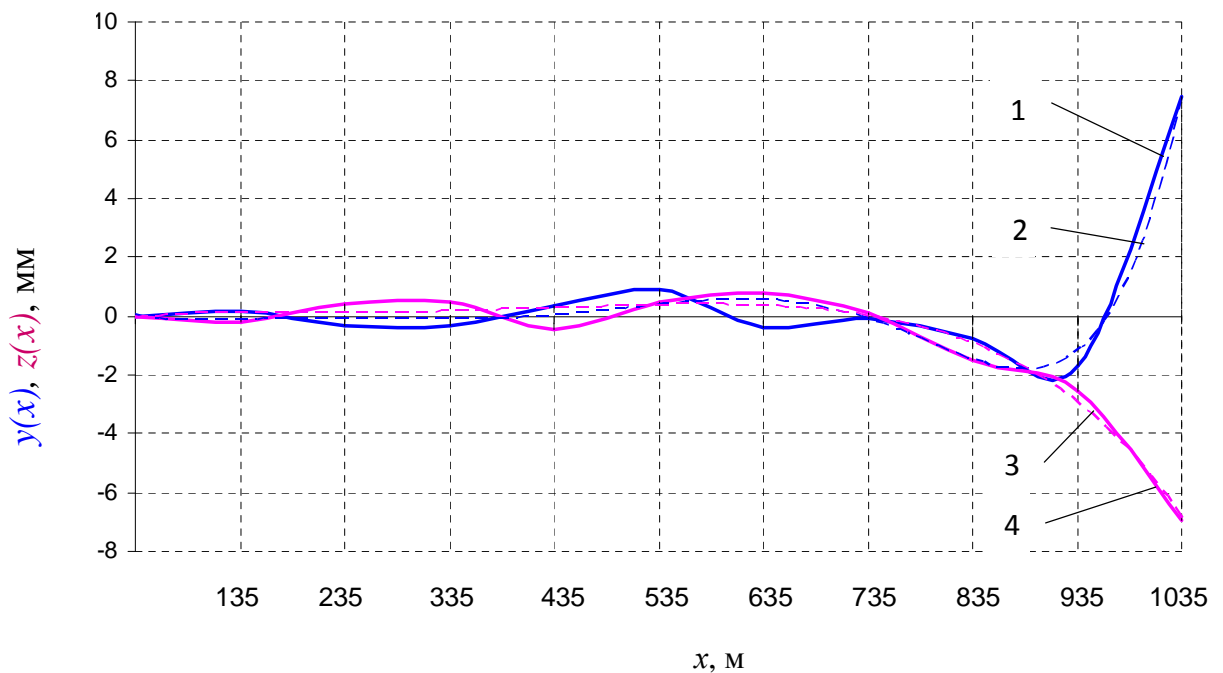
$$\begin{cases} y(x) = 1,243 \cdot 10^{-20} \cdot x^8 - 4,802 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 + 7,51 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 - 6,075 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 + \\ + 2,688 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 - 6,308 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 + 6,986 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,02717 \cdot x - 0,0009609; \\ z(x) = -5,903 \cdot 10^{-21} \cdot x^8 + 2,087 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 - 2,819 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 + 1,757 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - \\ - 4,361 \cdot 10^{-9} \cdot x^4 - 2,159 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 2,573 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,02638 \cdot x + 0,0017514; \end{cases} \quad (6.4)$$

- для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\begin{cases} y(x) = -6,773 \cdot 10^{-21} \cdot x^8 + 2,746 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 - 4,498 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 + 3,807 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - \\ - 1,764 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 4,345 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 4,93 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 0,01454 \cdot x - 0,0004312; \\ z(x) = -9,392 \cdot 10^{-23} \cdot x^9 + 4,357 \cdot 10^{-19} \cdot x^8 - 8,442 \cdot 10^{-16} \cdot x^7 + 8,854 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 - \\ - 5,444 \cdot 10^{-10} \cdot x^5 + 1,984 \cdot 10^{-7} \cdot x^4 - 4,117 \cdot 10^{-5} \cdot x^3 + 4,358 \cdot 10^{-3} \cdot x^2 - 0,1754 \cdot x + 0,00025; \end{cases} \quad (6.5)$$

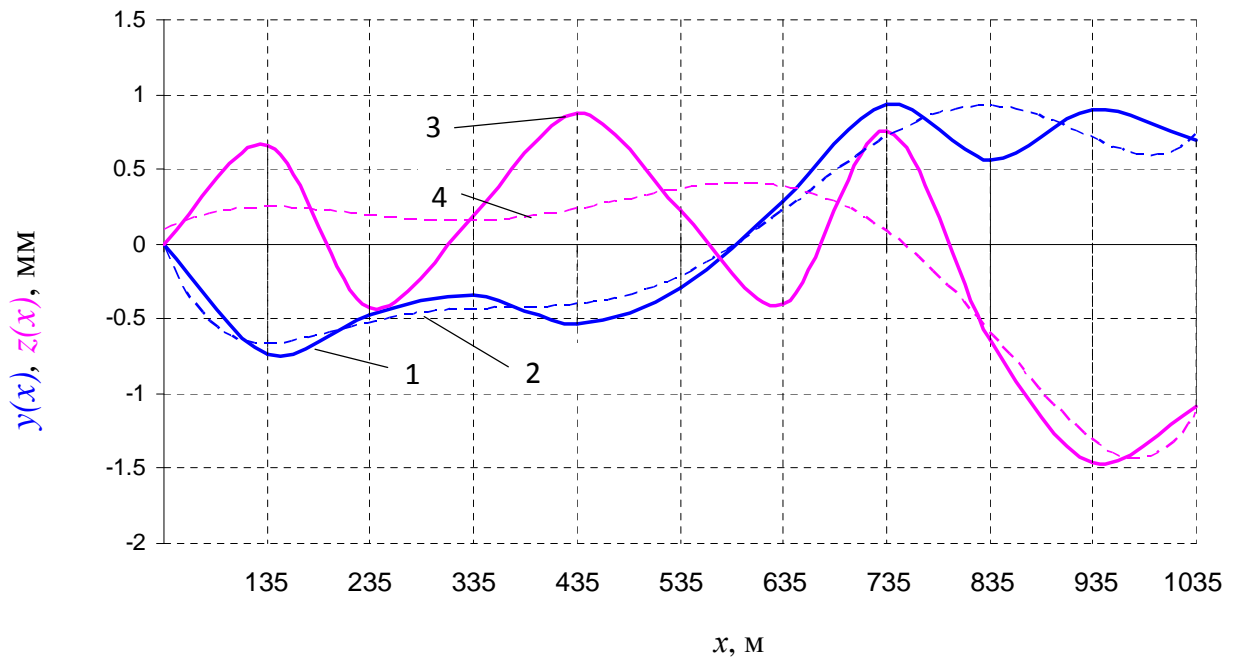
- для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\begin{cases} y(x) = 1,002 \cdot 10^{-20} \cdot x^8 - 3,82 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 + 5,791 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 - 4,433 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 + \\ + 1,798 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 - 3,677 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 + 3,154 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,004287 \cdot x - 0,0006225; \\ z(x) = 2,519 \cdot 10^{-23} \cdot x^9 - 1,289 \cdot 10^{-19} \cdot x^8 + 2,743 \cdot 10^{-16} \cdot x^7 - 3,138 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 + \\ + 2,084 \cdot 10^{-10} \cdot x^5 - 8,106 \cdot 10^{-7} \cdot x^4 + 1,77 \cdot 10^{-5} \cdot x^3 - 1,938 \cdot 10^{-3} \cdot x^2 + 0,07721 \cdot x - 0,00095. \end{cases} \quad (6.6)$$



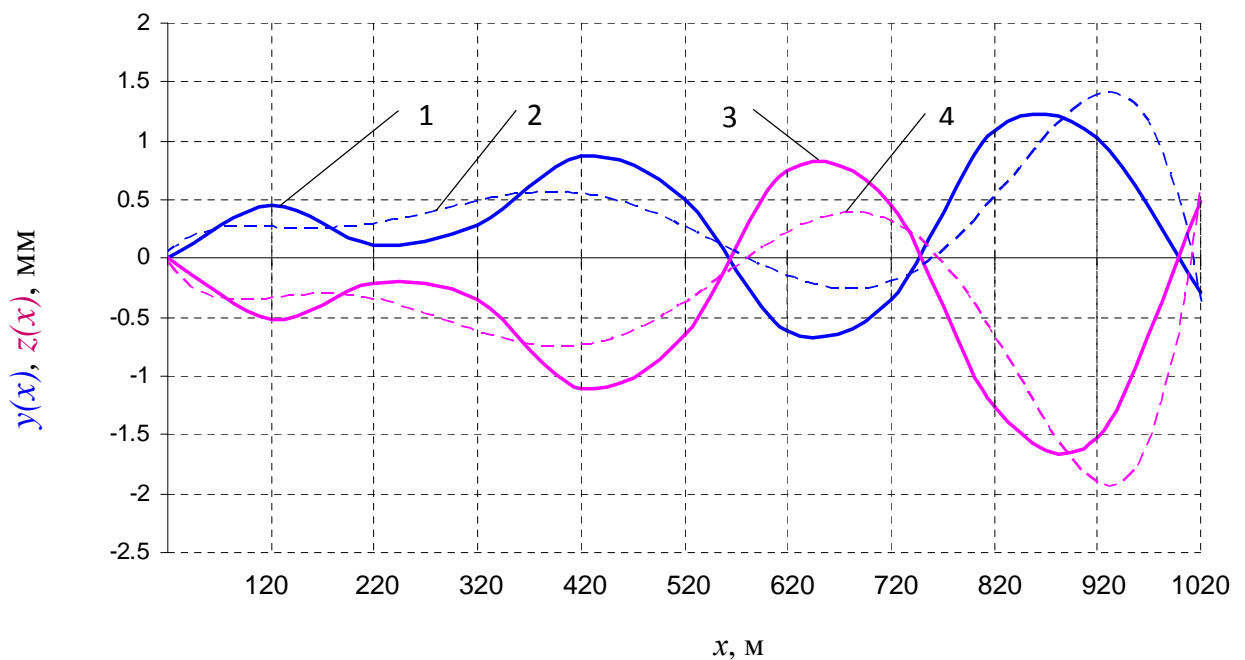
1 - експериментальна крива $y(x)$; 2 - апроксимація кривої $y(x)$;
3 - експериментальна крива $z(x)$; 4 - апроксимація кривої $z(x)$.

Рисунок 6.6 – Проекції відхилень (поперечних прогинів) центрів поперечних перерізів КНКТ під час відбору газу через свердловину № 241



1 - експериментальна крива $y(x)$; 2 - апроксимація кривої $y(x)$;
3 - експериментальна крива $z(x)$; 4 - апроксимація кривої $z(x)$.

Рисунок 6.7 – Проекції відхилень (поперечних прогинів) центрів поперечних перерізів КНКТ під час закачування газу через свердловину № 241



1 - експериментальна крива $y(x)$; 2 - апроксимація кривої $y(x)$;
3 - експериментальна крива $z(x)$; 4 - апроксимація кривої $z(x)$.

Рисунок 6.8 – Проекції відхилень (поперечних прогинів) центрів поперечних перерізів КНКТ під час закачування газу через свердловину № 34

Надалі вважатимемо, що прогини у двох взаємно перпендикулярних напрямках КНКТ (рис. 6.9) в порівнянні із її загальною довжиною є малими деформаціями, а зсув при цьому відсутній. При малих прогинах кути повороту перерізів КНКТ згідно [229, 230] визначаються наступним чином:

$$\begin{cases} \varphi_y(x) = \frac{dy(x)}{dx}; \\ \varphi_z(x) = \frac{dz(x)}{dx}. \end{cases} \quad (6.7)$$

Диференціюючи рівняння пружної лінії (6.4) – (6.6) по координаті x , отримуємо залежності для визначення кутів повороту перерізів КНКТ:

- для свердловини №241 під час відбору газу:

$$\begin{cases} \varphi_y(x) = \frac{dy(x)}{dx} = 0,0013972 \cdot x - 0,000018924 \cdot x^2 + 1,0752 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 3,0375 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 + \\ + 4,506 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 - 3,3614 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 + 9,944 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02717; \\ \varphi_z(x) = \frac{dz(x)}{dx} = 0,0005146 \cdot x - 6,477 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 1,7444 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 8,785 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - \\ - 1,6914 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 + 1,4609 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 - 4,7224 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02638; \end{cases} \quad (6.8)$$

- для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\begin{cases} \varphi_y(x) = \frac{dy(x)}{dx} = 0,0013972 \cdot x - 0,000018924 \cdot x^2 + 1,0752 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 3,0375 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 + \\ + 4,506 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 - 3,3614 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 + 9,944 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02717; \\ \varphi_z(x) = \frac{dz(x)}{dx} = 0,0005146 \cdot x - 6,477 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 1,7444 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 8,785 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - \\ - 1,6914 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 + 1,4609 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 - 4,7224 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02638; \end{cases} \quad (6.9)$$

- для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\begin{cases} \varphi_y(x) = \frac{dy(x)}{dx} = 0,0013972 \cdot x - 0,000018924 \cdot x^2 + 1,0752 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 3,0375 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 + \\ + 4,506 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 - 3,3614 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 + 9,944 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02717; \\ \varphi_z(x) = \frac{dz(x)}{dx} = 0,0005146 \cdot x - 6,477 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 1,7444 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 8,785 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - \\ - 1,6914 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 + 1,4609 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 - 4,7224 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02638. \end{cases} \quad (6.10)$$

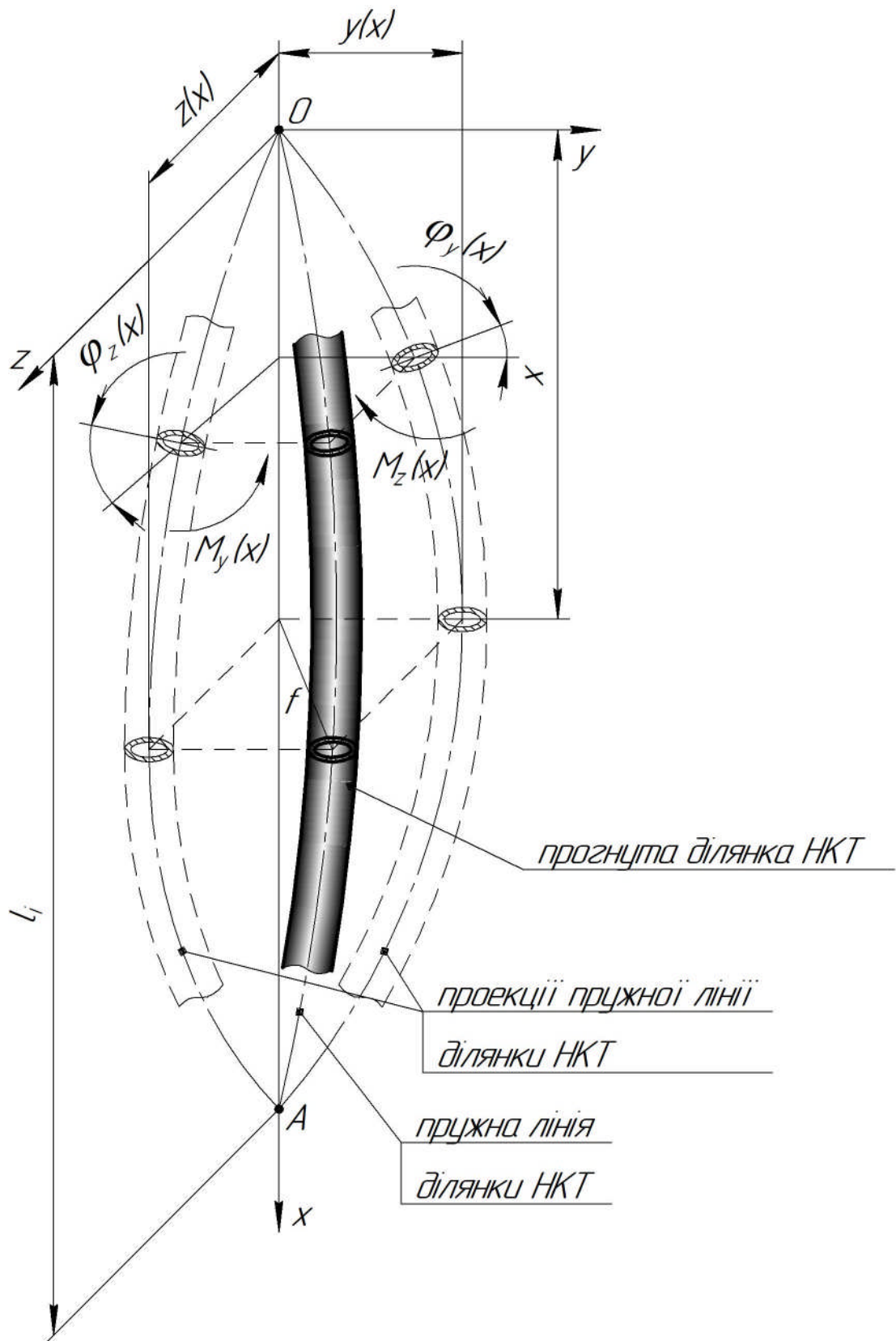


Рисунок 6.9 – Схема прогинання ділянки КНКТ в процесі коливань

Диференціальні рівняння згину КНКТ у двох взаємноперпендикулярних площинах згідно [16] в загальному випадку подають наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_y(x)}{dx} = \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M_z(x)}{EJ}, \\ \frac{d\varphi_z(x)}{dx} = \frac{d^2 z(x)}{dx^2} = \frac{M_y(x)}{EJ}, \end{cases} \quad (6.11)$$

де E – модуль пружності матеріалу НКТ;

J – момент інерції поперечного перерізу НКТ;

$M_y(x)$, $M_z(x)$ – згинальні моменти, що діють на ділянку НКТ у двох взаємно перпендикулярних площинах, як функції поздовжньої координати x :

$$\begin{cases} M_y(x) = EJ \frac{d^2 z(x)}{dx^2}; \\ M_z(x) = EJ \frac{d^2 y(x)}{dx^2}. \end{cases} \quad (6.12)$$

Диференціюючи вирази (6.8) – (6.10) по координаті x та підставляючи їх у (6.12), отримуємо наступні емпіричні залежності для визначення згинальних моментів:

- для свердловини №241 під час відбору газу:

$$\begin{cases} M_z(x) = EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = EJ(-0,000037848 \cdot x + 3,2256 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 1,215 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 + \\ + 2,253 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + -2,01684 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + 6,9608 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0013972); \\ M_y(x) = EJ \frac{d^2 z}{dx^2} = EJ(-0,0000012954 \cdot x - 5,2332 \cdot 10^{-8} \cdot x^2 + 3,514 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - \\ - 8,457 \cdot 10^{-13} \cdot x^4 + 8,7654 \cdot 10^{-16} \cdot x^5 - 3,30568 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0005146); \end{cases} \quad (6.13)$$

- для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\begin{cases} M_z(x) = EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = EJ(0,00002607 \cdot x - 2,1168 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 7,614 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - \\ - 1,3494 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + 1,15332 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 - 3,79288 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 - 0,000986); \\ M_y(x) = EJ \frac{d^2 z}{dx^2} = EJ(-0,00024702 \cdot x + 0,0000023808 \cdot x^2 - 1,0888 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + \\ + 2,6562 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - 3,54564 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 + 2,43992 \cdot 10^{-17} \cdot x^6 - 6,76224 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 + 0,008716); \end{cases} \quad (6.14)$$

- для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\begin{cases} M_z(x) = EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = EJ(-0,000022062 \cdot x + 2,1576 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 8,866 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 + \\ + 1,7373 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 - 1,6044 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + 5,6112 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0006308); \\ M_y(x) = EJ \frac{d^2 z}{dx^2} = EJ(0,0001062 \cdot x - 9,7272 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 4,168 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 - 9,414 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + \\ + 1,15206 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 - 7,2184 \cdot 10^{-18} \cdot x^6 + 1,81368 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 - 0,003876). \end{cases} \quad (6.15)$$

Встановивши аналітичні залежності, за якими визначатимуться згинальні моменти, що діятимуть в довільних перерізах КНКТ, можна отримати своєрідний математичний інструмент для оцінки напруженого стану її елементів. Напруження згину, що виникатимуть у поперечних перерізах колони НКТ внаслідок дії згинальних моментів $M_y(x)$, $M_z(x)$, згідно [229, 230] визначатимуться таким чином:

$$\begin{cases} \sigma_y(x) = \frac{M_y}{W} = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 z}{dx^2}; \\ \sigma_z(x) = \frac{M_z}{W} = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2}, \end{cases} \quad (6.16)$$

де W – момент опору поперечного перерізу НКТ.

Підставивши вирази (6.13), (6.14), (6.15) у (6.16), отримуємо наступні емпіричні залежності для визначення напружень згину:

- для свердловини №241 під час відбору газу:

$$\begin{cases} \sigma_z(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,000037848 \cdot x + 3,2256 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 1,215 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 + \\ + 2,253 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 - 2,01684 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + 6,9608 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0013972); \\ \sigma_y(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,0000012954 \cdot x - 5,2332 \cdot 10^{-8} \cdot x^2 + 3,514 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - \\ - 8,457 \cdot 10^{-13} \cdot x^4 + 8,7654 \cdot 10^{-16} \cdot x^5 - 3,30568 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0005146); \end{cases} \quad (6.17)$$

- для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\begin{cases} \sigma_z(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (0,00002607 \cdot x - 2,1168 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 7,614 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - \\ - 1,3494 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + 1,15332 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 - 3,79288 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 - 0,000986); \\ \sigma_y(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,00024702 \cdot x + 0,0000023808 \cdot x^2 - 1,0888 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + \\ + 2,6562 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - 3,54564 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 + 2,43992 \cdot 10^{-17} \cdot x^6 - 6,76224 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 + 0,008716); \end{cases} \quad (6.18)$$

- для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\begin{cases} \sigma_z(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,00002206 \cdot x + 2,1576 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 8,866 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 + \\ + 1,7373 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 - 1,6044 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + 5,6112 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0006308); \\ \sigma_y(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (0,0001062 \cdot x - 9,7272 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 4,168 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 - 9,414 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + \\ + 1,15206 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 - 7,2184 \cdot 10^{-18} \cdot x^6 + 1,81368 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 - 0,003876). \end{cases} \quad (6.19)$$

Прогин, згинальний момент та напруження згину в довільному перерізі КНКТ з координатою x визначаються так:

$$f(x) = \sqrt{(y(x))^2 + (z(x))^2}; \quad (6.20)$$

$$M(x) = \sqrt{(M_y(x))^2 + (M_z(x))^2}; \quad (6.21)$$

$$\sigma(x) = \sqrt{(\sigma_y(x))^2 + (\sigma_z(x))^2}. \quad (6.22)$$

Обчислені за залежностями (6.13) – (6.22) значення згинальних моментів та напружень згину ділянок КНКТ ($\varnothing 114\text{мм}$, $J = 3,16 \cdot 10^{-6} \text{м}^4$, $W = 5,53 \cdot 10^{-5} \text{м}^3$), наведені в таблицях 6.2 – 6.4. За отриманими результатами розрахунку побудовано епюри напружень згину (рис. 6.10 – 6.12). З побудованих епюр видно, що найбільшими є напруження згину, що виникають у перерізах верхнього (0 – 135м) та нижнього (835 – 1035м) кінців колони. Причиною виникнення великих напружень згину у верхньому нерухомому кінці є наявність жорсткого защемлення, в якому виникають великі реактивні моменти. В нижньому, вільному від защемлення кінці, великі напруження згину виникають внаслідок більших відхилень центрів перерізів КНКТ від осі свердловини під час її нестационарних випадкових коливань.

Таблиця 6.2 – Згинальні моменти та напруження згину в поперечних перерізах КНКТ під час відбору газу через свердловину № 241

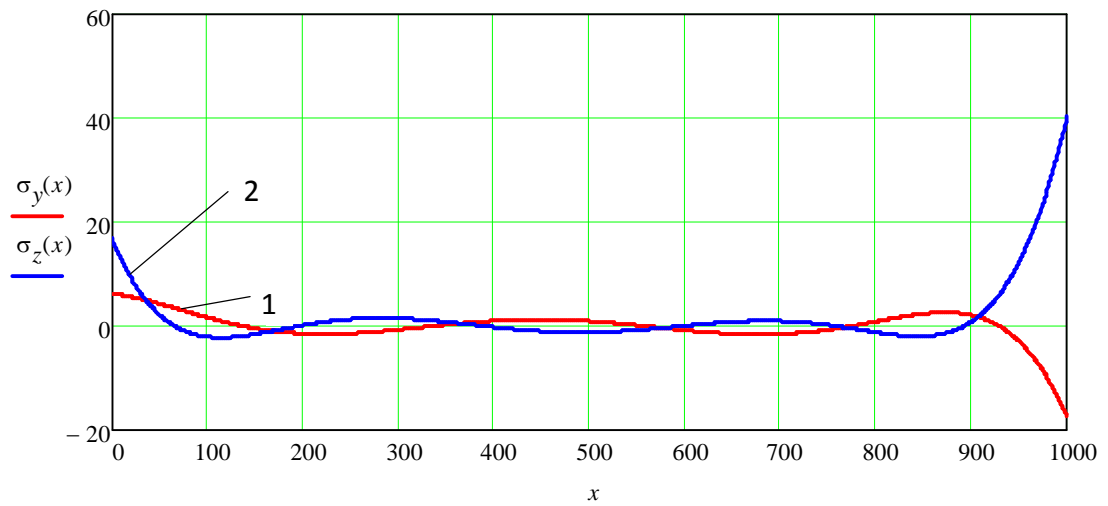
Поздовжня координата x , м	Координати центра перерізу НКТ, мм			Максимальний згинальний момент в перерізі НКТ, Нм			Максимальні напруження згину в перерізі НКТ, МПа		
	$y(x)$	$z(x)$	$f(x)$	$M_y(x)$	$M_z(x)$	$M(x)$	$\sigma_y(x)$	$\sigma_z(x)$	$\sigma(x)$
35	0,18	-0,27	0,39	341,5	927,213	988,102	6,176	16,768	17,870
135	0,15	-0,19	0,23	90,919	-113,594	145,499	1,644	-2,054	2,631
235	-0,35	0,41	0,41	-79,863	9,264	80,398	-1,444	0,168	1,454
335	-0,32	0,46	0,49	-38,001	82,303	90,652	-0,687	1,488	1,639
435	0,37	-0,48	0,57	56,251	-11,214	57,358	1,017	-0,203	1,037
535	0,91	0,49	0,99	52,692	-65,898	84,374	0,953	-1,192	1,526
635	-0,39	0,76	0,79	-43,607	3,736	43,767	-0,789	0,068	0,792
735	-0,08	0,11	0,13	-85,041	53,831	100,647	-1,538	0,974	1,820
835	-0,76	-1,53	1,57	47,840	-65,656	81,237	0,865	-1,187	1,469
935	-1,71	-2,54	2,99	117,704	44,794	125,94	2,129	0,810	2,278
1035	7,47	-6,95	8,00	-956,14	2222,603	2419,542	-17,292	40,195	43,757

Таблиця 6.3 – Згинальні моменти та напруження згину в поперечних перерізах КНКТ під час закачування газу через свердловину № 241

Поздовжня координата x , м	Координати центра перерізу НКТ, мм			Максимальний згинальний момент в перерізі НКТ, Нм			Максимальні напруження згину в перерізі НКТ, МПа		
	$y(x)$	$z(x)$	$f(x)$	$M_y(x)$	$M_z(x)$	$M(x)$	$\sigma_y(x)$	$\sigma_z(x)$	$\sigma(x)$
35	-0,46	0,43	0,59	5784,13	-654,33	5821,023	104,605	-11,833	105,272
135	-0,74	0,66	0,92	-491,50	94,111	500,435	-8,889	1,702	9,050
235	-0,47	-0,43	0,57	45,222	25,05	51,697	0,818	0,453	0,935
335	-0,34	0,19	0,35	137,544	-41,459	143,657	2,487	-0,750	2,598
435	-0,53	0,88	0,92	-147,63	9,684	147,951	-2,670	0,175	2,676
535	-0,29	0,22	0,33	-49,108	54,002	72,992	-0,888	0,977	1,321
635	0,29	-0,40	0,42	132,173	11,588	132,68	2,390	0,211	2,400
735	-0,94	0,76	1,06	-112,16	-49,972	122,787	-2,028	-0,904	2,221
835	0,56	-0,64	0,71	-293,71	6,095	293,77	-5,312	0,110	5,313
935	0,90	-1,46	1,64	364,582	126,216	385,812	6,593	2,283	6,977
1035	0,69	-1,08	1,16	-1953,7	-374,28	1989,232	-35,332	-6,769	35,975

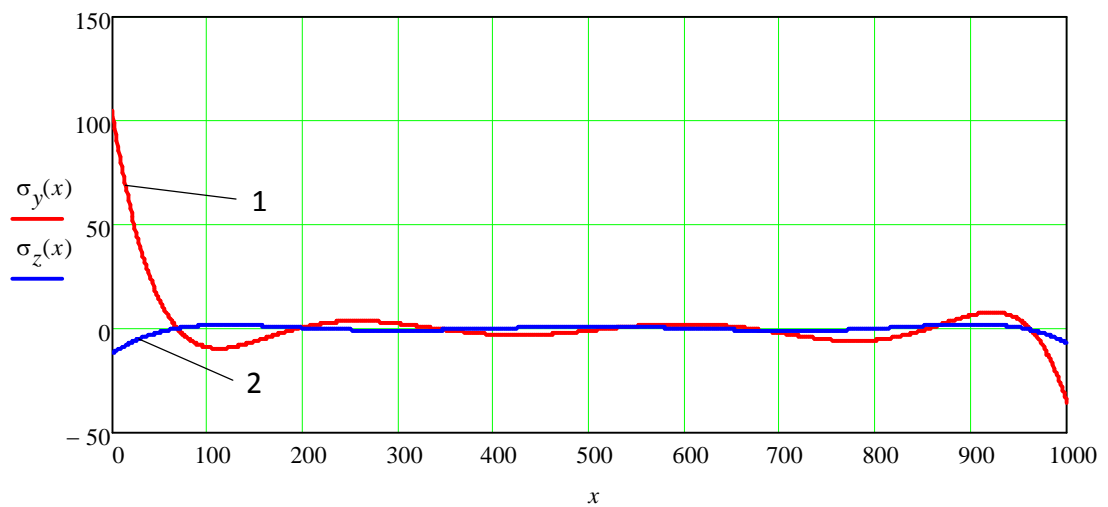
Таблиця 6.4 – Згинальні моменти та напруження згину в поперечних перерізах КНКТ під час закачування газу через свердловину № 34

Поздовжня координата x , м	Координати центра перерізу НКТ, мм			Максимальний згинальний момент в перерізі НКТ, Нм			Максимальні напруження згину в перерізі НКТ, МПа		
	$y(x)$	$z(x)$	$f(x)$	$M_y(x)$	$M_z(x)$	$M(x)$	$\sigma_y(x)$	$\sigma_z(x)$	$\sigma(x)$
20	-0,08	0,11	0,14	-2572,20	418,613	2606,04	-46,518	7,571	47,13
120	0,45	-0,52	0,57	233,309	-96,990	252,666	4,219	-1,754	4,569
220	0,12	-0,21	0,23	-10,200	38,612	39,937	-0,184	0,698	0,722
320	0,28	-0,35	0,47	-98,683	49,702	110,493	-1,785	0,899	1,998
420	0,87	-1,11	1,24	65,241	-46,871	80,332	1,180	-0,848	1,453
520	0,50	-0,65	0,72	46,205	-49,075	67,403	0,836	-0,888	1,219
620	-0,61	0,74	0,85	-179,166	91,016	200,959	-3,240	1,646	3,634
720	-0,35	0,45	0,54	-300,059	196,053	358,43	-5,427	3,546	6,482
820	1,08	-1,27	1,46	-165,227	60,343	175,901	-2,988	1,091	3,181
920	1,03	-1,53	1,79	-86,071	-85,111	121,046	-1,557	-1,539	2,189
1020	-0,29	0,49	0,56	-342,429	1160,542	1210,007	-6,193	20,988	21,883



1 – крива $\sigma_y(x)$; 2 – крива $\sigma_z(x)$.

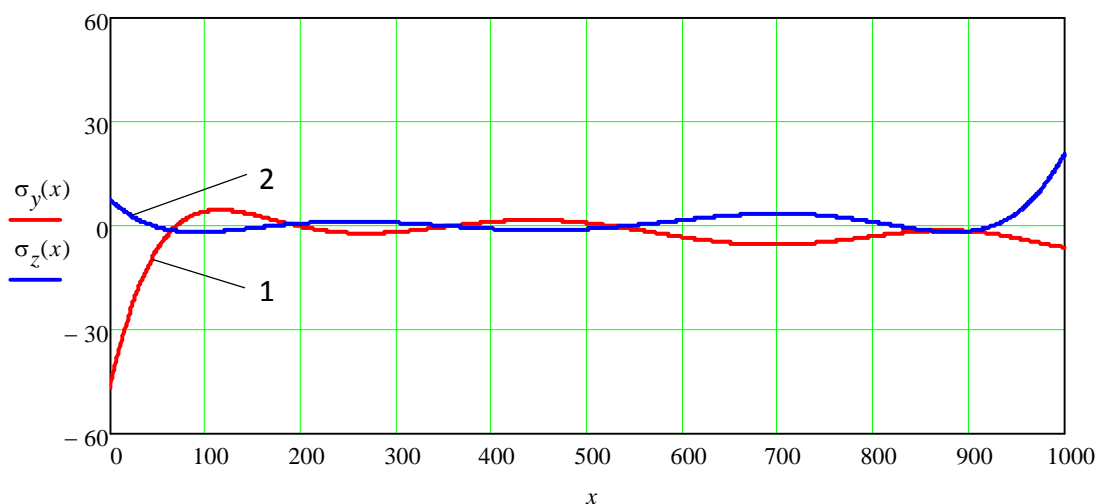
Рисунок 6.10 – Залежність максимальних напружень згину в поперечних перерізах КНКТ від її довжини під час відбору газу через свердловину № 241



1 – крива $\sigma_y(x)$; 2 – крива $\sigma_z(x)$.

Рисунок 6.11 – Залежність максимальних напружень згину в поперечних перерізах КНКТ від її довжини під час закачування газу через свердловину

№ 241



1 – крива $\sigma_y(x)$; 2 – крива $\sigma_z(x)$.

Рисунок 6.12 – Залежність максимальних напружень згину в поперечних перерізах колони НКТ від її довжини під час закачування газу через свердловину № 34

Також слід зазначити, що в поставленій задачі важливе значення має питання стійкості зігнутої ділянки КНКТ, як циліндричної оболонки, що знаходиться під дією внутрішнього тиску і сил інерції внаслідок прокачування газу. Вказані силові параметри в комплексі створюють критичне навантаження, при якому мале випадкове відхилення осі КНКТ призводить до раптового інтенсивного збільшення прогинів, а разом з ними і напружень. Якщо сумарне навантаження менше критичного і напруження нижче границі пропорційності, КНКТ при поступовому збільшенні сумарного навантаження зберігатиме стійку прямолінійну форму. Однак у пружно-пластичній стадії деформації, починаючи з навантаження менше критичного, прямолінійна форма рівноваги при збільшенні навантаження вже не буде стійкою, що в свою чергу і спричинить прогин колони. Помітні прогини ліфтової колони також можуть спостерігатися при досягненні силами інерції значень більше критичних, що можливе внаслідок різкого збільшення тиску чи швидкості прокачування газу.

6.3 Математична модель визначення кінематичних та силових факторів за поперечно-згинальних коливань колони насосно-компресорних труб

На основі різнобічних як теоретичних так і експериментальних досліджень динамічних процесів можна сформувавши теоретичну базу для проектування, оптимального розрахунку та вибору раціональних технологічних параметрів НКТ. На даний час оптимальні розрахунки КНКТ можна проводити на базі розроблених математичних моделей, в основному континуально-дискретних [226, 227, 231]. Як показує практика, реалізація такої уточненої континуально-дискретної моделі, яка враховує відхилення осей обсадної та ліфтової колони від прямолінійності, а також фактори, що визначають експлуатаційні навантаження є досить складною задачею. Саме тому розрахунок КНКТ ефективно проводити із залученням як експериментальних так і теоретичних методів дослідження [232].

Аналізуючи форми траєкторій руху центрів поперечних перерізів КНКТ на свердловині №241 (рис. 6.13), а також форми годографів їх векторів швидкостей і прискорень (рис. 6.14, 6.15), отриманих на основі промислових досліджень [64] відзначимо, що модулі відхилень центру перерізу КНКТ у двох взаємно перпендикулярних площинах, проєкцій швидкості та прискорення коливань на ці площини відрізняються між собою на незначну величину.

В зв'язку з цим для подальших теоретичних досліджень відхилення від осі свердловини (прогини) центрів поперечних перерізів КНКТ під час поперечних коливань у двох взаємно перпендикулярних площинах в першому наближенні приймемо рівними між собою і згідно [20] подамо у такому вигляді:

$$\begin{cases} y(x,t) = f \cdot \sin\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right); \\ z(x,t) = f \cdot \sin\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right), \end{cases} \quad (6.23)$$

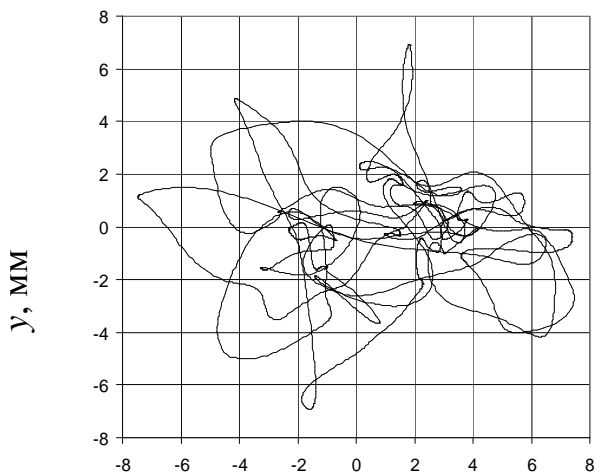
де $f = (D_o - D)/2$ – стріла прогину ділянки КНКТ у свердловині;

D_o – діаметр обсадної колони;

D – діаметр перерізу КНКТ;

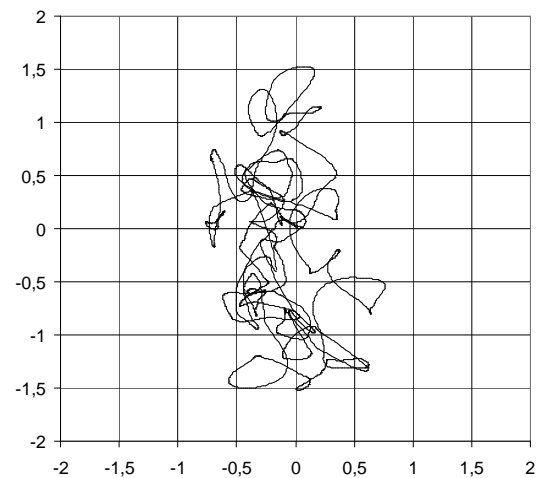
$x(t)$ – поздовжня координата довільного перерізу КНКТ, що є функцією часу t ;

l – довжина півхвилі прогину.



z, мм

а)

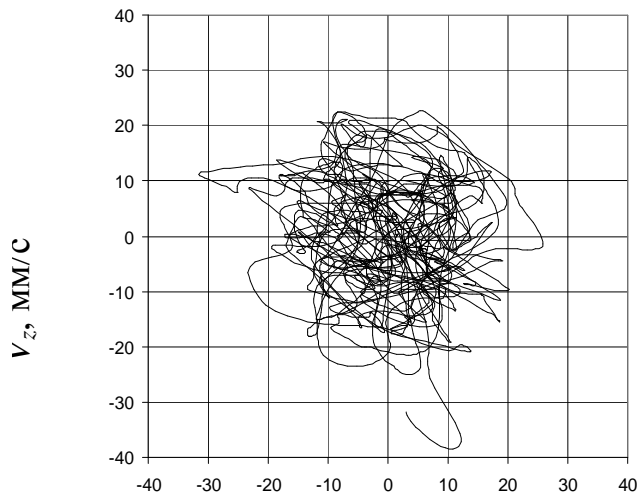


y, мм

б)

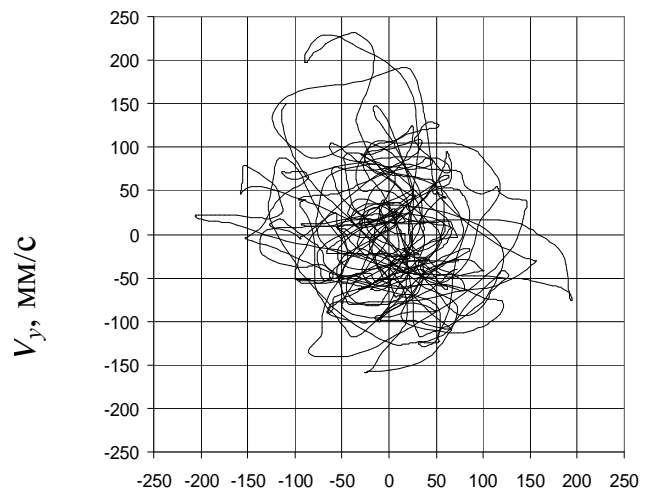
а) – на глибині 1035м; б) – на глибині 835м

Рисунок 6.13 – Траєкторії руху центрів поперечних перерізів КНКТ свердловини № 241, одержані під час відбору газу [64]



$V_y, \text{MM/C}$

а)

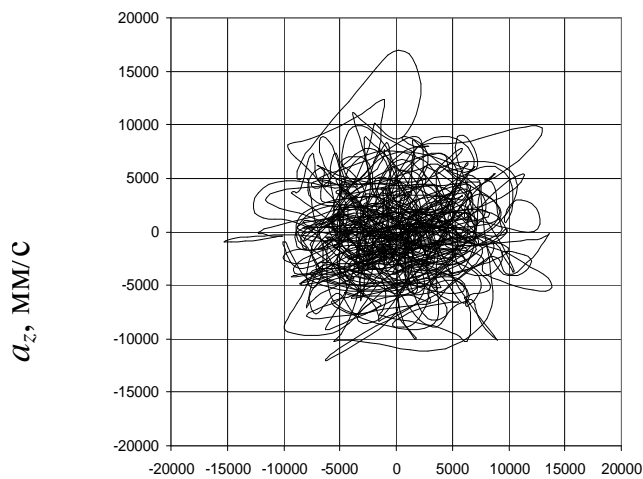


$V_z, \text{MM/C}$

б)

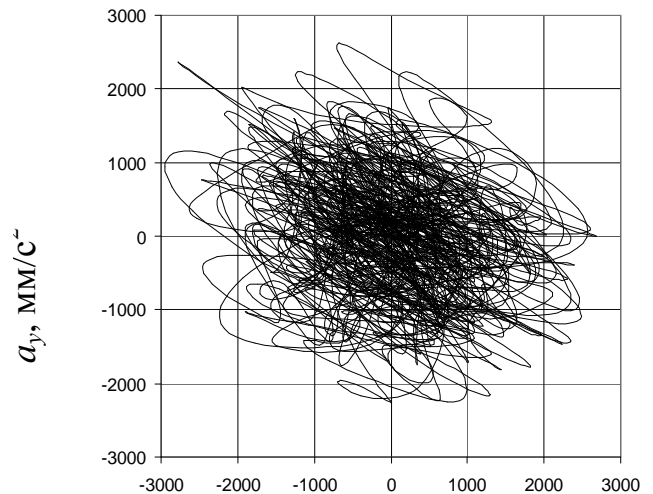
а) на глибині 1035м; б) на глибині 835м

Рисунок 6.14 – Годографи векторів швидкостей центрів поперечних перерізів КНКТ свердловини № 241 одержаних під час відбору газу [64]



$a_y, \text{MM/C}^2$

а)



$a_z, \text{MM/C}^2$

б)

а) на глибині 1035м; б) на глибині 835м

Рисунок 6.15 – Годографи векторів пришвидшень центрів поперечних перерізів КНКТ свердловини № 241 [64]

Будучи функціями часу, координати $y(x,t)$ та $z(x,t)$ у довільний момент часу будуть різними. Продиференціювавши систему (6.23) по часу t , отримаємо диференціальні залежності для проєкцій швидкості коливань центрів перерізів КНКТ:

$$\begin{cases} \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} = f \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right) \frac{\partial x(t)}{\partial t}; \\ \frac{\partial z(x,t)}{\partial t} = f \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right) \frac{\partial x(t)}{\partial t}, \end{cases} \quad (6.24)$$

або

$$\begin{cases} V_y = f \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right) V_x; \\ V_z = f \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right) V_x, \end{cases} \quad (6.25)$$

де $V_x = \frac{\partial x}{\partial t}$, $V_y = \frac{\partial y}{\partial t}$, $V_z = \frac{\partial z}{\partial t}$ – проєкції швидкостей коливань центру перерізу КНКТ.

Повторно диференціюючи систему (6.25) по часу t , отримаємо диференціальні залежності для проєкцій прискорень коливань центрів перерізів КНКТ:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_y}{dt} = f \left(\frac{\pi}{l}\right) \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \frac{dV_x}{dt} - \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) \frac{\partial x}{dt} V_x \right]; \\ \frac{\partial V_z}{dt} = f \left(\frac{\pi}{l}\right) \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \frac{dV_x}{dt} - \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) \frac{\partial x}{dt} V_x \right], \end{cases} \quad (6.26)$$

або

$$\begin{cases} a_y = f\left(\frac{\pi}{l}\right) \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) a_x - \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) V_x^2 \right]; \\ a_z = f\left(\frac{\pi}{l}\right) \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) a_x - \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) V_x^2 \right], \end{cases} \quad (6.27)$$

де $a_x = \frac{\partial V_x}{\partial t}$, $a_y = \frac{\partial V_y}{\partial t}$, $a_z = \frac{\partial V_z}{\partial t}$ – проекції прискорень коливань центру

перерізу КНКТ.

За результатами промислових досліджень [64] числові дані проекцій швидкості V_y і V_z та пришвидшення коливань a_y і a_z центрів поперечних перерізів колони НКТ відрізняються між собою на незначну величину. На основі цього приймаємо, що проекції $|V_y| \approx |V_z|$ $|a_y| \approx |a_z|$, і через них же виражаємо відповідно осьову швидкість і осьове прискорення коливань центрів перерізів КНКТ:

$$V_x = \frac{V_y}{f\left(\frac{\pi}{l}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right)} = \frac{V_z}{f\left(\frac{\pi}{l}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right)}, \quad (6.28)$$

$$a_x = \frac{\frac{a_y}{f}\left(\frac{l}{\pi}\right) + \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) V_x^2}{\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right)} = \frac{\frac{a_z}{f}\left(\frac{l}{\pi}\right) + \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) V_x^2}{\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right)}. \quad (6.29)$$

Підставивши (6.28) у (6.29), осьове прискорення a_x виражаємо через проекції прискорень a_y і a_z та проекції швидкостей V_y і V_z :

$$\begin{cases} a_x = \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \cdot \left\{ \frac{a_y}{f}\left(\frac{l}{\pi}\right) + \operatorname{tg}\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \frac{V_y^2}{f^2} \cdot \left(\frac{l}{\pi}\right) \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \right\}; \\ a_x = \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \cdot \left\{ \frac{a_z}{f}\left(\frac{l}{\pi}\right) + \operatorname{tg}\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \frac{V_z^2}{f^2} \cdot \left(\frac{l}{\pi}\right) \left[\cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \right\}. \end{cases} \quad (6.30)$$

Зведемо маси кожної прогнутих ділянок КНКТ до перерізів з максимальним їх віддаленням від осі свердловини (рис. 6.16) і прикладемо до них:

- силу, що дорівнюватиме вазі частини колони знаходиться під відповідним перерізом:

$$P_i(x) = q(L_K - x_i(t)), \quad (6.31)$$

- проекції сил інерції від поздовжніх та поперечних коливань:

$$\begin{cases} \Phi_{xi} = m_i a_{xi}; \\ \Phi_{yi} = m_i a_{yi}; \\ \Phi_{zi} = m_i a_{zi}, \end{cases} \quad (6.32)$$

де q – вага одиниці довжини КНКТ;

$m_i = M l_i / L_K$ – маса прогнутої ділянки КНКТ, зведена до перерізу в центрі півхвилі прогину;

M – загальна маса КНКТ;

L_K – загальна довжина КНКТ;

l_i – довжина півхвилі прогину ділянки КНКТ.

Результуюча осьова сила, що діє в перерізі КНКТ:

$$N_i(x) = P_i(x) \pm \Phi_{xi} = q(L_K - x_i(t)) \pm m_i a_{xi}. \quad (6.33)$$

Згинальні моменти, що діють в перерізі КНКТ в площинах поперечних коливань:

$$\begin{cases} M_{zi}(x) = (m_i g \pm m_i a_{xi}) y_i \pm m_i a_{yi} l_i / 2; \\ M_{yi}(x) = (m_i g \pm m_i a_{xi}) z_i \pm m_i a_{zi} l_i / 2, \end{cases} \quad (6.34)$$

де y_i, z_i – відхилення поперечних перерізів КНКТ, що є функціями часу

$$y_i = y_i(x, t), \quad z_i = z_i(x, t).$$

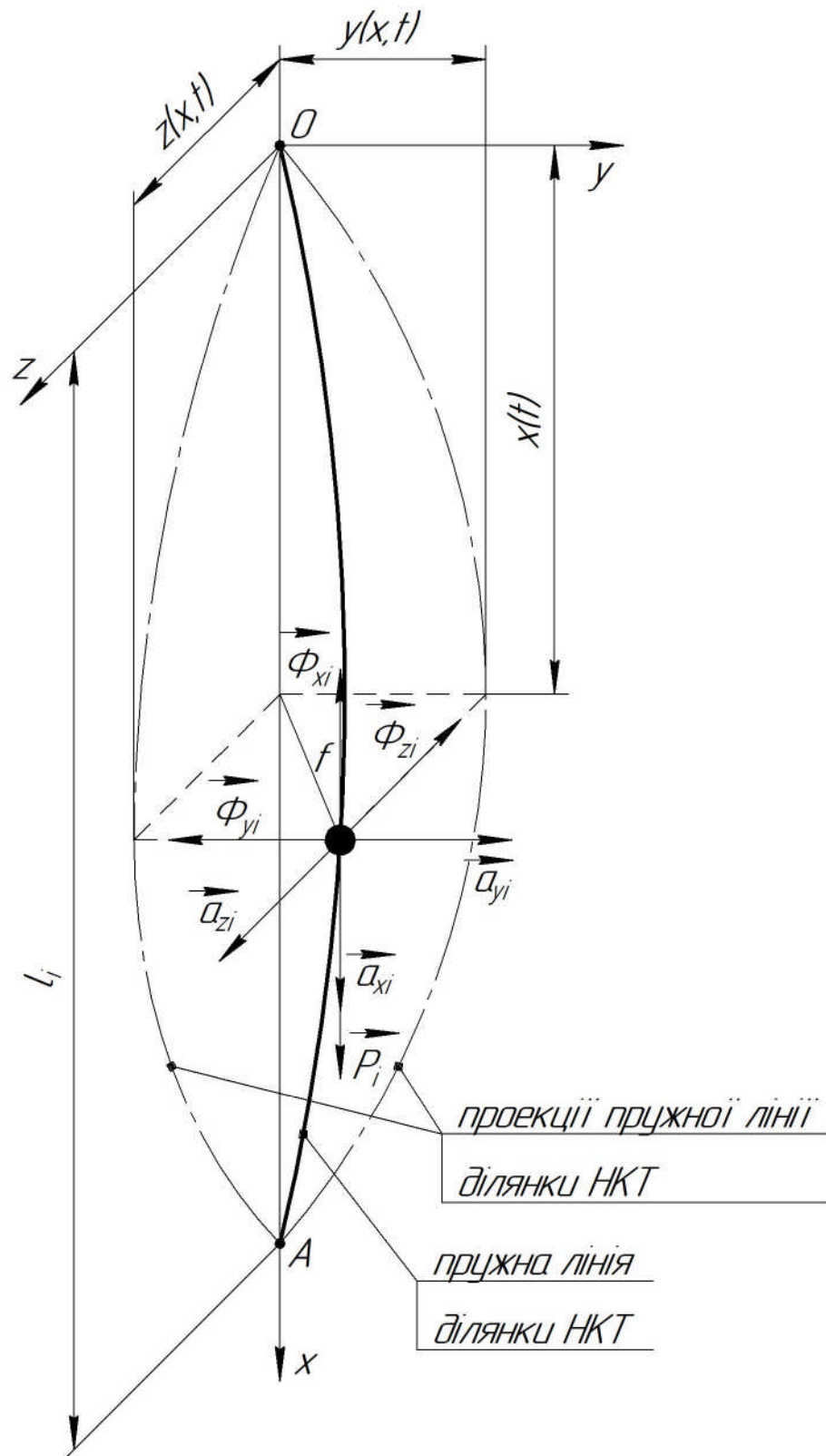


Рисунок 6.16 – Схема дії сил інерції та ваги на прогнуту ділянку КНКТ

Для (6.33) і (6.34) знак "+" береться коли напрями проекції прискорень протилежний координатним осям, знак "-", коли проекції прискорень співнапрямлені з координатними осями.

Сумарні згинальні моменти, що діють в перерізах КНКТ:

$$M_i(x) = \sqrt{(M_{yi}(x))^2 + (M_{zi}(x))^2}. \quad (6.35)$$

На основі принципу суперпозиції еквівалентні напруження в довільному перерізі КНКТ від дії осьових та згинальних навантажень згідно [16] подаються в такому вигляді:

$$\sigma_i(x) = \frac{N_i(x)}{F} + \frac{M_i(x)}{W}. \quad (6.36)$$

де F , W – площа поперечного перерізу та момент опору поперечного перерізу КНКТ, що згідно [16] визначаються за формулами відповідно:

$$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2); \quad (6.37)$$

$$W = \frac{\pi D^3}{32}(1 - c^4), \quad (6.38)$$

де d – внутрішній діаметр НКТ; $c = d/D$ – індекс НКТ.

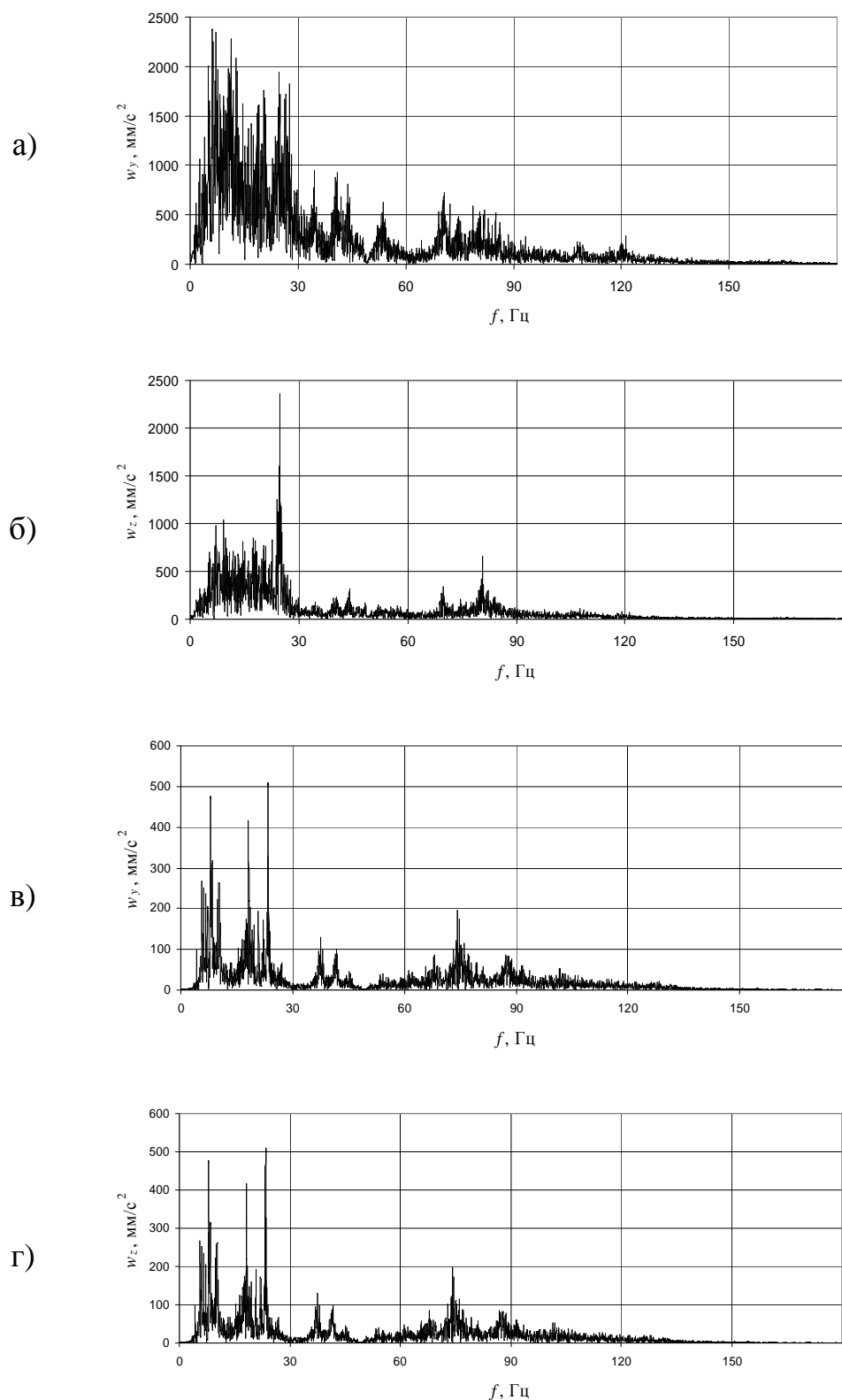
З урахуванням формул (6.33) - (6.35), (6.37) та (6.38) залежність (6.36) можна подати як функцію часу наступним чином:

$$\sigma_i(x, t) = \frac{4(q(L_K - x(t))_i \pm m_i a_{xi})}{\pi(D^2 - d^2)} + \frac{32\sqrt{(M_{yi}(x))^2 + (M_{zi}(x))^2}}{\pi D^3(1 - c^4)}, \quad (6.39)$$

або після деяких перетворень:

$$\sigma_i(x,t) \approx \frac{4}{\pi D^2} \left[(q(L_K - x_i(t)) \pm m_i a_{xi})(1 - c^2) + \right. \\ \left. + \frac{8}{D} \sqrt{(M_{yi}(x))^2 + (M_{zi}(x))^2 (1 - c^4)} \right]. \quad (6.40)$$

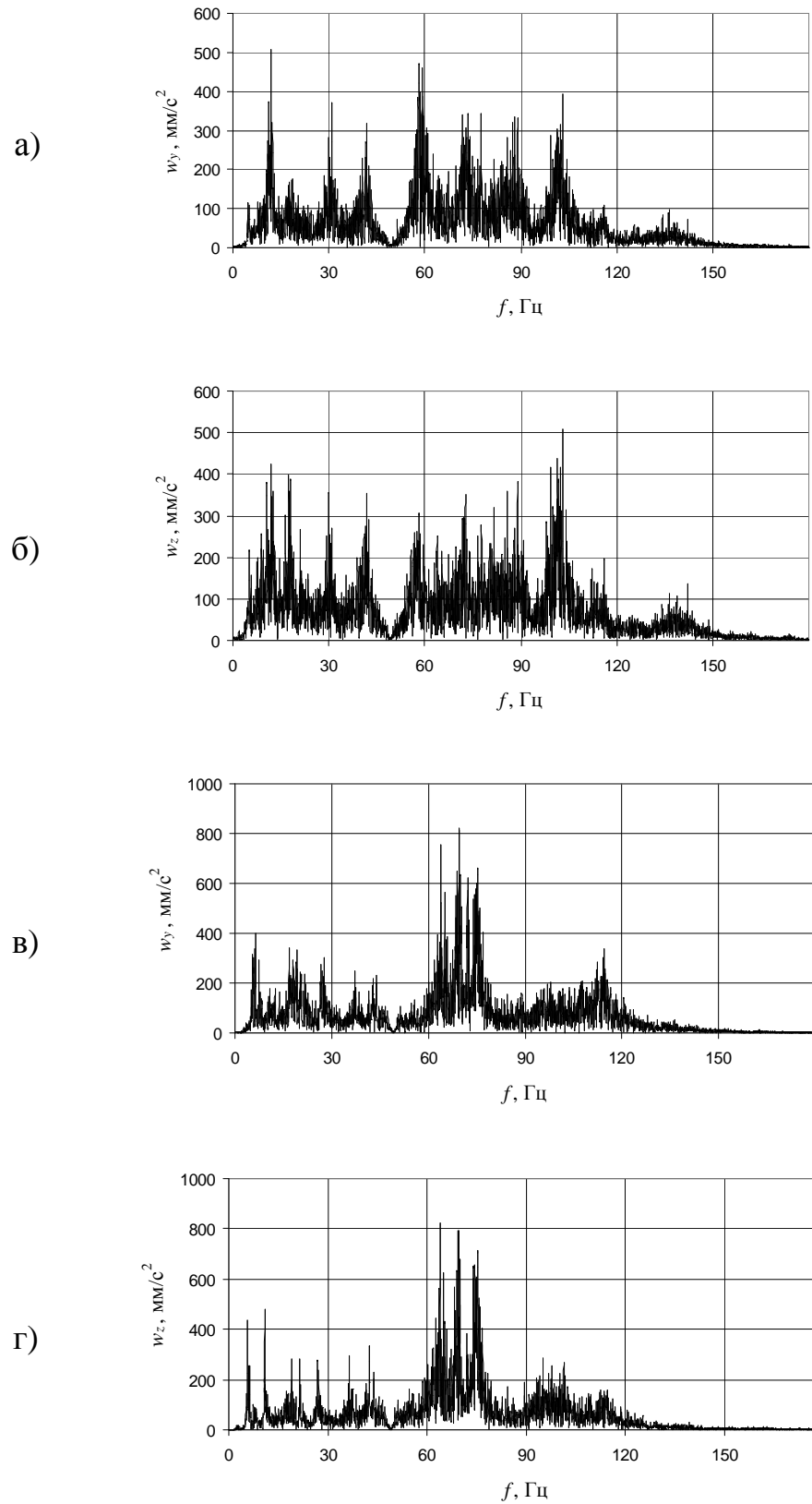
На основі встановленої залежності (6.40) зазначимо, що характер розвитку еквівалентних напружень в часі залежатиме від частоти зміни тиску газового потоку. Використовуючи результати теоретичних та експериментальних досліджень [63, 64] частоту пульсації газу кількісно можна оцінити за допомогою амплітудно-частотних характеристик поперечних коливань (рис. 6.16, 6.18). На основі аналізу приведених спектрів пришвидшень коливань можна стверджувати наступне. В режимі відбору газу основні гармоніки коливань КНКТ спостерігаються в діапазоні частот від 5 до 30 Гц; на глибині 1035м з пришвидшенням до 2500мм/с² на глибині 635м з пришвидшенням до 500мм/с². Крім основних спостерігаються і невеликі додаткові гармоніки коливань колони: на глибині 1035м – в діапазоні частот від 30 до 90 Гц; на глибині 635м – в діапазоні частот від 75 до 90 Гц. Варто відзначити, що картина коливань КНКТ в режимі закачування газу відрізняється від режиму відбору газу передусім більшою шириною спектру. На глибині 1020м відбуваються коливання з пришвидшенням до 500мм/с² в діапазоні частот від 5 до 120 Гц; на глибині 520м спостерігаються основні гармоніки коливань з пришвидшенням до 800мм/с² на частотах від 60 до 75Гц, другорядні гармоніки коливань з пришвидшенням до 400мм/с² в діапазоні частот від 5 до 120 Гц. Тому для визначення напружень в перерізах КНКТ необхідно брати до уваги частотний діапазон від 5 до 120 Гц.



а), б) проєкції пришвидшення на глибині 1035м;

в), г) проєкції пришвидшення на глибині 835м.

Рисунок 6.17 – Амплітудно-частотні характеристики поперечних коливань КНКТ свердловини №241 під час відбору газу [64]



а), б) проєкції пришвидшення на глибині 1020м;
 в), г) проєкції пришвидшення на глибині 520м.

Рисунок 6.18 – Амплітудно-частотні характеристики поперечних коливань КНКТ свердловини №34 під час закачування газу [64]

Для кількісної оцінки випадкових коливань КНКТ використано випадкові абсолютні характеристики [10, 24], основними з яких є дисперсія та спектральна щільність процесу. Дисперсія є енергетичною оцінкою випадкового процесу і чисельно дорівнює його середній потужності:

$$\sigma_{\sigma}^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} T^{-1} \int_0^T \sigma^2(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} \sigma^2 p(\sigma) d\sigma, \quad (6.41)$$

де T , $p(\sigma)$ – відповідно час реєстрації та густина розподілу напружень випадкового центрованого (з нульовим математичним очікуванням) процесу зміни напружень $\sigma(t)$.

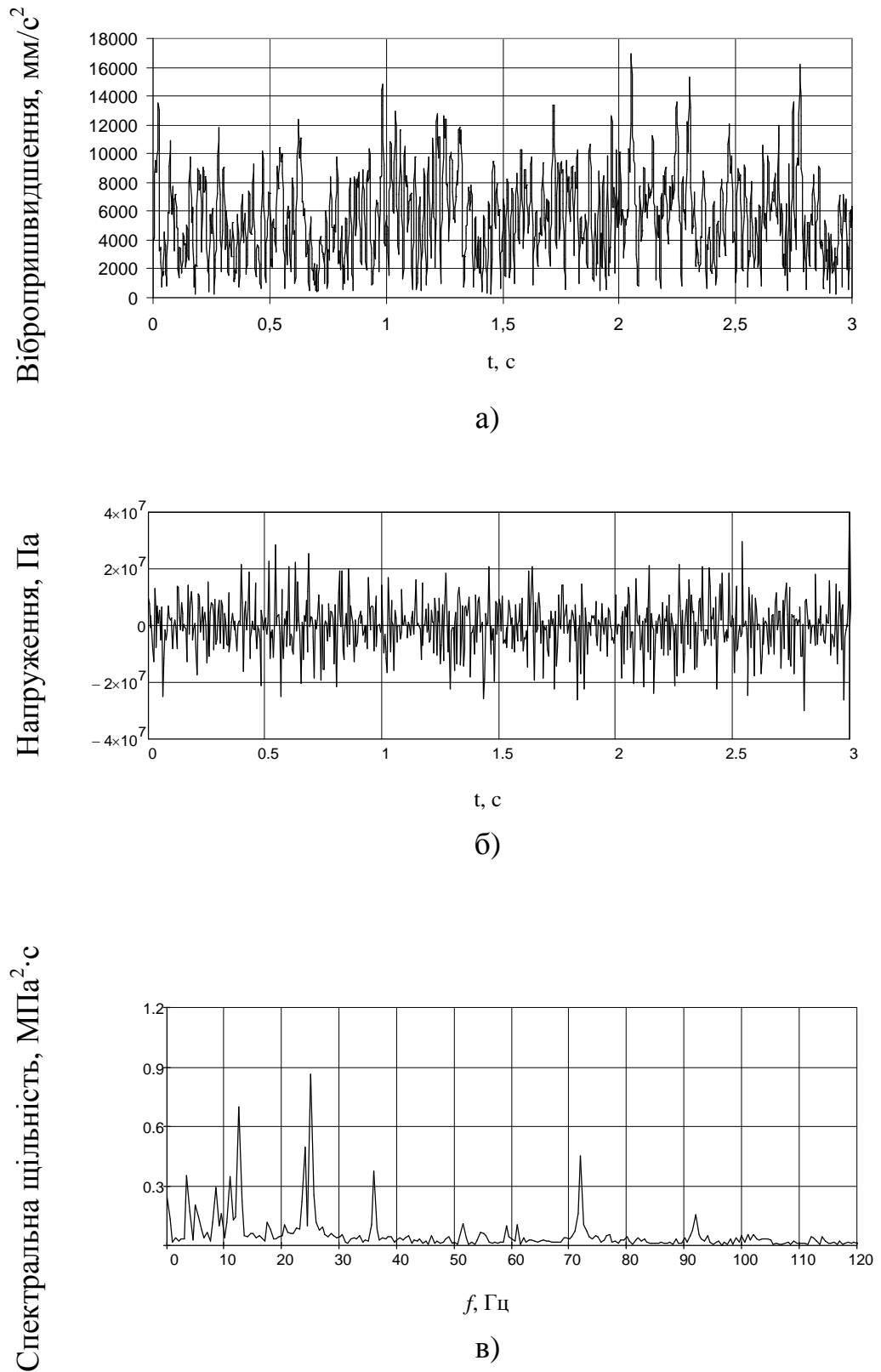
Спектральна щільність $S_{\sigma}(f)$ в діапазоні частот від f_{\min} до f_{\max} , та дисперсія цього коливання у вказаному діапазоні частот пов'язані між собою рівністю Парсеваля:

$$\sigma_{\sigma}^2 = \int_{f_{\min}}^{f_{\max}} S_{\sigma}(f) df. \quad (6.42)$$

Мінімальна частота процесу f_{\min} , подана в спектральній щільності, як правило, визначається тривалістю аналізу, тобто повним періодом низькочастотної компоненти спектра. Максимальна частота f_{\max} як верхня границя спектру оцінена на основі вибору значущої частки дисперсії, наприклад 90-99%, що міститься між двома частотними межами, шляхом інтегрування спектральної щільності:

$$\int_{f_{\min}}^{f_{\max}} S_{\sigma}(f) df = (0,9 \div 0,99) \sigma_{\sigma}^2. \quad (6.43)$$

Для аналізу таких коливальних процесів проведено розкладання складного процесу на прості компоненти та отримано функцію спектральної щільності напружень.



а) вібропришвидження; б) напруження; в) спектральна щільність напружень.

Рисунок 6.19 – Закон зміни еквівалентних напружень на глибині 1035м у перерізі КНКТ свердловини №241 під час відбору газу

Як показали результати розрахунків по даних свердловини №241 і №34 Більче-Волицького-Угерського ПСГ під час відбору газу найбільші напруження в перерізах КНКТ на глибині 1035м спостерігаються в околі частот 11,8 Гц, 25,5 Гц та 72,3Гц, що відповідають частотам перших трьох основних гармонік. На цих же частотах спостерігаються і більші значення спектральних щільностей напружень (рис. 6.19в): 0,71 МПа²·с, 0,85 МПа²·с та 0,45 МПа²·с відповідно. Саме тому ці гармоніки концентрують значущу частку енергії процесу зміни напружень. Такі ж закономірності із меншими амплітудами напружень отримано при розрахунку напруженого стану КНКТ в режимі закачування газу на свердловині №34.

6.4 Кінематичні передавальні функції колони насосно-компресорних труб за поперечно-згинальних коливань

Результати теоретичних і експериментальних досліджень, наведених у [63, 64] показують, що існує загальна тенденція до збільшення амплітуд вібрацій при переході від верхніх труб КНКТ до нижніх. Почергове зростання та спадання функцій (рис. 6.20) свідчить про те, що на амплітуди вібрацій суттєво впливає взаємодія КНКТ з обсадною колоною, яка зумовлена криволінійністю осі свердловини та її відхиленням від вертикалі. Часові залежності кінематичних характеристик (рис. 6.1) отримано для перерізів, що розташовувались кожні 100м по всій довжині колони [64]. Більші амплітуди вібрацій одержані для режиму відбору газу, менші – для режимів закачування. У випадку інтенсивних вібрацій КНКТ основну участь у динамічному процесі бере її нижня частина. Перераховані вище особливості підтверджують те, що динамічні параметри КНКТ на різних глибинах будуть різними. Оцінити їх можна за встановленою залежністю між параметрами коливань елементів відповідно “верху” та “низу” колони.

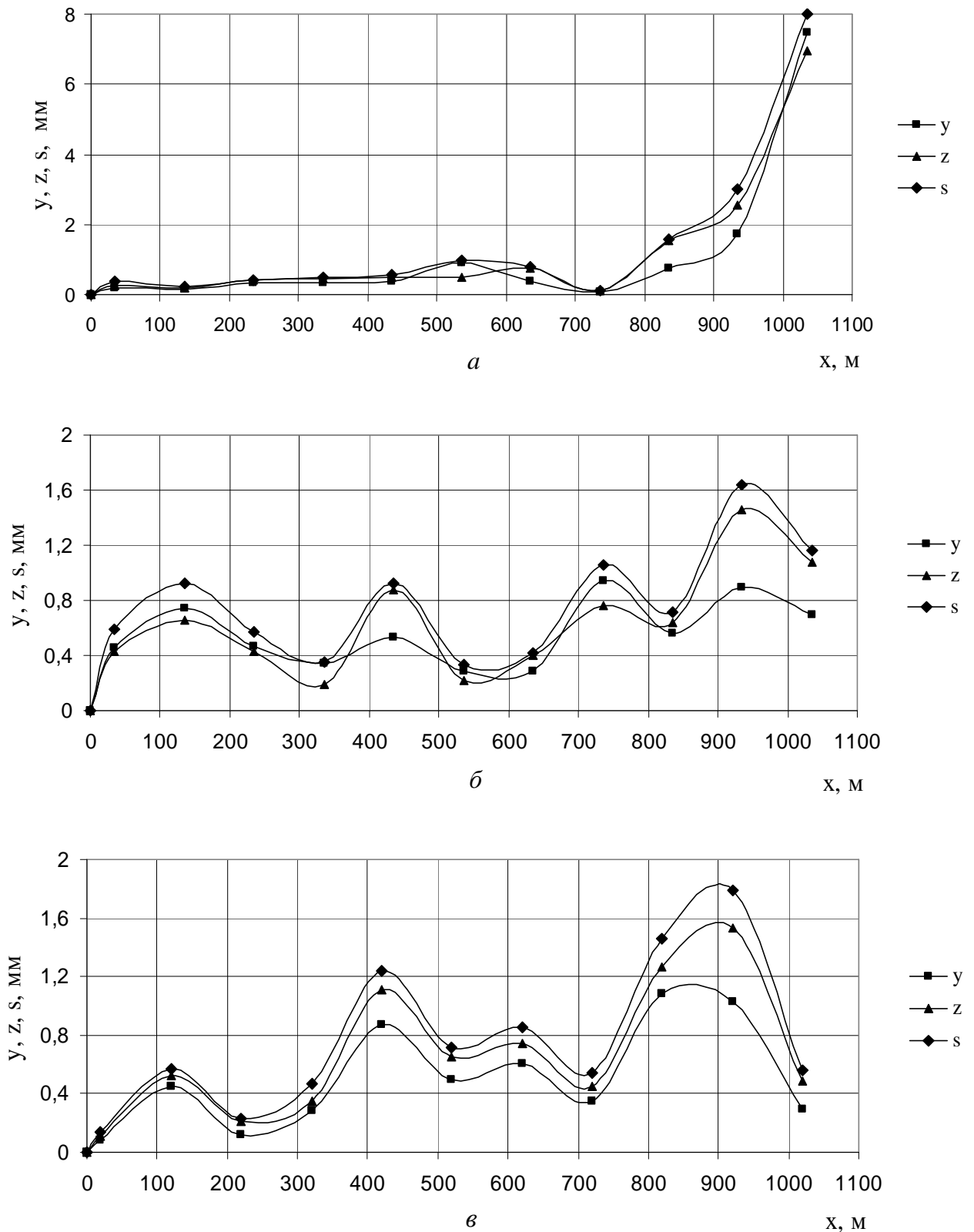


Рисунок 6.20 – Залежність вібропереміщень поперечних перерізів КНКТ свердловини № 241 (а, б) і №34 (в) від поздовжніх координат цих перерізів для відбору газу (а) та для заповнення газом (б, в) [64]

Залежність між віброшвидкістю елементів відповідно “верху” та “низу” КНКТ можна виражено за допомогою безрозмірної характеристики – кінематичної передавальної функції [234]. Згідно положень [235, 236], передавальна функція – це така функція, що описує перехідний процес в механічній системі і встановлює певний взаємозв’язок між її вхідним та вихідним сигналом:

$$w_n = \frac{\bar{V}_n}{\bar{V}_1}, \quad (6.44)$$

де $\bar{V}_1, \bar{V}_2, \bar{V}_3, \dots, \bar{V}_n$ – середнє значення віброшвидкості відповідно 1, 2, 3, ..., n перерізів колони.

За результатами апроксимації даних таблиці 4 середовищі Microsoft Excel встановлені такі емпіричні залежності для числового розрахунку передавальних функцій КНКТ та побудовано їх графічні залежності (рис. 6.21):

- для свердловини №241 в режимі відбору газу:

$$w = -10^{-13}\lambda^5 + 3 \cdot 10^{-10}\lambda^4 - 3 \cdot 10^{-7}\lambda^3 + 0,000\lambda^2 - 0,017\lambda + 1,434; \quad (6.45)$$

де $\lambda = L/\delta$ – безрозмірний коефіцієнт; L – відстань від першої труби біля гирла свердловини до перерізу КНКТ, який розглядається, м; $\delta = 100$ м – крок розрахунку;

- для свердловини №241 в режимі закачування газу:

$$w = 2 \cdot 10^{-12}\lambda^5 - 2 \cdot 10^{-9}\lambda^4 + \cdot 10^{-6}\lambda^3 - 0,000\lambda^2 + 0,034\lambda + 0,101; \quad (6.46)$$

- для свердловини №34 в режимі закачування газу:

$$w = 7 \cdot 10^{-12}\lambda^5 - 8 \cdot 10^{-9}\lambda^4 + 4 \cdot 10^{-6}\lambda^3 - 0,001\lambda^2 + 0,114\lambda + 1,775. \quad (6.47)$$

Таблиця 6.5 – Результати розрахунку кінематичних передавальних функцій поперечних коливань КНКТ

Відстань від першої труби біля гирла до перерізу L , м	Свердловина та тип технологічного процесу		
	№241 відбір газу	№241 закачування газу	№34 закачування газу
35	1,00	1,00	1,00
135	0,27	1,23	2,78
235	1,30	0,92	1,38
335	1,19	0,57	1,71
435	1,05	0,84	5,49
535	0,92	0,77	2,35
635	1,57	0,90	1,85
735	0,38	1,47	2,24
835	1,81	1,14	2,70
935	4,97	2,80	5,69
1035	10,82	2,29	1,65

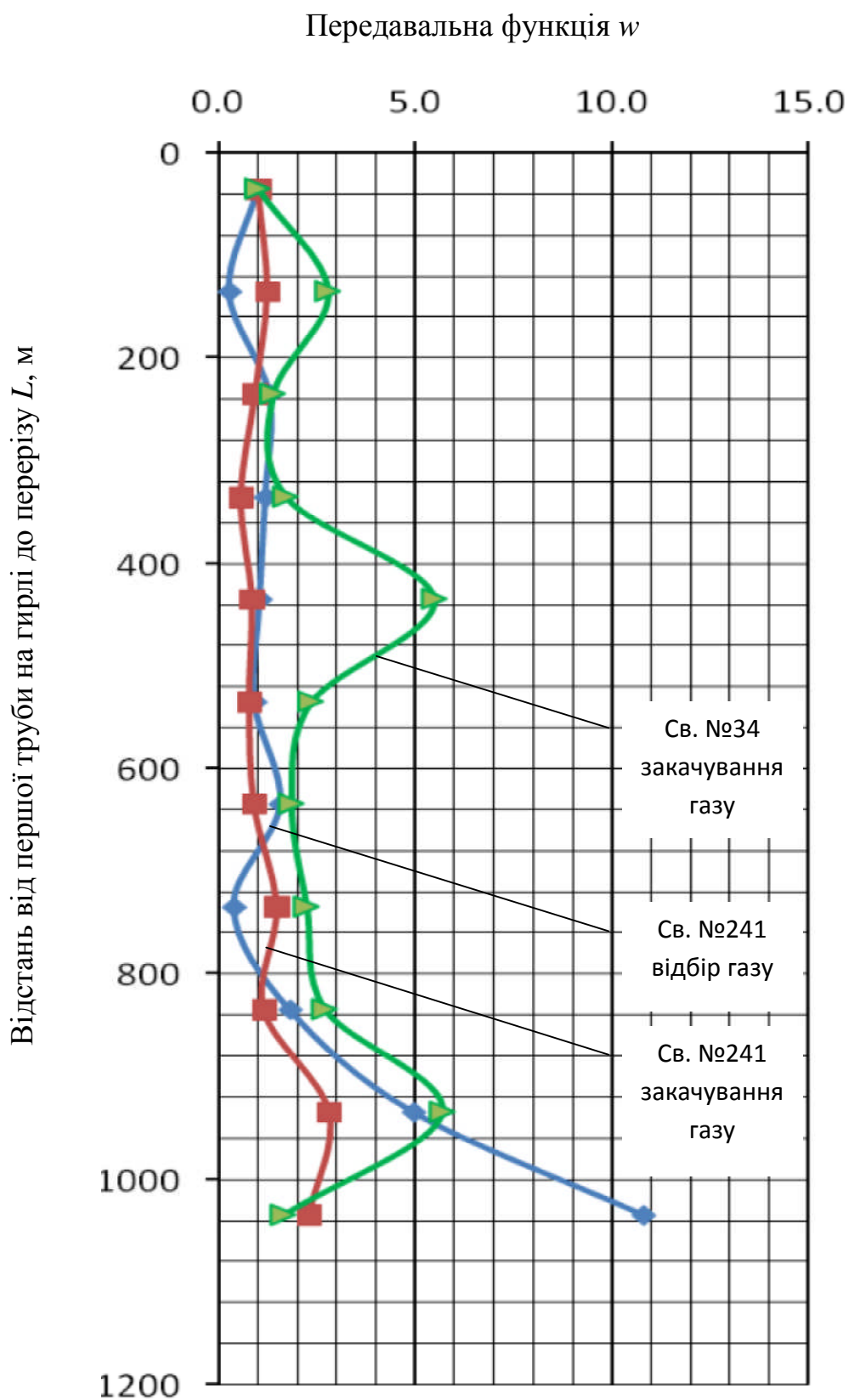


Рисунок 6.21 – Залежність кінематичних передавальних функцій КНКТ від глибини свердловини

Як видно з рисунку 6.21, залежності передавальних функцій КНКТ від їх довжини є доволі різними. Таку особливість можна пояснити наступним чином. Поширюючись від низу по тілу бурильної труби чи НКТ, як по однорідному середовищу, механічні хвилі натрапляють на своєрідні "перешкоди" – різьбові з'єднання. При цьому відомо [237], що більша частина хвилі, яка "пройшла" крізь таку "перешкоду", поширюється далі по колоні вгору, а менша частина – відбивається назад. В першому випадку відбита хвиля збільшує амплітуду падаючої хвилі, а в другому – зменшує її. Оскільки ми маємо справу не з одинарною відбитою хвилею, а нескінченним рядом відбивань, то "падаючі" та "відбиті" хвилі певним чином збільшують або зменшують амплітуду коливань. Хвилеподібний характер зміни передаточних функцій для КНКТ в процесі відбору чи закачування газу відбувається внаслідок ударних явищ, викликаних взаємодією її нижньої частини з обсадною колоною; для бурильної колони – внаслідок притискання та тертя її нижньої частини до стінок свердловини.

За відомих значень кінематичних передавальних функцій можна визначити числове значення поточної швидкості коливань довільного перерізу КНКТ. Встановлені аналітичні залежності (6.45) – (6.47) дають можливість отримати розв'язок низки прикладних задач, пов'язаних з: визначенням внутрішніх сил та моментів в перерізах КНКТ, а також сил взаємодії КНКТ із обсадною колоною; виконати оптимізацію параметрів пружних ліній КНКТ; розробити практичні рекомендації щодо удосконалення конструкцій компоновок колон та технології відбору чи закачування газу у газосховища.

6.5 Обґрунтування вибору кінетичного потенціалу колони насосно-компресорних труб в якості енергетичного критерію втомної міцності її елементів

Інтенсивні поперечно-згинальні коливання КНКТ є основною причиною виникнення змінних напружень і, як наслідок втомного руйнування металу труб, їх самовідгвинчування та обриву. При цьому не існує вичерпної відповіді, яка б пояснювала особливості можливих критичних напружених станів та руйнування з позиції втоми. Тож очевидно є потреба у нових критеріях, за якими можна було б спрогнозувати число циклів навантаження елемента КНКТ до руйнування. Оцінка довгострокової втомної міцності різьбових з'єднань колони НКТ як найбільш уразливих її елементів – це одна з важливих технічних задач, яка є актуальною в сфері експлуатації нафтогазовидобувного обладнання, оскільки попри численні дослідження, проблема втомних руйнувань залишається невирішеною.

Особливістю роботи елементів КНКТ в режимі інтенсивних поперечних коливань є складний характер навантажування, пов'язаний, у першу чергу із його багаточастотністю [225, 238] (рис. 6.14). Це суттєво ускладнює оцінку динамічного напруженого стану в перерізах колони та довговічності її елементів [239]. Необхідно взяти до уваги принципово важливий факт, що руйнування матеріалу під дією тривалого багаточастотного нестационарного навантаження є багатостадійним процесом, вплив кожної стадії якого, врешті-решт, і визначає довговічність елемента КНКТ в заданих умовах. Тому розгляд специфіки і базових чинників, які визначають кожну стадію процесу руйнування є необхідним для підвищення рівня достовірності і точності оцінки міцності та довговічності. У цьому аспекті особливо важливим є врахування потенційного розвитку у процесі експлуатації наявних тріщиноподібних дефектів, спричинених сумісною дією робочих навантажень, що в подальшому призводять до руйнування матеріалу труб (рис. 6.22).



а)



б)



в)



г)



д)

а), б), в) втомні руйнування НКТ;
г), д) НКТ після падіння у свердловину

Рисунок 6.22 – Приклади руйнування елементів КНКТ

Інженерний досвід експлуатації нафтогазовидобувного обладнання [240] засвідчує, що робота більшості механізмів та вузлів під навантаженням добре узгоджується з результатами теоретичних розрахунків на міцність, які базуються на механічних підходах. Однак такі властивості матеріалів, як масштабний фактор, розкид міцності, вплив на міцність швидкості навантажування та інші, неможна пояснити з позицій механіки суцільного середовища, так як основною причиною їх прояву є найбільш небезпечні, хоча і нечисленні дефекти. Вплив цих дефектів без особливих труднощів можна враховувати статистичними методами, якщо вважати, що основна маса дрібних дефектів на макроміцність не впливає. В такому ракурсі, проблема пошуку критеріїв міцності може бути раціонально вирішена шляхом кількісної оцінки міцнісних властивостей матеріалу з позицій механічних теорій, з припущенням про безкінечну ділимість та однорідність матеріалу, з відповідною корекцією статистичними методами для врахування впливу характерних для даного матеріалу найбільш небезпечних дефектів.

Задачами про встановлення критеріїв втомної міцності з позицій енергетичних теорій [241] займалось багато науковців. Теорія про те, що небезпечний стан матеріалу настає з досягненням питомою потенціальною енергією деякої межі, була сформульована вченим Бельтрамі, а пізніше розвинена Хейгом. У випадку від'ємного кульового тензора за критерій міцності Губером запропоновано приймати не повну величину потенціальної енергії, а тільки ту її частину, яка витрачається на зміну форми.

Вивчаючи питання пластичної деформації матеріалів, Мізес та Генкі узагальнили теорію Губера і незалежно один від іншого дійшли до висновку, що остання справджується як при додатному, так і при від'ємному кульовому тензорі напружень. За їх теорією критичний стан матеріалу настає з досягненням енергією, яка затрачається на зміну форми, деякої граничної величини. Однак цим не вичерпується трактування фізичного змісту цієї теорії. Задачу про встановлення критеріїв втомної міцності з інших позицій розв'язував Д.І. Гольцев, який виходив з того, що інваріантом напруженого

стану є питома енергія розсіювання, пов'язана з дотичними силами внутрішнього опору, що діє по площадці октаедра. Критерії втомної міцності, засновані на врахуванні розсіювання такої енергії, розглядалися В.Т. Трощенко. Враховуючи той факт, що із збільшенням енергії, яка розсіювалась в матеріалі за цикл, збільшувались її витрати в результаті розсіювання теплоти в навколишнє середовище і т.п. В.Т. Трощенко запропонував наступну вихідну формулу, яку можна розповсюдити на випадок складного напруженого стану:

$$\sum_1^N \left(W - W_0 \left(\frac{W}{W_0} \right)^\alpha \right) = C, \quad (6.48)$$

де N – число циклів до руйнування; W – енергія, розсіяна в одиниці об'єму матеріалу за цикл, яка рівна площі петлі гістерезису, побудованої в координатах σ - ε ; C – константа матеріалу; α – коефіцієнт, який згідно [28] можна прийняти рівним 0,5.

В загальному випадку вирішальну роль в механізмі поглинання енергії деформації відіграє утворення лінійних дефектів кристалічної структури і дислокацій. Наявність дислокацій в кристалічній структурі металу проявляється через збільшення внутрішньої енергії системи, яку називають запасеною, прихованою, поглинутою, латентною енергією деформації. При формулюванні критерію втоми у [242] вважається, що циклічна міцність визначається кількістю накопиченої в зразку прихованої енергії деформації, яка на момент руйнування досягає деякої критичної величини. Згідно даних досліджень [234, 244] в процесі циклічних навантажень відбувається накопичення пластичних деформацій від циклу до циклу, причому закономірність накопичення деформації має немонотонний характер. Критерій втоми в цьому випадку має вигляд:

$$\sigma^m N = \frac{\sigma_T e^{\alpha\sigma}}{CE} \left[\ln\left(\frac{k}{1-k}\right) \left(\ln\left(\frac{W_*}{W_0} - 1\right) \right)^{-1} + 1 \right], \quad (6.49)$$

де σ – середнє робоче напруження; m – показник степеня рівняння кривої втоми; σ_T – границя плинності матеріалу; E – модуль пружності матеріалу; $W_* = W/k$; W – величина прихованої енергії деформації при $0 < k < 1$; W_0 – величина прихованої енергії, розсіяної в матеріалі за цикл при напруженнях, рівних границі втоми.

Узагальнення накопиченого експериментального та теоретичного матеріалу [63, 64, 228, 233, 234] та аналіз існуючих теорій міцності [242, 243, 244] дає підстави сформулювати деякі апріорні думки стосовно міцності матеріалу, а також виявити основні розрахункові показники, які можуть бути прийняті як параметри інваріантної до напруженого стану функції при розробці та обґрунтуванні нових критеріїв міцності. На даний час для розробки загальної теорії втомної міцності недостатньо інформації про втому саме в тих умовах, які є найбільш важливі для інженерної практики, наприклад, для високоміцних матеріалів, що працюють в умовах впливу відносно малих напружень [239, 241]. Проведені фундаментальні дослідження механізмів зародження втомних тріщин відносяться до високопластичних металів, деформація яких зв'язана з надзвичайною локалізацією процесу втоми. Чим менш пластичний матеріал, тим ступінь локалізації вище. Таким чином, методи оптичної та електронної мікроскопії, що прийнятні для дослідження чистих металів і м'яких сплавів, часто виявляються неприйнятні у випадку високоміцних матеріалів. Тому енергетичні методи можуть виявитись найбільш перспективними для вирішення проблеми втоми.

Вивчення втоми металів з деформаційних та енергетичних позицій дозволяє в ряді випадків оцінювати кінетику пошкоджуваності при циклічному навантаженні [243]. Велике значення в цьому процесі має зв'язок

розсіювання енергії в матеріалі з втомною міцністю. За кількістю розсіювання енергії і її зміні можна судити про величину та кінетику накопичення втомних пошкоджень і, відповідно, прогнозувати довговічність.

Під час відбору чи закачування газу КНКТ знаходиться під дією багатоциклових навантажень, що є наслідком низько- так і високочастотних коливань. Тому задачу про визначення прихованої енергії деформації довільного елемента КНКТ в таких умовах з достатньою точністю можна звести до визначення його внутрішньої енергії [245]. Для цього КНКТ, яка складається із великої кількості послідовно згвинчених між собою труб розглядатимемо як довгомірну пружну механічну систему, що перебуває під дією випадкового вібраційного навантаження. Елементарний запас кінетичної енергії накопичений довільною ділянкою КНКТ в процесі її коливань складається з елементарної потенціальної енергії деформації, внутрішньої енергії та деякої дисипативної функції:

$$dT = d\Pi + dW + d\Phi, \quad (6.50)$$

де T – кінетична енергія ділянки колони НКТ, яка накопичена в результаті її коливань;

Π – потенціальна енергія деформації ділянки колони НКТ;

Φ – дисипативна функція, тобто енергія, яка затрачається на згасання коливань ділянки КНКТ внаслідок її тертя до стінок свердловини.

За умови незначного контакту КНКТ із стінками свердловини дисипативною функцією Φ можна знехтувати і після усереднення рівняння (6.50) отримаємо:

$$T = \Pi + W,$$

звідки запас внутрішньої прихованої енергії виразимо різницею між кінетичною та потенціальною енергією:

$$W = T - \Pi . \quad (6.51)$$

Згідно основних положень аналітичної механіки [193] різницю між кінетичною та потенціальною енергією називають кінетичним потенціалом, який виражається функцією Лагранжа:

$$L = T - \Pi ; \quad (6.52)$$

Враховуючи основні принципи кінематики складного руху, кінетичні енергії осьових та поперечних коливань деформованої ділянки КНКТ запишемо наступним чином:

$$T_{oc} = \frac{m_i V_{oc}^2}{2} = \frac{m_i V_x^2}{2} ; \quad (6.53)$$

$$T_n = \frac{m_i V_n^2}{2} = \frac{m_i (V_y^2 + V_z^2)}{2} , \quad (6.54)$$

де m_i – маса ділянки КНКТ, зведена до конкретного перерізу; $V_n = \sqrt{V_y^2 + V_z^2}$ – швидкість поперечних коливань центру перерізу ділянки КНКТ; V_y, V_z – проекції швидкості поперечних коливань центру перерізу ділянки КНКТ [1]; $V_{oc} = V_x$ – швидкість осьових (поздовжніх) коливань центру перерізу ділянки КНКТ, що визначається за формулою (6.28); при чому довжина півхвилі прогину кожної ділянки у двох взаємно перпендикулярних напрямках визначається аналогічно схемі, наведеній на рис. 6.5.

З урахуванням (6.50) і (6.51) кінетична енергія ділянки колони НКТ з поздовжньою координатою x матиме вигляд:

$$T = T_{oc} + T_n = \frac{m_i (V_x^2 + V_y^2 + V_z^2)}{2} . \quad (6.55)$$

Згідно [230] потенціальну енергію деформації колони НКТ як довгомірного стрижня можна визначити наступним чином:

$$\Pi(x) = \int_0^l \frac{M_{3z}^2(x)}{2EJ} dx, \quad (6.56)$$

де $M_{3z}(x) = \sqrt{(M_y(x))^2 + (M_z(x))^2}$; $M_y(x)$, $M_z(x)$ – згинальні моменти, що діють на переріз НКТ у двох взаємно перпендикулярних площинах, як функції поздовжньої координати x , визначені у [228];

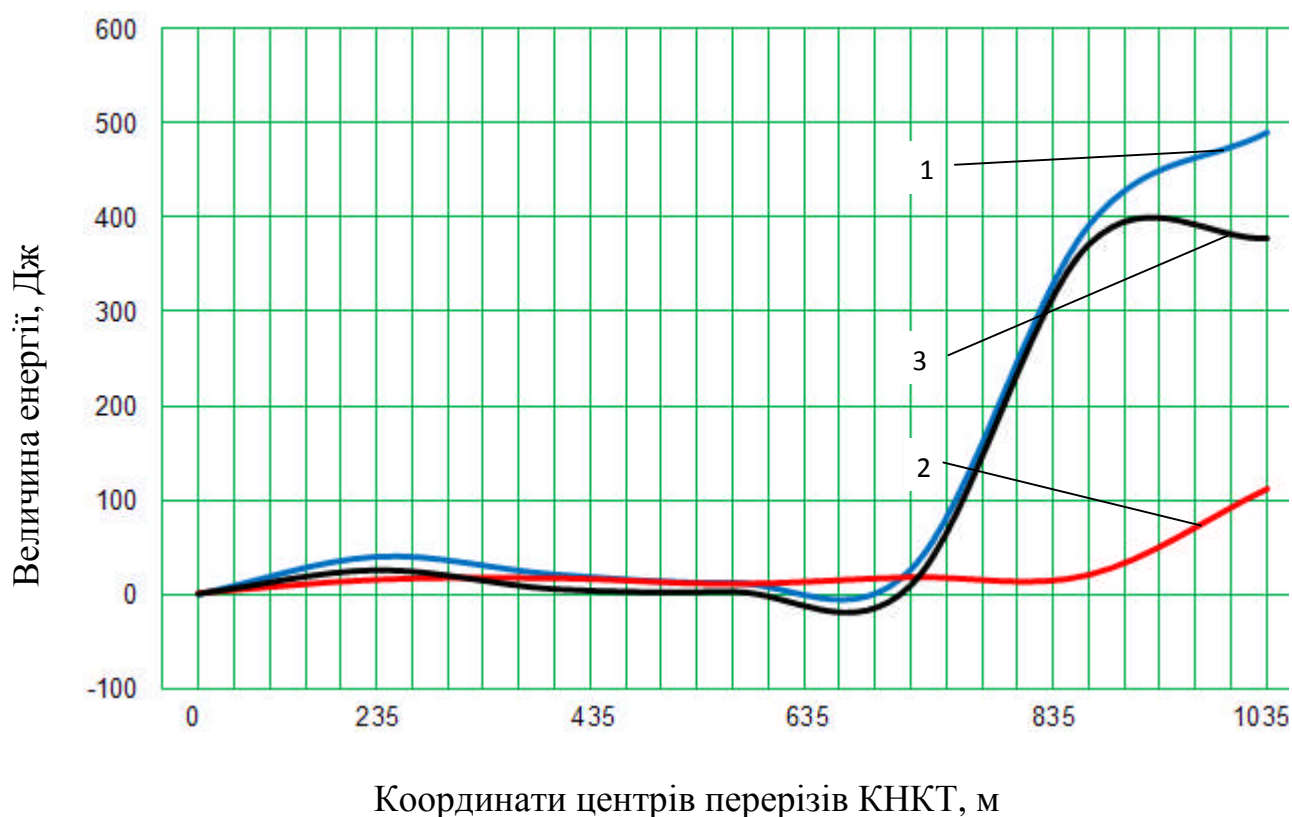
J – момент інерції поперечного перерізу труби.

Підставивши (6.55) і (6.56) у (6.52) кінетичний потенціал, ділянки КНКТ подамо в такому вигляді:

$$L = \frac{1}{2} \left(m(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) - \int_0^l \frac{M_{3z}^2(x)}{EJ} dx \right). \quad (6.57)$$

Зміну кінетичного потенціалу КНКТ із глибиною свердловини демонструють графічні залежності, відображені на рис. 6.23 і 6.24. Як показали результати теоретичних досліджень, проведених за залежністю (6.57), значним запасом кінетичної енергії під час коливань володіє нижня частина колони НКТ, ділянки якої “вібрують” з більшими швидкостями, ніж ділянки верхньої частини. Зазначаючи найбільших амплітуд прогинів у поперечних напрямках внаслідок таких вібрацій, нижня частина КНКТ набуває і більшої потенціальної енергії. Якщо для режиму відбору газу (рис. 6.23) накопичення кінетичного потенціалу притаманне тільки нижній частині колони виключно за рахунок її інтенсивних коливань, то в режимі заповнення газом (рис. 6.24) характерне збільшення кінетичного потенціалу по всій довжині колони пояснюється як самими вібраціями, так і амплітудами поперечних прогинів. Тому характер зміни кінетичного

потенціалу по довжині КНКТ в режимі відбору чи закачування газу, залежить як від інтенсивності коливань її ділянок, так і від геометрії її осі.

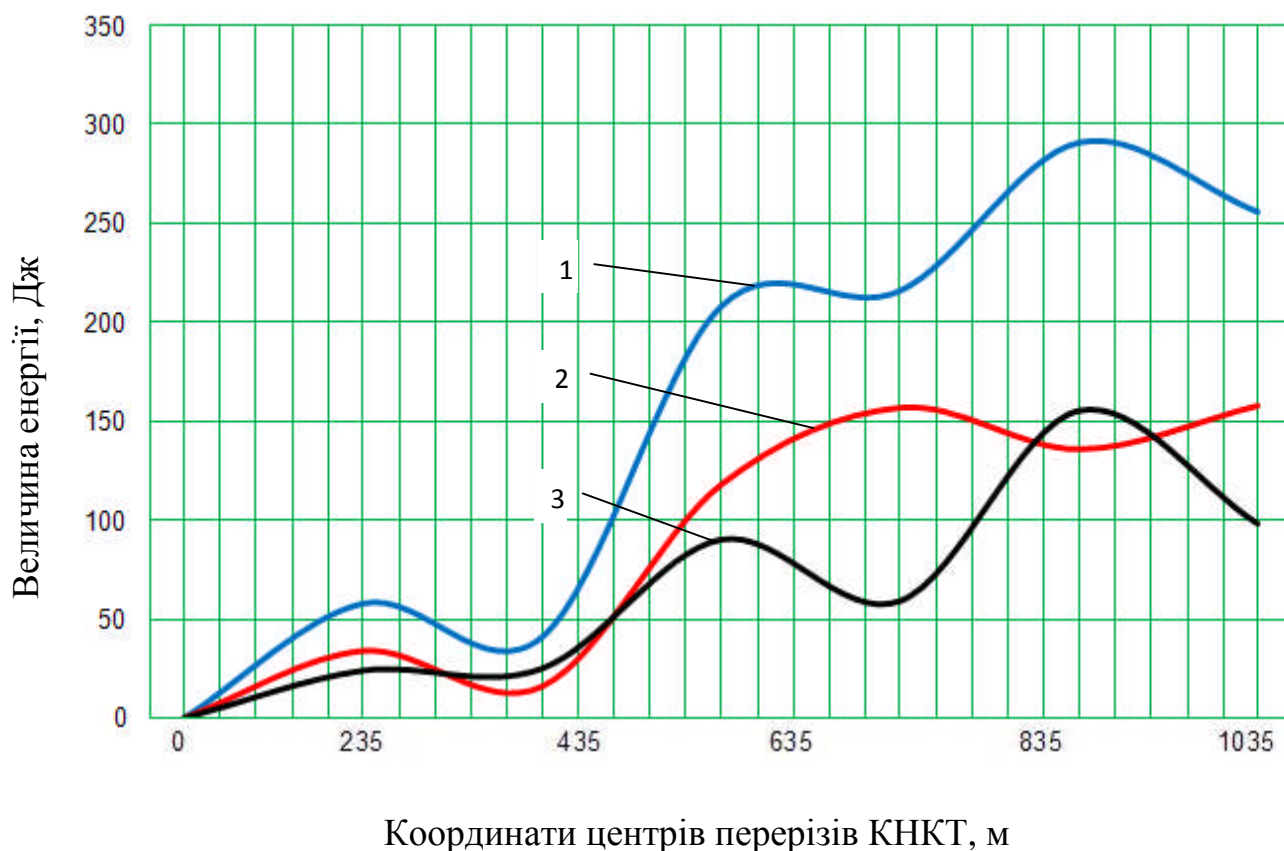


1 - кінетична енергія коливань; 2 - потенціальна енергія деформацій;
3 - кінетичний потенціал

Рисунок 6.23 – Графічні залежності зміни енергетичних параметрів колони НКТ від її довжини в процесі відбору газу через свердловину №241

Отримані графічні залежності, в основу яких закладені вирази (6.50) – (6.52), мають важливе теоретичне і практичне значення. З них випливає, що загальна механічна енергія КНКТ, як пружної системи, є постійною, і при стійкій вібрації робота, виконана зовнішніми та внутрішніми амортизуючими силами, при даному рівні енергії $W = L$ взаємно компенсується. Якщо повну деформацію ділянки КНКТ подати у вигляді суми пружної, пластичної та деформації пошкоджуваності, то остання складова залежить від рівня

максимальних напружень. Виходячи з таких міркувань, критерій втоми (6.49) в такому випадку можна подати так:



1 - кінетична енергія коливань; 2 - потенціальна енергія деформацій;
3 - кінетичний потенціал

Рисунок 6.24 – Графічні залежності зміни енергетичних параметрів колони НКТ від її довжини під час заповнення газом через свердловину №241

$$\sigma^m N = \frac{\sigma_T e^{\alpha\sigma}}{CE} \left[\ln\left(\frac{k}{1-k}\right) \left(\ln\left(\frac{L}{kL_0} - 1\right) \right)^{-1} + 1 \right]. \quad (6.58)$$

На даний час, в силу об'єктивних та суб'єктивних труднощів, недостатньо розроблені математичні моделі розрахунку показників надійності елементів КНКТ, в яких би враховувався вплив вібрації колони, що часто призводить до втомних руйнувань в умовно вертикальних свердловинах, де згідно із розрахунками [239] вони повинні бути відсутні. За

таких обставин із (6.58) число циклів до руйнування елемента КНКТ, який перебуває під дією багатоциклового вібраційного навантаження, можна виразити наступним чином:

$$N = \frac{\sigma_T e^{\alpha\sigma}}{\sigma^m CE} \left[\ln\left(\frac{k}{1-k}\right) \left(\ln\left(\frac{L}{kL_0} - 1\right) \right)^{-1} + 1 \right]. \quad (6.59)$$

Залежності (6.58) і (6.59), отримані виходячи з енергетичної уяви про природу втомного пошкодження і встановлені на засадах теорії втомного руйнування, після експериментального підтвердження можуть використовуватись для оцінки довговічності елементів колони протягом її експлуатації за певним технологічним процесом.

6.6. Висновки до розділу 6

Результатом опрацювання існуючих промислово-експериментальних та проведення власних теоретичних досліджень динамічних режимів роботи КНКТ є наступне.

1. Встановлення емпіричних залежностей для визначення координат пружної лінії, згинальних моментів та напружень згину в довільному перерізі КНКТ, що є теоретичним підґрунтям для системного дослідження нелінійних згинальних коливань колони в режимах закачування та відбору газу, а також проведення розрахунків елементів колони на міцність та довговічність.
2. Під час поперечно-згинальних коливань КНКТ на режимах закачування чи відбору газу великі напруження спостерігаються на частотах, які в першу чергу пов'язані з неусталеним режимом руху в насосно-компресорних трубах газових потоків. Більші напруження та рівні вібрацій притаманні процесам відбору газу, менші – процесам закачування; амплітуди напружень від поперечних коливань нижньої частини колони значно перевищують амплітуди напружень від поздовжніх коливань; порівняно невеликі частки

дисперсії, що припадають на високочастотну область спектра, суттєво впливають на кількісну оцінку напруженого стану.

3. Хвилеподібний характер зміни передавальних функцій по довжині колони НКТ пояснюється механічною “інтерференцією” “падаючих” та “відбитих” хвиль, які певним чином збільшують або зменшують амплітуду коливань, а також взаємодією її нижньої частини з обсадною колоною.

4. Повертаючись до проблеми втомної міцності та довговічності елементів КНКТ, що працюють в умовах інтенсивних коливань, обґрунтовано критерій, за яким можна оцінити вплив вібрацій на довговічність елементів колони, які перебувають в “епіцентрах” вібраційних навантажень. Зважаючи на переваги та недоліки існуючих теорій міцності, особливості вібраційного навантажування КНКТ та специфіку втомного руйнування її елементів у процесі експлуатації задача про використання кінетичного потенціалу в якості енергетичного критерію втомної міцності та довговічності НКТ в подальшому вимагатиме експериментального підтвердження.

5. За результатами теоретичних досліджень встановлено, що кінетичний потенціал колони насосно-компресорних труб в режимі відборі газу майже у 4 рази є більшим, ніж при закачуванні. Дане співвідношення підтверджується статистикою руйнувань колон в процесі експлуатації на свердловинах Більче-Волицько-Угерського ПСГ.

РОЗДІЛ 7

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ЗА ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ

7.1 Експериментально-теоретичний спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань колони насосних штанг

В процесі видобування нафти з використанням ШСНУ на КНШ діє система статичних та динамічних сил [3, 246]. До статичних належать сили ваги штанг, плунжера насоса і стовпа пластової рідини над плунжером. Динамічні сили виникають у результаті нерівномірного руху колони штанг і рідини. Крім того, на КНШ діють сили механічного тертя між штангами і НКТ, між плунжером і циліндром, сили в'язкого гідродинамічного тертя між КНШ і рідиною, сили гідродинамічного опору перетіканню рідини в клапанах насоса.

Основним способом контролю за навантаженістю та станом ШСНУ на сьогодні залишається її динамометрування [247, 248, 249]. Аналіз динамограми дає можливість виявити низку ймовірних несправностей, відхилення режиму відкачування від оптимального, а також достатньо точно визначити навантаження та характер коливань КНШ [250]. Динамограма ШСНУ є своєрідною графічною моделлю, яка у режимі реального часу відображає процес навантажування верхньої частини КНШ впродовж одного робочого циклу. Будучи динамічною характеристикою у часовій області вона дозволяє оцінити здатність механічної системи “КНШ – рідина – НКТ” чинити опір зовнішнім навантаженням, несе інформацію про структуру системи, міру її нелінійності, механізм розсіювання енергії коливань, дає можливість оцінити її стійкість та здатність до самозбудження коливань [238, 251, 252].

Під час роботи особливістю динамічної поведінки КНШ є її здатність втрачати у незворотній формі певну частину енергії коливань. Коливання, амплітуда яких через втрати енергії коливальної системи зменшується із часом, називаються загасаючими. Згасання коливань КНШ в основному зумовлюються трьома групами дисипативних сил: силами тертя штанг об внутрішні стінки НКТ у в'язкому середовищі (опором зовнішнього середовища); силами внутрішнього тертя у матеріалі штанг; тертям в ущільненнях та різьбових з'єднаннях (конструкційним демпфуванням). Тобто спектр діючих на КНШ сил має складові механічного та гідродинамічного походження. Разом з тим зазначимо, що система “КНШ – рідина – КНКТ” є системою, інтенсивність коливального процесу якої зростає зі збільшенням глибини спуску насоса і числа хитань балансира. У розглядуваній системі відношення амплітуд збудовуючої та згасаючої складової коливань є величиною постійною, яка не залежить від часу [225, 253, 254]. Така закономірність є справедливою, оскільки сила домінуючого опору пропорційна швидкості руху колони:

$$F_R = -\mu V = -\mu \dot{y}, \quad (7.1)$$

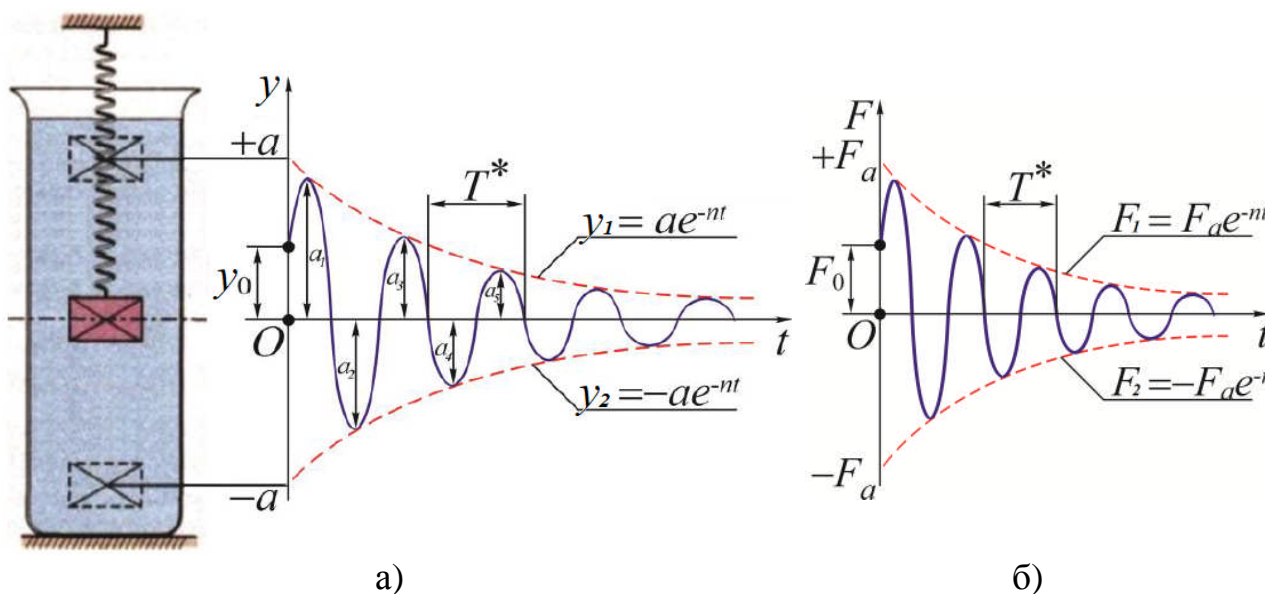
де μ – коефіцієнт в'язкого опору (демпфування); $V = \dot{y}$ – швидкість руху НШ відносно НКТ; знак “–” у формулі вказує на те, що сила опору спрямована протилежно швидкості відносного руху.

Між тим, для більшості коливальних систем подібного класу, з якими доводиться мати справу на практиці, такої пропорційності не спостерігається. Сили в'язкого опору, як виявляється, можуть перебувати в більш складній залежності від швидкості відносного руху. Це призводить до серйозних складнощів у математичному аналізі коливальних процесів [255, 256, 257]. Через це, щоб використати для розв'язку інженерних задач простий апарат лінійних диференціальних рівнянь, у багатьох випадках процес згасання лінеаризують, не дивлячись на те, що сили опору в тій чи іншій мірі не зовсім

пропорційні швидкості. Величина коефіцієнта згасання при цьому визначається експериментально на основі оцінки розсіяної під час коливань енергії. З іншого боку, при дослідженні коливань КНШ під дією сил опору іноді немає потреби в аналітичному розв'язку диференціального рівняння руху, проте потрібно знати деякі його параметри. При цьому використовують метод фазових площин, який потребує побудови фазових траєкторій і є доволі громіздким. Значно простіше параметри згасання коливань КНШ, можна визначити шляхом дослідження реальних динамограм. З практичних міркувань зручно розглянути КНШ у вигляді підвішеного на пружині вантажу (рис. 7.1, а), коливний рух якого у в'язкому середовищі згідно [193, 225] описується лінійним диференціальним рівнянням такого виду:

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + k^2 y = 0, \quad (7.2)$$

де y , \dot{y} , \ddot{y} – відповідно координата, швидкість та прискорення вантажу; $n = \mu/2m$ – коефіцієнт згасання коливань; m – маса вантажу; $p = \sqrt{k/m}$ – частота власних коливань вантажу; k – жорсткість пружини.



а) закон зміни координати; б) закон зміни навантаження

Рисунок 7.1 – Характеристики згасаючих коливань

Розв'язок рівняння (7.2) має вигляд:

$$y = \left[y_0 \cos p^* t + \frac{(\dot{y}_0 + ny_0)}{p^*} \sin p^* t \right]$$

або

$$y = ae^{-nt} \sin(p^* t + \alpha), \quad (7.3)$$

де y_0 , \dot{y}_0 – відповідно початкова координата та початкова швидкість вантажу;

$$a = \sqrt{y_0^2 + \left(\frac{\dot{y}_0 + ny_0}{p^*} \right)^2} \text{ – амплітуда коливань;}$$

$$\alpha = \arctg \left(\frac{y_0 p^*}{\dot{y}_0 + ny_0} \right) \text{ – фаза коливань;}$$

$$p^* = \sqrt{p^2 - n^2}.$$

За наявності множника e^{-nt} коливання, що описуються розв'язком (7.3), є згасаючими (рис. 7.1а). Характерно, що графік функції (7.3) обмежується декрементними кривими виду

$$y = \pm ae^{-nt}. \quad (7.4)$$

Згасаючі коливання, що описуються функцією (7.3) – умовно періодичні. Умовний період T^* (рис. 7.1, б) – це проміжок часу між двома послідовними проходженнями вантажу через положення статичної рівноваги в одному напрямку:

$$T^* = \frac{2\pi}{p^*} = \frac{2\pi}{\sqrt{p^2 - n^2}}. \quad (7.5)$$

Коливні процеси зміни в часі координат динамічної системи (рис. 7.1а), виникають при переході від одного усталеного режиму роботи до іншого і мають назву перехідних. Якщо на момент перехідного процесу згасання час прикладання навантаження рівний умовному періоду власних коливань T^* КНШ, то для подальшого дослідження інтенсивності згасання коливань з практичних міркувань замість координати і амплітуди у виразі (7.4) можна використати величини поточних навантажень, взятих з динамограм (рис. 7.1б):

$$F = \pm F_a e^{-nt}, \quad (7.6)$$

де F_a – амплітудне значення навантаження.

Однак для характеристики загасання коливань коефіцієнта n іноді буває недостатньо. Тому додатково застосовують декремент коливань – знаменник геометричної прогресії, у відповідності з якою амплітуда згасаючих коливань зменшується за проміжки часу T^* :

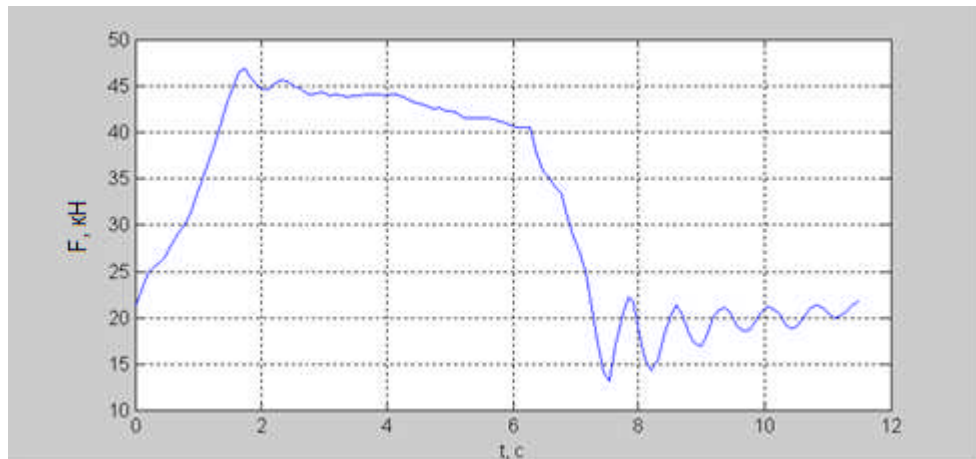
$$D = e^{-nT^*/2}. \quad (7.7)$$

У машинобудуванні досить часто використовується поняття і логарифмічного декременту коливань D_1 :

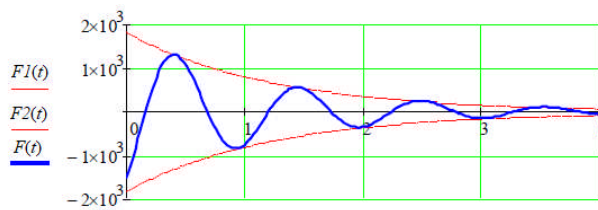
$$D_1 = |\ln D| = \frac{nT^*}{2}. \quad (7.8)$$

У силу викладених теоретичних положень, оцінити коефіцієнт згасання можна за зміною амплітуди та періоду коливань навантаження у часі, скориставшись результатами динамометрування ШСНУ [258]. Для подальших досліджень використаємо наведені в [248] приклади гирлових та

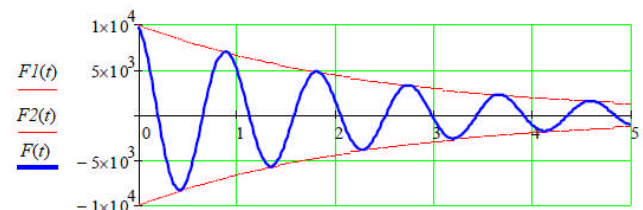
глибинних динамограм. На рис. 7.2а показана гирлова динамограма із загасаючими коливаннями при перехідних процесах для ШСНУ з балансирним типом приводу. Перехідний процес є реакцією динамічної системи на прикладену до неї сили з моменту прикладання цієї сили до деякого сталого значення у часовій області.



а)



б)



в)

а) загальний вигляд [4]; б) модельна осцилограма з кривими згасання коливань під час підйому КНШ; в) модельна осцилограма з кривими згасання коливань під час опускання КНШ

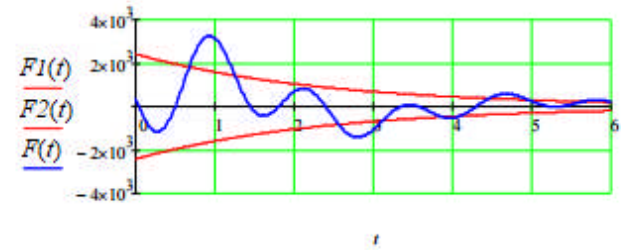
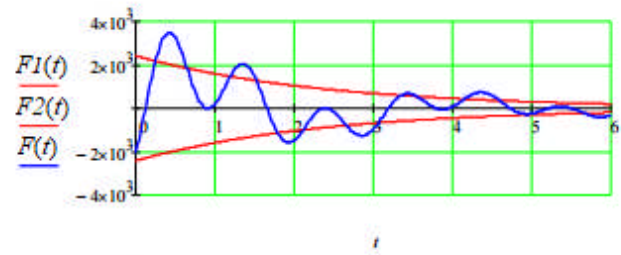
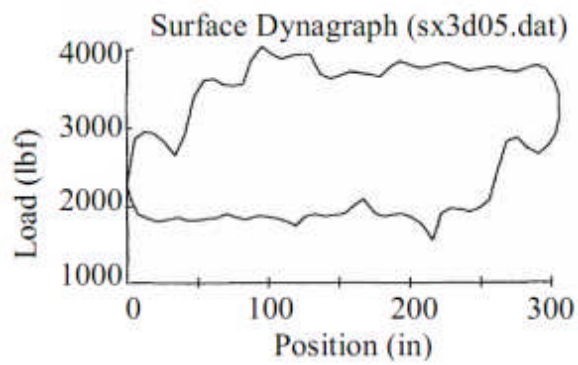
Рисунок 7.2 – Гирлова динамограма ШСНУ з балансирним приводом

Апроксимуючи криві зміни навантаження КНШ при її ході вгору та вниз у середовищі MathCAD у [259] отримано моделі осцилограм з декрементними кривими (рис. 7.2, б, в), які своїми параметрами підпорядковуються залежності (7.6). При цьому КНШ є сталевою, одноступеневою, складеною із штанг діаметром $d=22$ мм. Її довжина

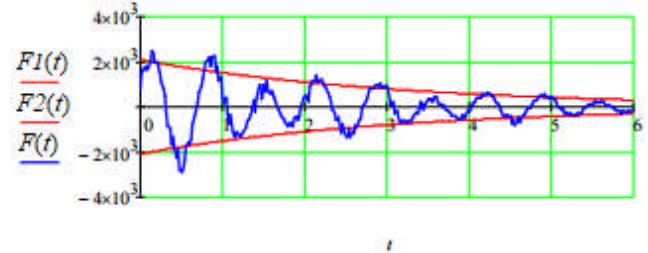
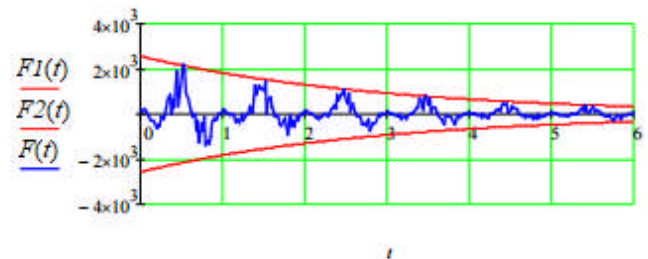
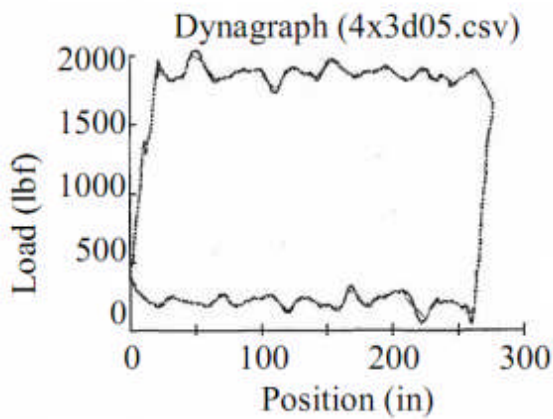
$l=1200$ м. Циклічна частота власних коливань колони $p=6,792$ рад/с. Результати модельної апроксимації наступні: під час підйому колони $F_a=1820$ Н, $n=0,813$ с⁻¹, $T^*=0,932$ с, $D=0,685$, $D_1=0,379$; під час опускання колони $F_a=9195$ Н, $n=0,41$ с⁻¹, $T^*=0,927$ с, $D=0,827$, $D_1=0,190$.

Для комплексної оцінки згасання коливань по довжині КНШ необхідно провести аналогічні дослідження не тільки гирлових, а й глибинних динамограм [259]. Для оцінки коефіцієнта згасання коливань на різних глибинах свердловини використано дані експериментальних досліджень коливань осевого навантаження двоступеневих КНШ [260].

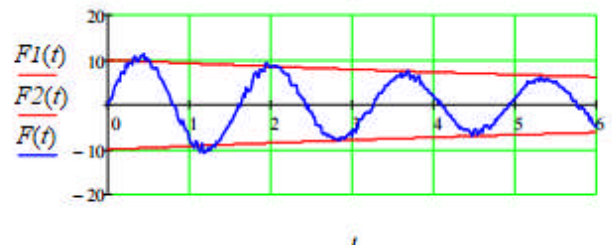
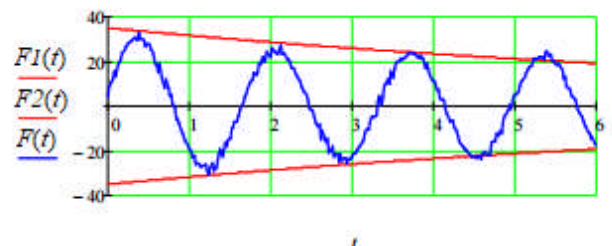
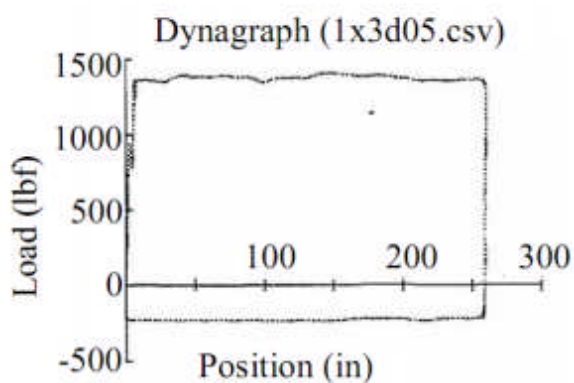
Розглянемо динамограми КНШ укомплектованої сталевими штангами (рис. 7.3). Довжини та діаметри ступеней колони: першої – $l_1=480$ м, $d_1=25$ мм; другої – $l_2=2330$ м, $d_2=22$ мм. Циклічна частота власних коливань $p=3,012$ рад/с. Дані обробки гирлової динамограми дають можливість стверджувати, що коливання навантаження відбувається по періодичному бігармонічному закону (рис. 7.3, а), подібно тому, як зображено на рис. 7.2, б, в. Числова обробка динамограми на глибині 7654 футів (близько 2330 м) засвідчує бігармонічний і разом з тим випадковий нестационарний характер коливань (рис. 7.3, б). Найменш інтенсивний процес згасання коливань зареєстрований на глибині 9224 фути (близько 2810 м) вище місця розташування насоса (рис. 7.3, в). Найбільша інтенсивність згасання коливань відбуваються поблизу гирлової частини КНШ. Це пояснюється постійною взаємодією полірованого гирлового штока з вузлом ущільнення, тому згасання поздовжніх коливань КНШ в основному відбувається внаслідок механічного тертя. З меншою інтенсивністю відбуваються згасання коливань зареєстрованих на глибині 2330 і 2810 м. Тут коливання гасяться силами гідродинамічного тертя КНШ об стовп пластової рідини. Незначну частку в згасання коливань всій довжині сталеві КНШ привносять сили внутрішнього тертя.



а)



б)



в)

а) на гирлі; б) на глибині 2330 м; в) на глибині 2810 м

Рисунок 7.3 – Загальний вигляд динамограм ШСНУ з балансирним приводом та модельні осцилограми під час підйому та опускання двоступеневої сталеві КНШ

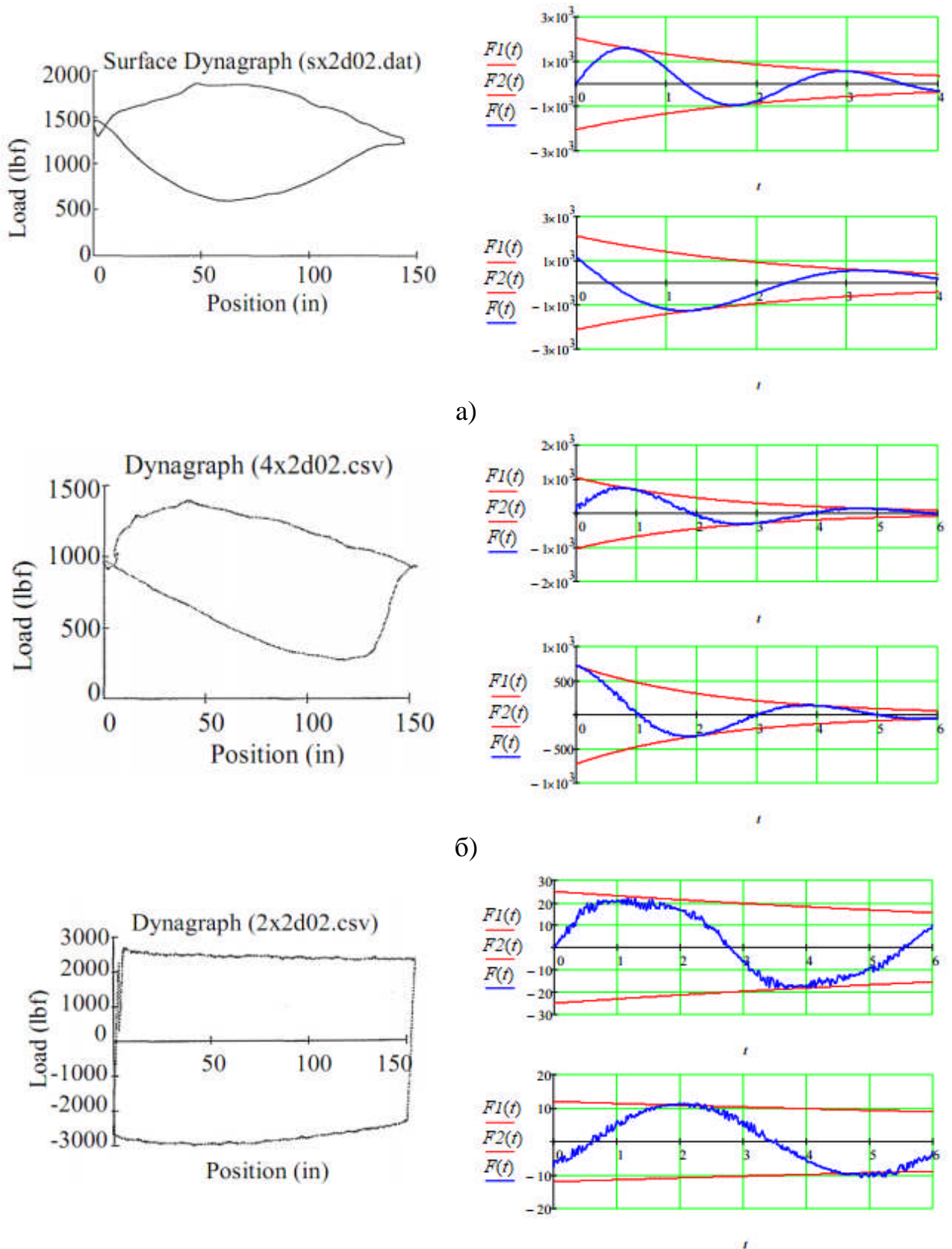


Рисунок 7.4 – Загальний вигляд динамограм ШСНУ з балансирним приводом та модельні осцилограми під час підйому та опускання двоступеневої комбінованої КНШ: а) на гирлі; б) на глибині 1340 м; в) на глибині 2320 м.

Отримано дані про коливання осьового навантаження двоступеневої комбінованої КНШ, укомплектованої склопластиковими та сталевими штангами (рис. 7.4). Довжини та діаметри ступеней колони: першої – $l_1 = 1340$ м, $d_1 = 22$ мм; другої – $l_2 = 980$ м, $d_2 = 25$ мм. Циклічна частота власних коливань $p = 3,264$ рад/с. Характер осцилограм під час підйому та опускання комбінованої КНШ дещо відмінний від сталеві. Окремі результати досліджень коливань осьового навантаження для двоступеневої сталеві та двоступеневої комбінованої КНШ наведені в таблицях 7.1 і 7.2.

Таблиця 7.1 – Параметри згасання коливань осьового навантаження двоступеневої КНШ із сталевими штангами

Глибина свердловини, м	Рух колони	Параметри згасання				
		T , с	F_a , Н	n , с ⁻¹	D	D_1
0 (гирло)	вгору	2,152	2420	0,74	0,451	0,796
	вниз	2,147	2385	0,71	0,467	0,762
2330	вгору	2,098	2085	0,32	0,715	0,336
	вниз	2,096	2012	0,30	0,730	0,314
2810	вгору	2,087	35	0,11	0,892	0,115
	вниз	2,087	11	0,10	0,901	0,104

Таблиця 7.2 – Параметри згасання коливань осьового навантаження двоступеневої КНШ із склопластиковими та сталевими штангами

Глибина свердловини, м	Рух колони	Параметри згасання				
		T , с	F_a , Н	n , с ⁻¹	D	D_1
0 (гирло)	вгору	1,942	2050	0,43	0,659	0,418
	вниз	1,931	1920	0,26	0,778	0,251
1340	вгору	1,929	1045	0,22	0,809	0,212
	вниз	1,927	722	0,14	0,874	0,135
2320	вгору	1,926	24	0,08	0,926	0,077
	вниз	1,925	12	0,05	0,953	0,048

Керуючись отриманими результатами (табл. 7.1, 7.2) та з урахуванням залежності (7.1), можна зробити висновок, що коефіцієнт згасання, а разом з ним і амплітуда динамічної складової навантаження КНШ, зменшується при збільшенні швидкості її руху та сил гідродинамічного опору в межах видимого діапазону згасаючих коливань. Згасання коливань навантаження у верхніх перерізах сталевий та комбінованій КНШ відбуваються з більшою, а у нижніх – з меншою інтенсивністю. Більші значення коефіцієнта згасання спостерігаються при русі штанг вгору. Дія сил в'язкого опору з боку пластової рідини на КНШ проявляється у швидкому згасанні її вільних коливань. Крім того, спостерігається зменшення амплітуди зміни навантаження нижніх перерізів в той момент, коли сили гідродинамічного опору є незначними. Це пояснюється наявністю інтенсивного механічного тертя КНШ об КНКТ на викривлених ділянках свердловини. Під час дії тільки сил кулонівського тертя на прямолінійних ділянках згасання вільних коливань та значного зменшення амплітуди не спостерігається. На відміну від сталевий колони, для колони із склопластиковими штангами спостерігається помітне зменшення амплітуди коливань навантаження внаслідок внутрішнього тертя.

7.2. Оцінка коефіцієнту динамічності колони насосних штанг та визначення умов недопущення її резонансу

Значення діючих на КНШ навантажень значною мірою залежать від її компоновки та параметрів пластової газорідинної суміші, що видобувається з свердловини [3, 246, 261]. Важливою складовою динамічного навантаження виступає прискорення точки підвісу штанг, від якого безпосередньо залежить сила інерції. Найпростішим параметром для визначення границі між статичним та динамічним режимами роботи ШСНУ виступає критерій Коші:

$$\varphi = \omega_1 L/v, \quad (7.9)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання кривошипа верстата-качалки; L – глибина спуску насоса; ν – швидкість звуку в КНШ.

Проте цей параметр не враховує довжини ходу плунжера глибинного насоса, яка в існуючих конструкціях верстатів-качалок може змінюватись від 0,5 до 5 м і більше. В згаданих вище роботах аналізується вплив динамічної складової на максимальне навантаження, яке діє при русі штанг вгору. Для врахування динамічних навантажень при русі штанг як вгору, так і вниз пропонується враховувати зміну інерційного навантаження визначаючи силу інерції через фактор динамічності [261]:

$$m_D = \frac{S_0 n_B^2}{1789} \left(1 \pm \frac{r}{l} \right), \quad (7.10)$$

де n_B - частота подвійних ходів балансира; S_0 - хід плунжера; r – радіус кривошипа верстата-качалки; l – довжина шатуна; знак “+” приймають для крайнього нижнього положення точки підвісу штанг.

Проте розрахунки за вказаними формулами не дають змоги дослідити, як змінюються сили інерції впродовж всього робочого циклу, визначити вплив на нього геометричних параметрів виконавчого механізму верстата-качалки та всіх параметрів глибинного обладнання. Більш доцільно проводити визначення впливу динамічної складової навантаження точки підвісу колони НШ, користуючись коефіцієнтом динамічності [230]:

$$k_D = F_{дин}^{max} / F_{ст}^{max}, \quad (7.11)$$

де $F_{ст}^{max}$ – максимальне навантаження, визначене при врахуванні тільки статичної складової; $F_{дин}^{max}$ – максимальне навантаження, визначене при врахуванні додаткового динамічного навантаження.

Динамограма ШСНУ є законом навантажування верхньої частини КНШ впродовж одного оберту кривошипа верстата-качалки. За відомої

тривалості оберту такий процес можна легко подати у часовій області (рис.7.5а, 7.6а), а за допомогою спектральних перетворень Фур'є – у частотній області (рис. 7.5б, 7.6б) [248]. Динамічні характеристики в частотній області дозволяють оцінити частотний склад коливального процесу, встановити необхідні амплітудно-частотні та фазо-частотні співвідношення .

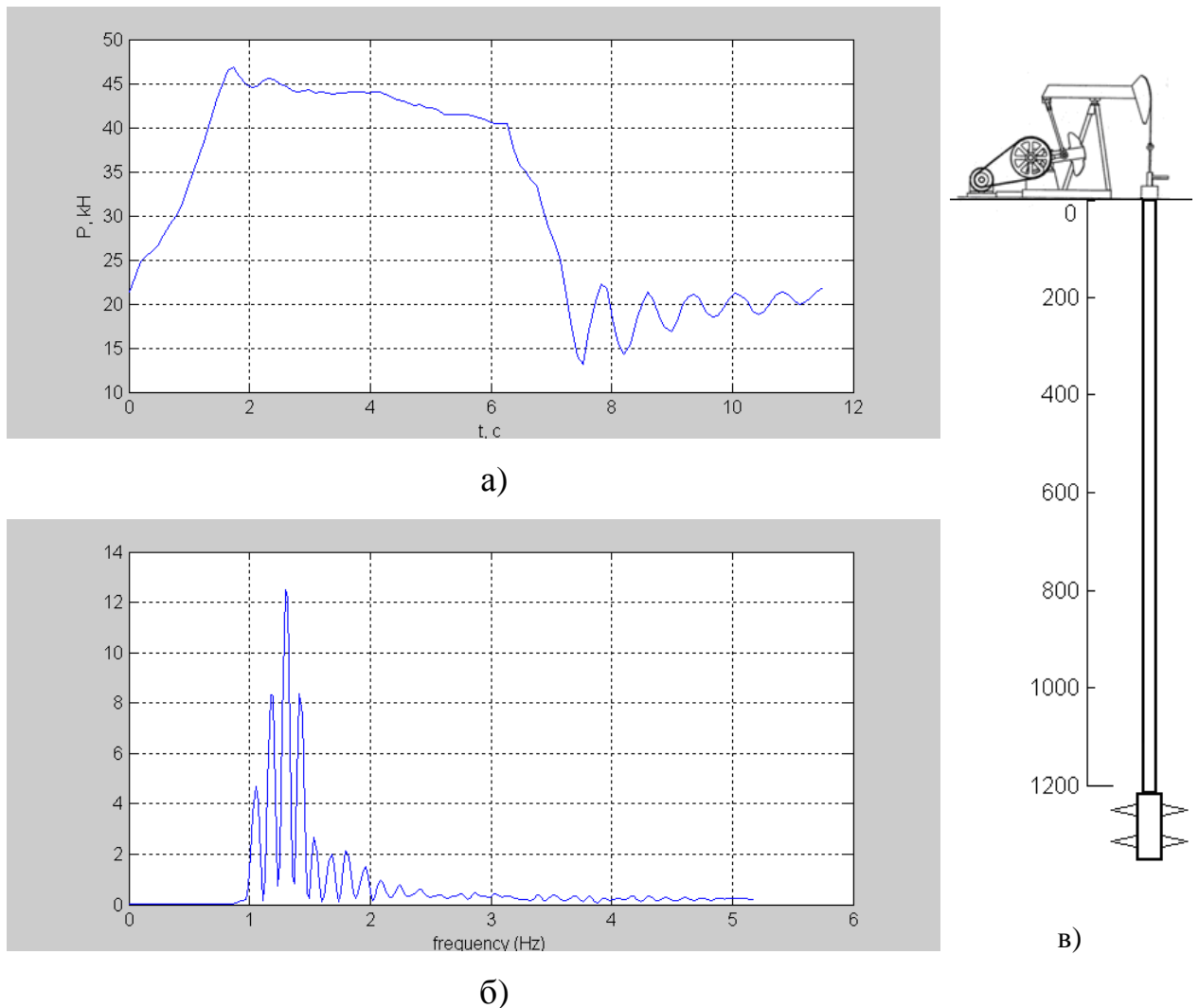


Рисунок 7.5 – Динамограма а), спектр навантаження б) та компоновка в) одноступеневої КНШ [248]

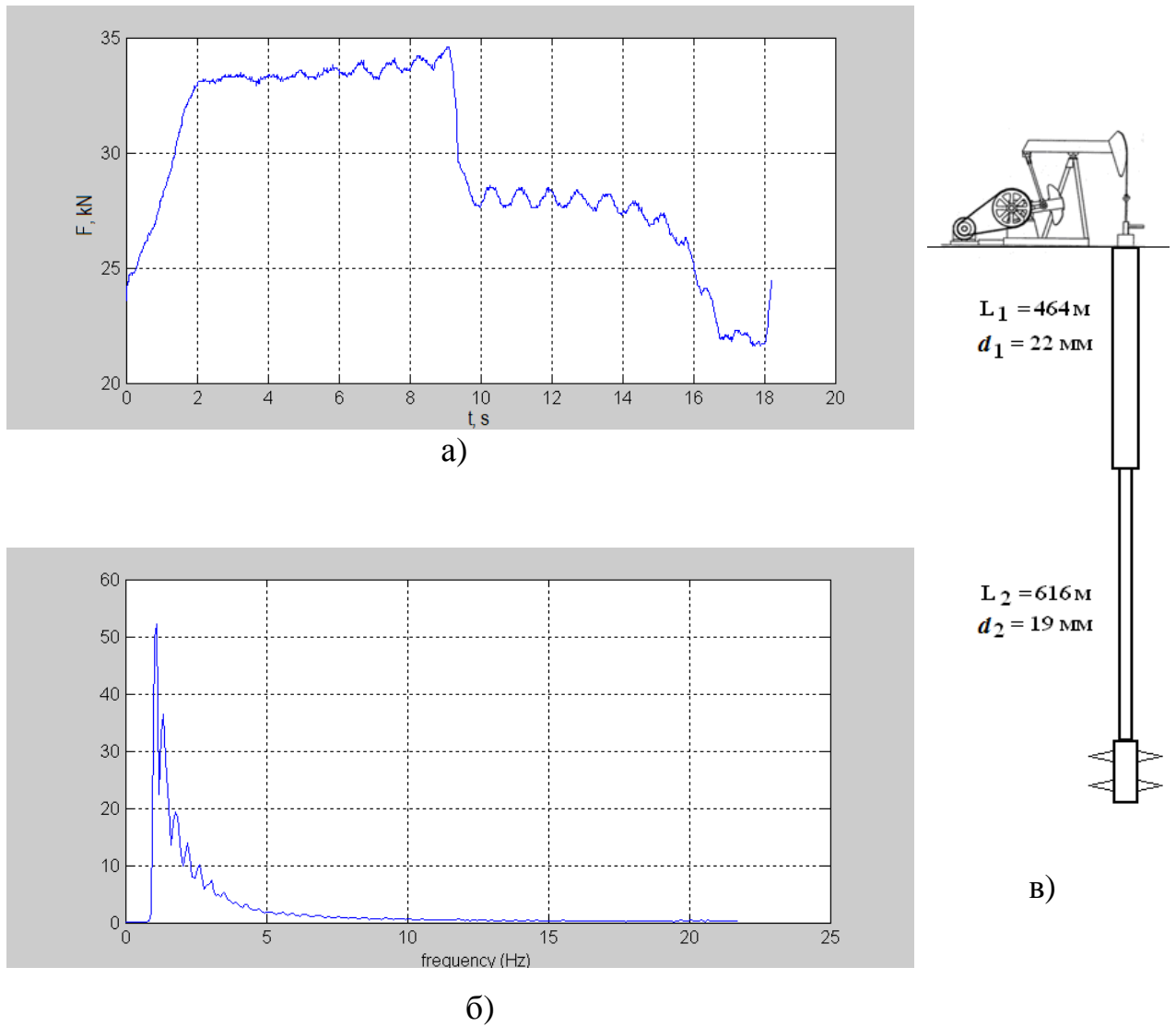


Рисунок 7.6 – Динамограма а), спектр навантаження б) та компоновка в) двоступеневої КНШ [248]

У випадку зовнішнього тертя дисипативні сили, що діють на штанги можна вважати в'язкими і прийняти пропорційними швидкості відносного руху КНШ в умовно нерухомій КНКТ. При силах опору, що визначаються формулою (7.1), коефіцієнт динамічності згідно [193, 230] дорівнює:

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\theta^2}{p^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{\theta^2}{p^4}}}, \quad (7.12)$$

де $\theta = 2\pi\xi$, $p = 2\pi f$ – кругові (циклічні) частоти вимушених та власних коливань КНШ, відповідно; ξ , f – звичайні частоти вимушених та власних коливань КНШ, відповідно.

Таким чином, об'єктивно оцінивши коефіцієнт k_D можна визначити рівень динамічного навантажування і конкретні умови недопущення резонансу в КНШ, забезпечуючи при цьому максимальну продуктивність ШСНУ. Питання резонансу займають одне з перших місць в практиці інженерних розрахунків механізмів та машин на міцність та довговічність. Особливістю динамічного розрахунку КНШ, яка знаходиться під дією вимушуючої осьової сили, що має частково-періодичний характер, основним завданням є так зване відлаштування від резонансу, тобто забезпечення достатньої різниці між частотою власних та вимушених коливань. Аналіз спектрів навантаження (рис. 7.5б, 7.6б) показує, що частотний діапазон вимушених коливань є невеликим $\xi = 1 \div 3$ Гц. Наприклад, для одноступеневої колони при частоті подвійних ходів балансира $n_{BI} = 1/12$ с⁻¹ частота вимушених коливань становить $\xi_I = 1,3$ Гц; для двоступеневої колони – при $n_{BII} = 1/20$ с⁻¹ $\xi_{II} = 1,1$ Гц. При цьому співвідношення зазначених частот будуть наступними:

$$- \text{ для одноступеневої колони: } \xi_I/n_{BI} = 15,6; \quad (7.13)$$

$$- \text{ для двоступеневої колони: } \xi_{II}/n_{BII} = 22,0. \quad (7.14)$$

Для двоступеневої КНШ у випадку, коли верхній кінець закріплений, а нижній вільний, кругова частота її власних коливань згідно [3] визначається за рівнянням:

$$tg\left(\frac{pl_1}{v_1}\right) \cdot tg\left(\frac{pl_2}{v_2}\right) = \frac{A_1}{A_2}, \quad (7.15)$$

де l_1, l_2 – довжини верхньої та нижньої ступеней колони НШ; A_1, A_2 – площі поперечних перерізів ступеней; $v_1 = \sqrt{E_1/\rho_1}$, $v_2 = \sqrt{E_2/\rho_2}$ – швидкості розповсюдження поздовжніх хвиль по ступенях колони; E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів штанг; ρ_1, ρ_2 – густини матеріалів штанг.

Рівняння (7.13) по відношенню до параметру p є трансцендентним. В таблиці 7.3 наведено результати розрахунку в середовищі MathCAD частот власних коливань одно - та двоступеневих КНШ, укомплектованих як сталевими, так і склопластиковими НШ.

Таблиця 7.3 – Теоретичні частоти власних коливань КНШ

КНШ	Параметри колони									
	l_1 , м	d_1 , мм	E_1 , ГПа	ρ_2 , кг/м ³	l_2 , м	d_2 , мм	E_1 , ГПа	ρ_2 , кг/м ³	p , рад/с	f , Гц
Одноступенева із сталевими штангами	600	22	210	7800	600	22	210	7800	6,792	1,081
									20,376	3,243
									33,960	5,405
Двоступенева із сталевими штангами	464	22	210	7800	616	19	210	7800	8,228	1,310
									22,081	3,514
									38,042	6,055
Двоступенева із склопластиковими та сталевими штангами	1994	18	50	1800	760	22	210	7800	2,685	0,427
									8,808	1,402
									15,314	2,437

Для подальших досліджень співвідношення між частотою вимушених та власних коливань КНШ виражено за допомогою коефіцієнта розладу:

$$z = \frac{\xi}{f} = \frac{\theta}{p}. \quad (7.16)$$

Коефіцієнт динамічності (7.12) з урахуванням коефіцієнту розладу (7.14) має такий вигляд:

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4n^2 \frac{z^2}{p^2}}}. \quad (7.17)$$

Використовуючи значення частоти власних та вимушених коливань КНШ, враховуючи параметри згасання коливань в умовах в'язкого третя КНШ об КНКТ, проведено розрахунок коефіцієнта динамічності k_D в залежності від коефіцієнта розладу z та коефіцієнта згасання n [262].

Таблиця 7.4 – Значення коефіцієнта динамічності КНШ при відповідному коефіцієнті розладу

КНШ	Параметри	Значення параметрів							
	z	0,5	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3	1,5
Двоступенева із сталевими штангами	k_D	1,13	1,23	1,22	1,14	0,95	0,84	0,71	0,53
Двоступенева із склопластиковими та сталевими штангами	k_D	1,04	0,96	0,89	0,81	0,72	0,69	0,65	0,41

Графічні залежності коефіцієнта динамічності від коефіцієнта розладу подані у вигляді амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) у безрозмірному виді (рис. 7.7, 7.8). З урахуванням особливостей згасання коливань в нелінійних системах [253] та рекомендацій [13-15], загальноприйняті умови недопущення резонансу є наступними:

$$- \text{дорезонансна: } \theta \leq (0,5 \dots 0,7) p, \text{ або } \xi \leq (0,5 \dots 0,7) f; \quad (7.18)$$

$$- \text{зарезонансна: } \theta \geq (1,3 \dots 1,5) p, \text{ або } \xi \geq (1,3 \dots 1,5) f \quad (7.19)$$

За таких умов експлуатація КНШ є: безпечною, якщо $\theta < 0,5p$ та $\theta > 1,5p$ (зона А); допустимою, якщо $\theta = (0,5 \dots 0,7) p$ та $\theta = (1,3 \dots 1,5) p$ (зона

В); недопустимою, якщо $0,7p < \theta < 1,3p$ (зона С). У випадку, коли зближення частот θ і p , чи ξ і f вказує на небезпеку резонансу, як правило, шляхом конструктивних змін досягають зміни тієї чи іншої частоти. При цьому найбільш доцільною буде зміна частот в сторону збільшення коефіцієнта розладу z для того, щоб добитися більш помітного зменшення коефіцієнта динамічності k_d . Виходячи з практичних міркувань для КНШ, з урахуванням співвідношень (7.13) та (7.14), умови (7.18) та (7.19) можна виразити через частоту подвійних ходів балансира наступним чином:

для одноступеневої КНШ:

$$- \text{дорезонансна: } f_I \geq (22,2 \dots 31,3)n_{BI}; \quad (7.20)$$

$$- \text{зарезонансна: } f_I \geq (10,4 \dots 12,1)n_{BI}; \quad (7.21)$$

для двоступеневої КНШ:

$$- \text{дорезонансна: } f_{II} \geq (26,3 \dots 43,5)n_{BII}; \quad (7.22)$$

$$- \text{зарезонансна: } f_{II} \geq (14,7 \dots 16,9)n_{BII}; \quad (7.23)$$

Якщо в силу певних обставин забезпечити дотримання умов (7.20) – (7.23) складно, то для уникнення резонансу практикується додаткове демпфування КНШ шляхом використання в її конструкції штанг, які підвищують розсіювання енергії під час коливань [254, 255]. При цьому коефіцієнт згасання n збільшується, а амплітуда в зоні резонансу при незмінному коефіцієнті розладу z зменшується. Власне такий ефект є можливий завдяки використанню в ШСНУ комбінованих КНШ із склопластиковими штангами [251, 260], густина яких приблизно у 4 рази менша за густину сталевих. При прикладанні осьової сили амплітуда вимушених коливань внаслідок більшого коефіцієнту згасання в склопластикових штангах досягає свого значення не відразу, а через певний проміжок часу, протягом якого відбувається “розхитування” колони.

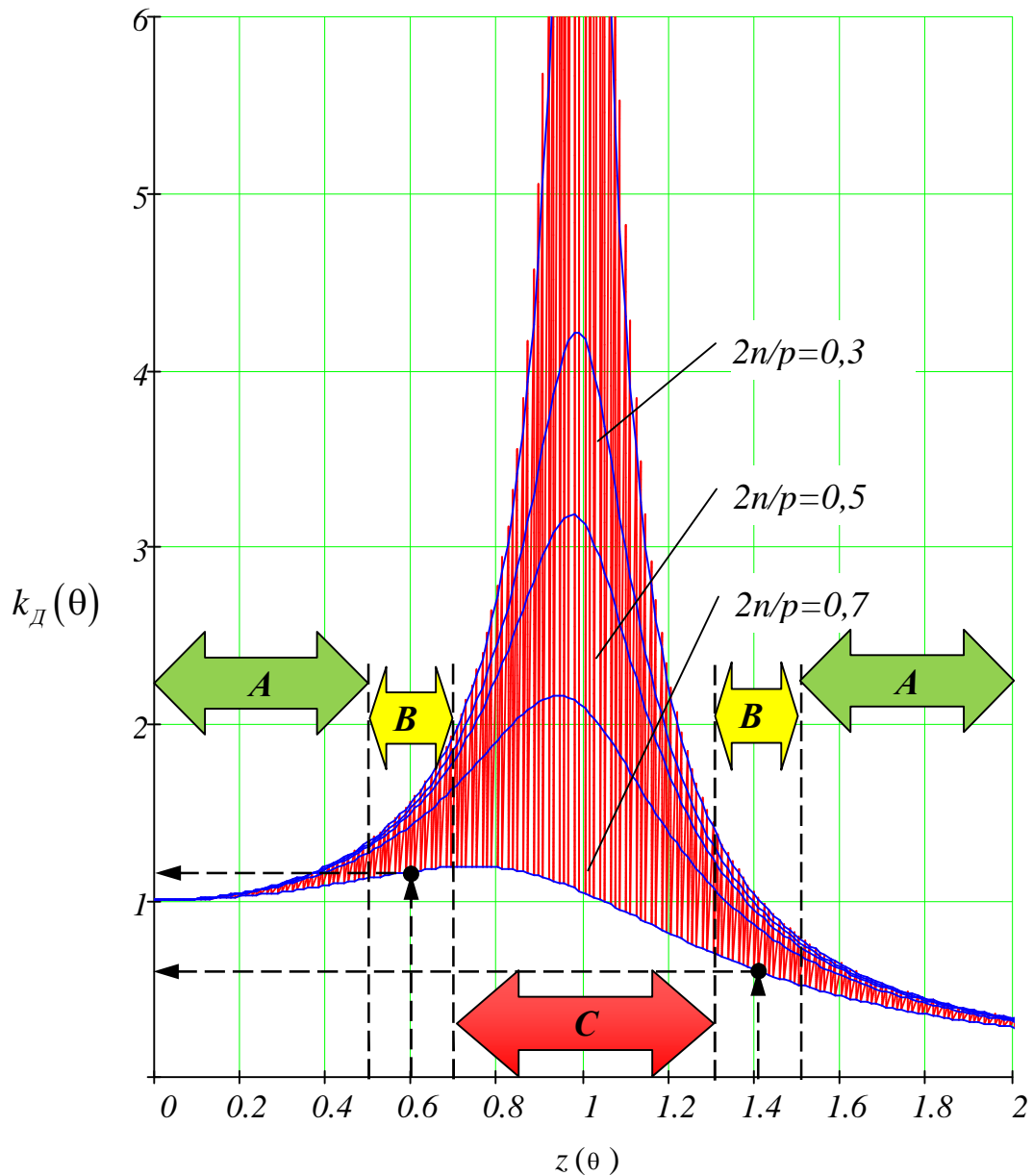


Рисунок 7.7 – АЧХ у безрозмірному виді для двоступеневої КНШ укомплектованої сталевими штангами

Тому короточасний стан резонансу для склопластикових штанг не створює небезпеки, оскільки амплітуда протягом невеликого проміжку часу не встигає досягнути великих значень. Для наглядності на АЧХ комбінованої КНШ (рис. 7.8) виділено ділянки із поетапним збільшенням коефіцієнта згасання n . Варто зазначити, що при однакових співвідношеннях у дорезонансній області АЧХ ($2n/p=0,7$ і $z=0,6$) коефіцієнт динамічності

для комбінованої колони становитиме $k_D = 0,98$, а для сталеві – $k_D = 1,21$; у зарезонансній області АЧХ ($2n/p = 0,7$ і $z = 1,4$) для комбінованої колони – $k_D = 0,49$, а для сталеві – $k_D = 0,65$. Тому застосування склопластикових штанг, демпфувальні властивості яких є кращими, ніж у сталевих, може зменшити величину динамічних навантажень, а також запобігти виникненню їх резонансу.

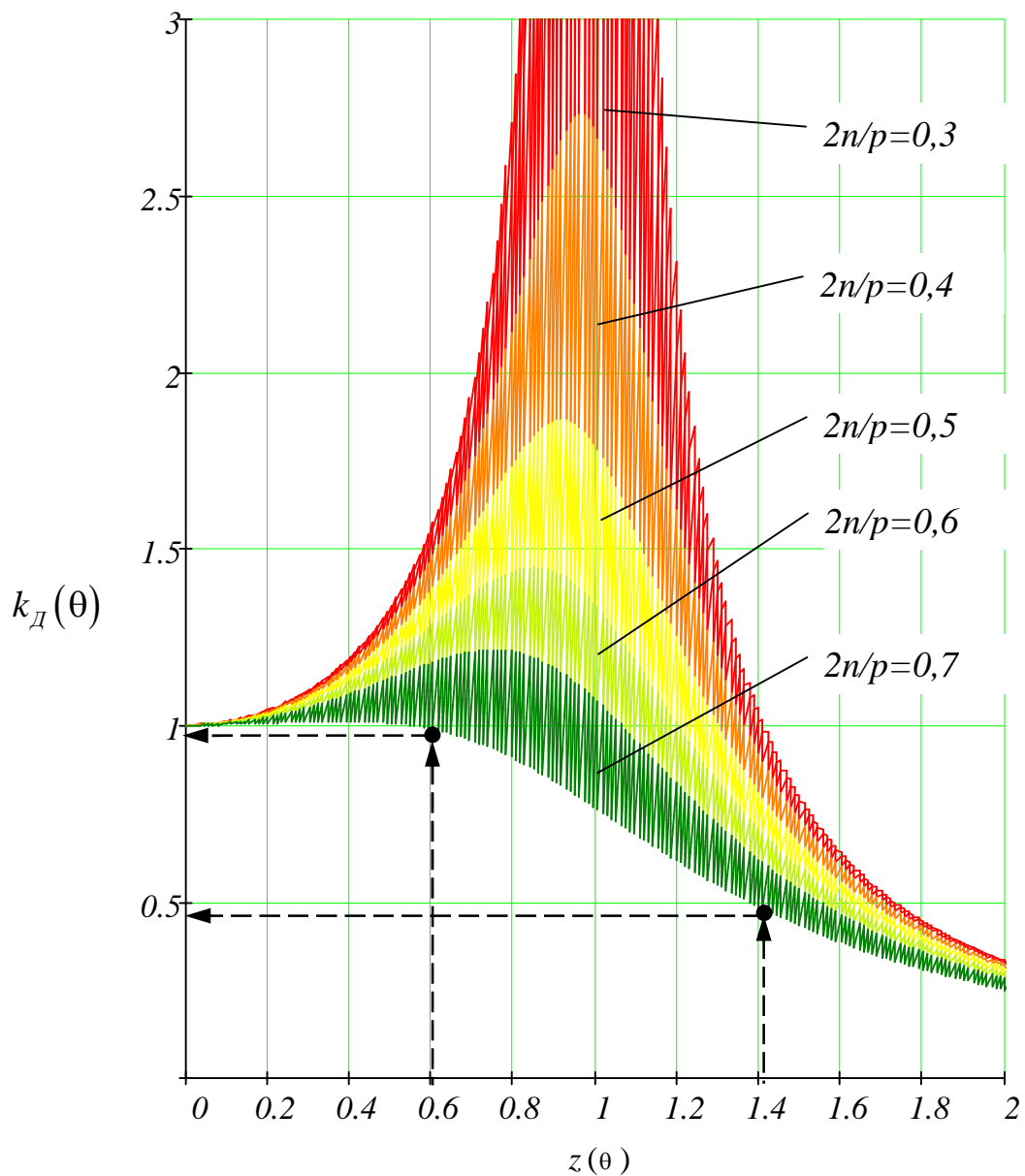


Рисунок 7.8 – АЧХ у безрозмірному виді для двоступеневої КНШ укомплектованої склопластиковими та сталевими штангами

Якщо дані про частоти вимушених та власних коливань КНШ відсутні, на практиці коефіцієнт динамічності, наприклад, для двоступеневої КНШ можна оцінити за швидкістю її руху та величиною видовження під дією статичного навантаження: ваги ступеней колони і ваги плунжера занурених у пластову рідину, а також ваги стовпа пластової рідини, що діє на плунжер [230]. Видовження першої ступені КНШ спричинюється вагою P_1 першої ступені довжиною l_1 та вагою P_2 другої ступені довжиною l_2 , а видовження другої ступені – тільки вагою P_2 другої ступені довжиною l_2 :

$$\Delta_{IP} = \left(\frac{P_1}{2} + P_2 \right) \frac{l_1}{E_1 A_1}; \quad (7.24)$$

$$\Delta_{II P} = \frac{P_2 l_2}{2 E_2 A_2}, \quad (7.25)$$

де $P_1 = q_1 l_1$, $P_2 = q_2 l_2$ – відповідно вага першої та другої ступені колони; q_1 , q_2 – відповідно вага одиниці довжини штанг першої та другої ступені колони, занурених у пластову рідину.

Видовження ступеней КНШ від ваги плунжера:

$$\Delta_{Gn} = G_n \left(\frac{l_1}{E_1 A_1} + \frac{l_2}{E_2 A_2} \right), \quad (7.26)$$

де G_n – вага плунжера насоса зануреного у пластову рідину.

Видовження ступеней КНШ від ваги стовпа пластової рідини:

$$\Delta_{Gp} = G_p \left(\frac{l_1}{E_1 A_1} + \frac{l_2}{E_2 A_2} \right), \quad (7.27)$$

де G_p – вага стовпа пластової рідини, що діє на плунжер при підйомі КНШ; при опусканні колони $G_p = 0$.

Повне статичне видовження КНШ:

$$\Delta_{cm} = \Delta_{IP} + \Delta_{II P} + \Delta_{Gn} + \Delta_{Gp}. \quad (7.28)$$

Коефіцієнт динамічності КНШ:

$$k_D = \frac{V}{\sqrt{g \Delta_{cm}}}, \quad (7.29)$$

де V – швидкість руху КНШ; g – прискорення вільного падіння.

Як показують результати наближених розрахунків, проведених за залежностями (7.24) - (7.29) для двоступеневої КНШ із сталевими штангами при швидкості її руху $V = 0,25 \dots 1,5$ м/с, $k_D = 0,14 \dots 0,86$ під час підйому колони, а $k_D = 0,22 \dots 1,3$ – під час опускання. Для двоступеневої комбінованої КНШ із склопластиковими та сталевими штангами при $V = 0,25 \dots 1,5$ м/с, $k_D = 0,03 \dots 0,17$ – під час підйому, а $k_D = 0,05 \dots 0,27$ – під час опускання. Тому для недопущення резонансу в двоступеневій КНШ із сталевими штангами ($k_{D_{\max}} > 1$), в основному, необхідно виконувати умову (7.22). Для комбінованої КНШ із склопластиковими та сталевими штангами ($k_{D_{\max}} < 1$) під час її підйому та опускання домінуючою буде умова (7.23).

Керуючись результатами проведених досліджень можна зробити висновок про те, що коефіцієнт динамічності й амплітуда динамічної складової навантаження КНШ збільшується при збільшенні швидкості її руху в межах видимого частотного діапазону коливань. При цьому запобігти виникненню резонансу в колоні можна такими способами: зміною частоти ходів чи довжини гирлового штока; зміною частоти власних коливань шляхом використання обваженого низу, підбором штанг з відповідним діаметром та густиною матеріалу.

7.3 Розроблення способу оцінки осьового навантаження в довільних перерізах колони насосних штанг за її поздовжніх коливань

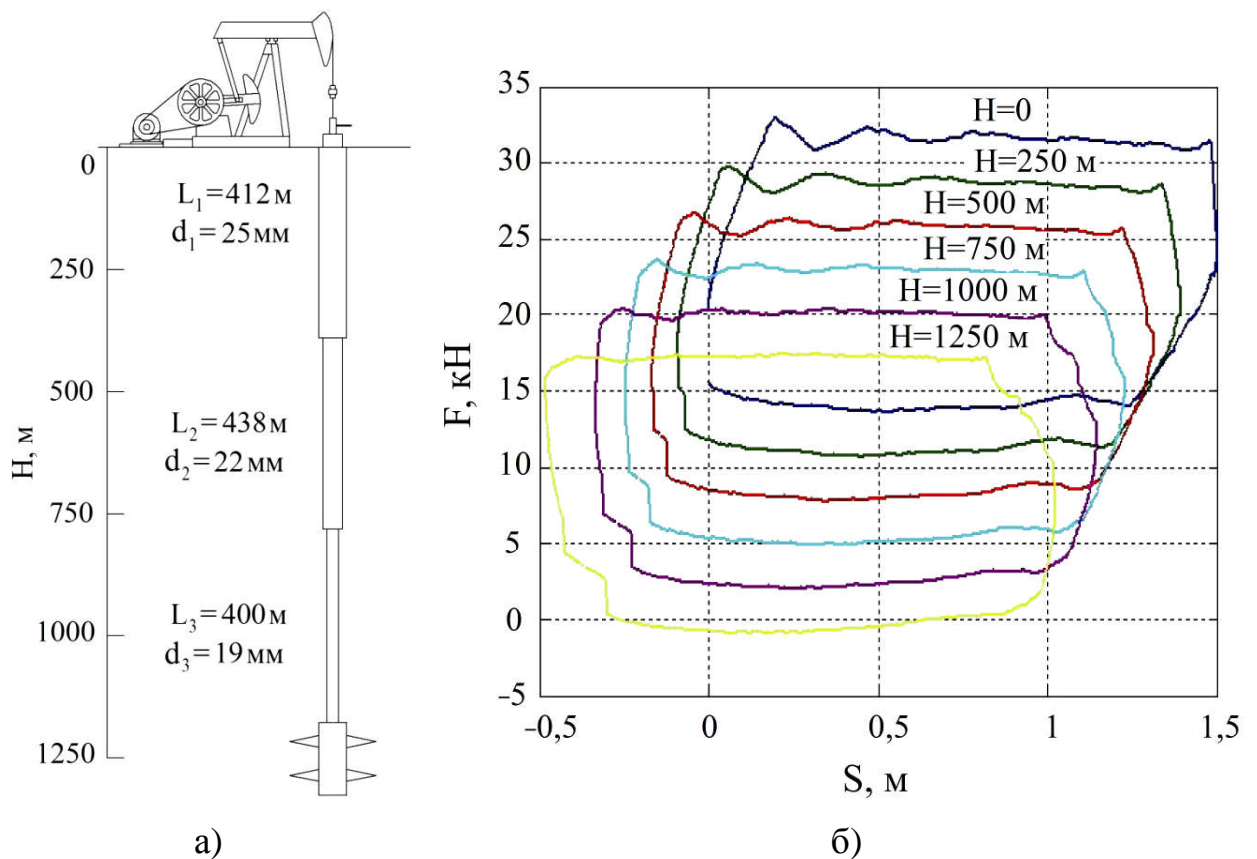
Для одержання точної та об'єктивної інформації про роботу глибинного обладнання доцільно аналізувати саме глибинну (плунжерну) динамограму. В 90-х роках лабораторією “Albert Engineering” (США) вперше був розроблений глибинний динамограф і проведено ряд експериментів [247]. Однак отримання глибинних динамограм в кількох різних точках КНШ вимагає встановлення додаткових автономних давачів сили та переміщення, а також наявності каналу передачі інформації на поверхню. В даний час, реалізація такої системи в промисловому масштабі веде до невиправданого подорожчання свердловинного обладнання.

Альтернативою глибинній динамометрії КНШ може бути оцінка осьового навантаження на числових динамічних моделях, реалізованих з допомогою сучасних програмних продуктів таких, як ANSYS, NASTRAN, Solid Works, Cosmos Works, MATLAB/Simulink, MapleSim, Modelica, Structural Mechanics та ін.. Оскільки динаміка КНШ може бути представлена безпосередньо системою диференціальних рівнянь руху, то для дослідження зміни параметрів руху у часі використано пакет MapleSim. Особливістю пакету MapleSim є те, що рівняння руху ступеней колони формуються автоматично, на основі її механічної блок-схеми. З використанням мультидоменної бібліотеки готових компонентів (блоків) створено моделі одно-, дво- та триступеневої КНШ. При цьому використано відомі параметри компоновок (табл. 7.5), одна з яких наведена на рисунку 7.9 [248], а також режимні параметри експлуатації ШСНУ та методики теоретичних досліджень, висвітлені в [263, 264, 265]. Для кожної із компоновок колон побудовано по чотири моделі. Їх кількість обумовлена числом характерних ділянок на гирлових динамограмах, що вимагають апроксимації при заданні закону зміни зусиль в точці підвішування КНШ. Кожна модель сформована

таким чином, що дозволяє отримувати значення як кінематичних, так і силових параметрів в потрібних перерізах колони (рис. 7.10а) [266].

Таблиця 7.5 – Компоновки КНШ та режимні параметри експлуатації ШСНУ

№ КОМПОНОВКИ	Довжини та діаметри ступеней						УМОВНИЙ діаметр насоса мм	Довжина ходу точки підвішування штанг м	Частота ходів головки балансира хв ⁻¹
	$l_1, \text{ м}$	$d_1, \text{ мм}$	$l_2, \text{ м}$	$d_2, \text{ мм}$	$l_3, \text{ м}$	$d_3, \text{ мм}$			
1	1000	22	–	–	–	–	32	3	5
2	464	22	736	19	–	–	32	3	5
3	412	25	438	22	400	19	44	2,1	4



а) компоновка; б) динамограми для перерізів колони з інтервалом 250 м

Рисунок 7.9 – Результати досліджень навантаженості КНШ [248]:

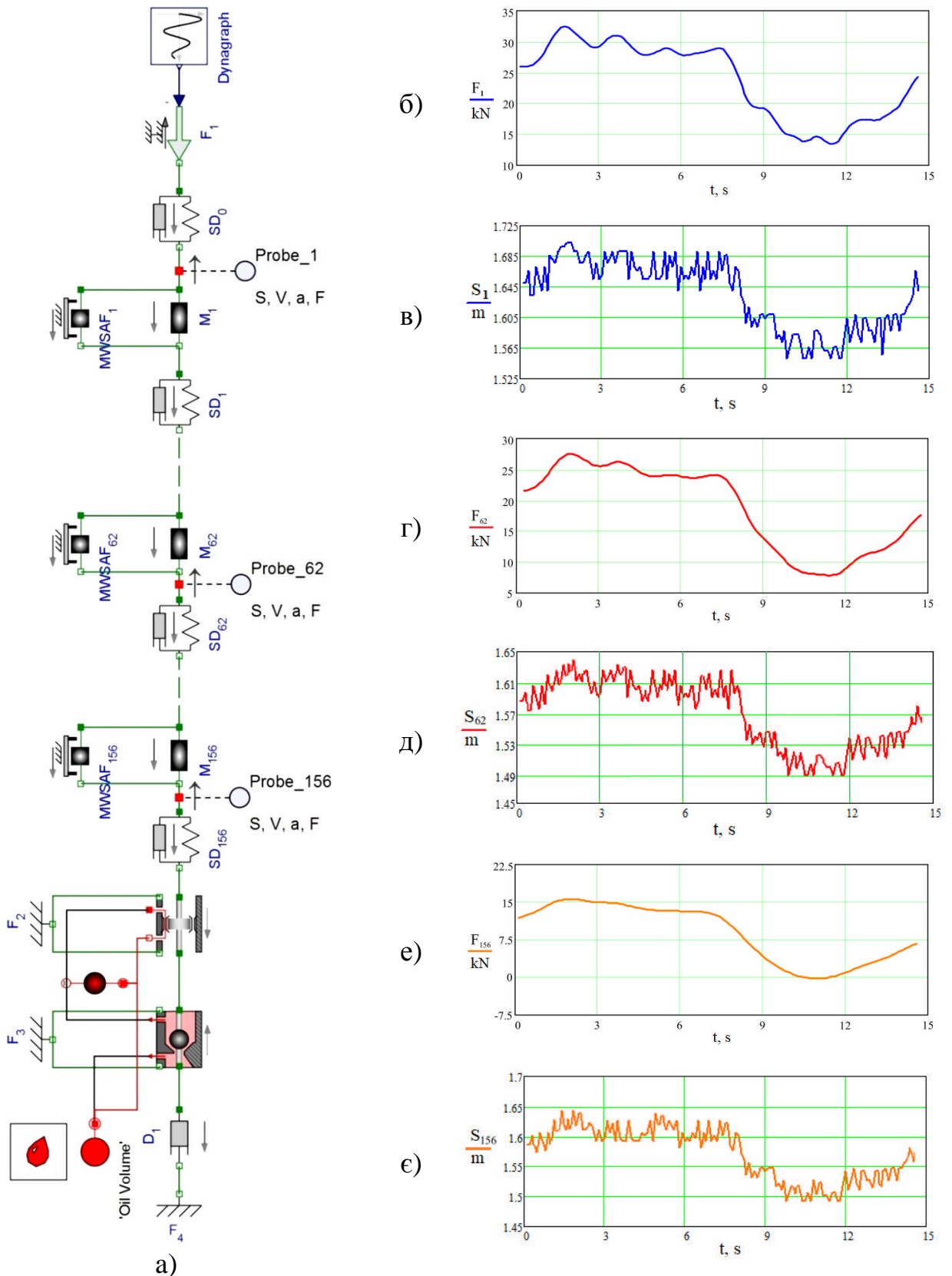


Рисунок 7.10 – Результати моделювання динаміки триступеневої КНШ у середовищі MapleSim

В результаті реалізації створених моделей отримано залежності зміни осьових сил в часі для різних перерізів колони. З метою порівняння отриманих результатів із результатами, наведеними у [247, 248], зазначені залежності подані у вигляді розгортки гирлової динамограми та динамограм для перерізів на глибині 500 і 1250 метрів (рис. 7.10 б, г, е). Амплітуда зміни та максимальне значення осьової сили в поперечних перерізах КНШ під час поздовжніх коливань поблизу гирла є більшими за відповідні параметри сили в поперечних перерізах, розташованих на глибині. Результати досліджень зміни навантажень по довжині КНШ свідчать про те, що для умовно вертикальних свердловин характер динамограм залежить від режиму роботи ШСНУ, компоновки колон та сил їх взаємодії із КНКТ.

Для аналітичної інтерпретації функції зміни осьових сил по довжині КНШ в середовищі Microsoft Excel проведено апроксимацію отриманих даних у вигляді поліноміальних рівнянь шостого степеня для кожної із досліджуваних компоновок:

– для компоновки № 1

$$F(y) = 2 \cdot 10^{-11} y^4 - 4 \cdot 10^{-8} y^3 + 2 \cdot 10^{-5} y^2 - 0,0255 y + 32,5; \quad (7.30)$$

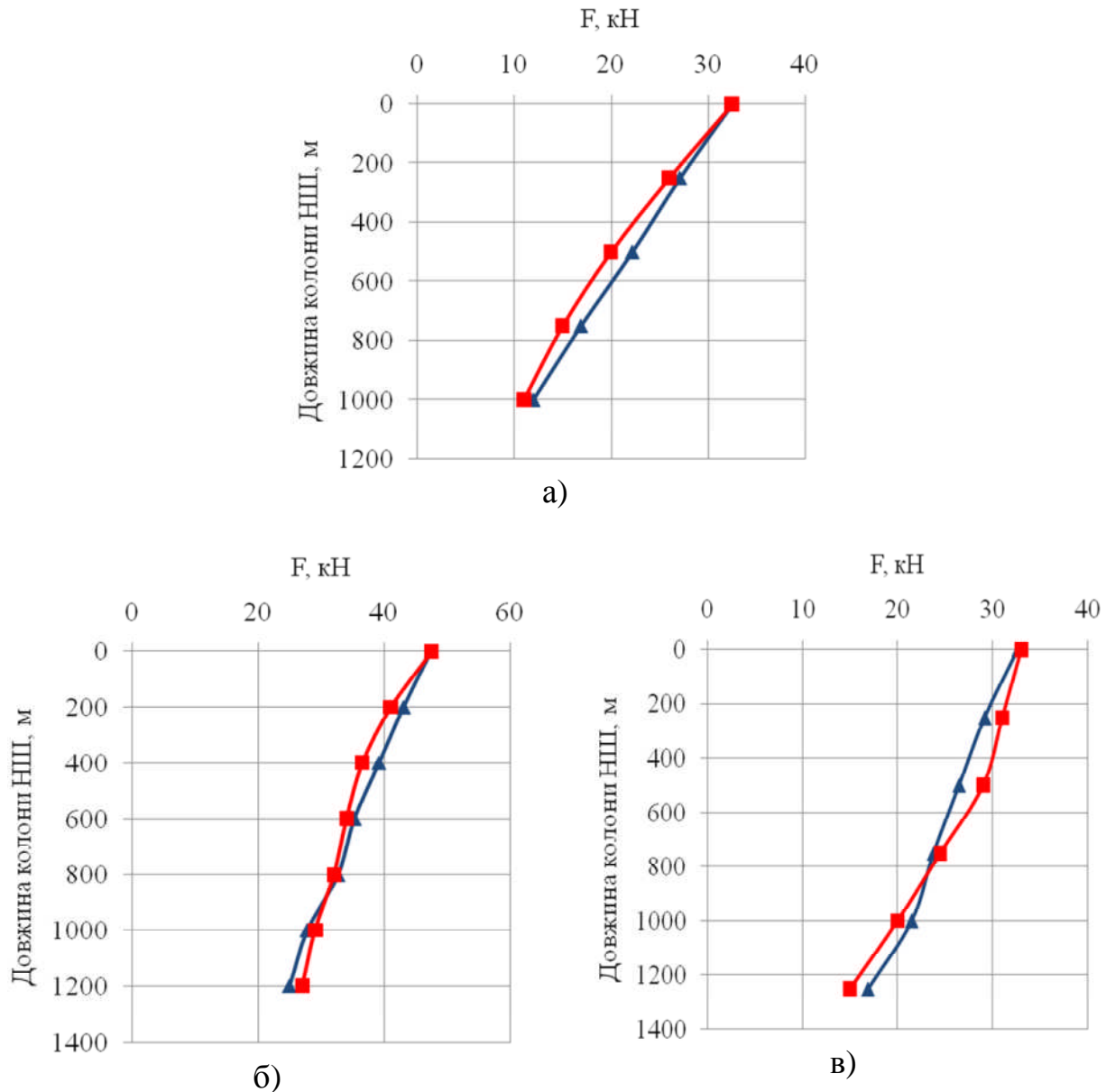
– для компоновки № 2

$$F(y) = 4 \cdot 10^{-16} y^6 - 1 \cdot 10^{-12} y^5 + 2 \cdot 10^{-9} y^4 - 1 \cdot 10^{-6} y^3 + 0,0003 y^2 - 0,0494 y + 47,4; \quad (7.31)$$

– для компоновки № 3

$$F(y) = -4 \cdot 10^{-14} y^5 + 1 \cdot 10^{-10} y^4 + 1 \cdot 10^{-7} y^3 + 5 \cdot 10^{-5} y^2 - 0,0213 y + 32,7. \quad (7.32)$$

На рисунку 7.11 наведено графічні залежності функцій зміни осьових сил від довжини КНШ.



а) компоновка № 1; б) компоновка № 2; в) компоновка № 3;

▲ — згідно динамограм [248]; ■ — за результатами моделювання

Рисунок 7.11 – Графіки зміни максимальних осьових сил по довжині КНШ

Для оперативної та об'єктивної оцінки силової навантаженості довільних поперечних перерізів КНШ необхідною є наявність гирлової динамограми та певної функціональної залежності між навантаженнями перерізів колони. Останньою може слугувати залежність між максимальними осьовими силами відповідно “верху” та “низу” колони, подана у вигляді спеціальної характеристики – силової передавальної функції. З метою

встановлення такої функції із законів зміни осьової сили для розрахункових перерізів ($i=1, 2, 3, \dots, n$), положення яких визначається поздовжньою координатою y , визначено максимальні значення сил $F_{1\max}, F_{2\max}, F_{3\max}, \dots, F_{n\max}$. За результатами числового моделювання значення передавальної функції для довільного i -го перерізу КНШ, що знаходиться на певній глибині, визначено за таким співвідношенням:

$$w_{Fi} = \frac{F_{1\max}}{F_{i\max}}, \quad (7.33)$$

де $F_{1\max}$ – максимальне значення сили в поперечному перерізі гирлового штока; $F_{i\max}$ – максимальне значення сили в i -му поперечному перерізі колони.

На рисунку 7.12 наведено графічні залежності отриманих передавальних функцій від довжини КНШ. Щоб отримати аналітичний вираз для розрахунку передавальних функцій, проведено апроксимацію відповідних кривих у вигляді поліноміальних рівнянь шостого степеня для кожної із досліджуваних компонок. За результатами апроксимації встановлено наступні емпіричні залежності для числового розрахунку передавальних функцій КНШ:

– для компоновки № 1, $\delta=250$ м,

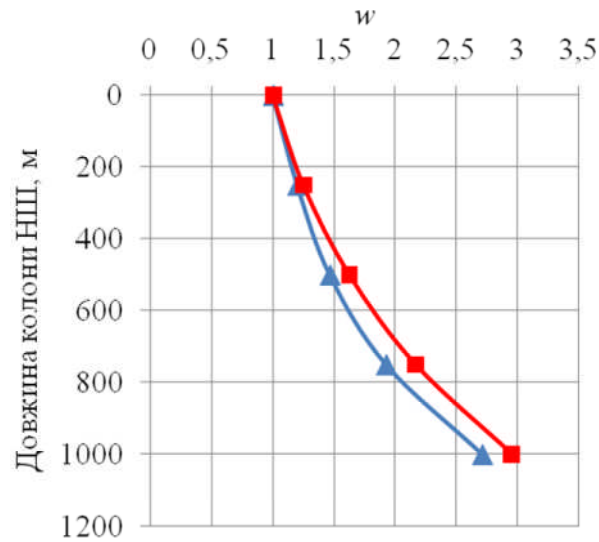
$$w_F(y) = 4 \cdot 10^{-13} y^4 - 2 \cdot 10^{-10} y^3 + 9 \cdot 10^{-7} y^2 + 0,0008y + 1; \quad (7.34)$$

– для компоновки № 2, $\delta=200$ м,

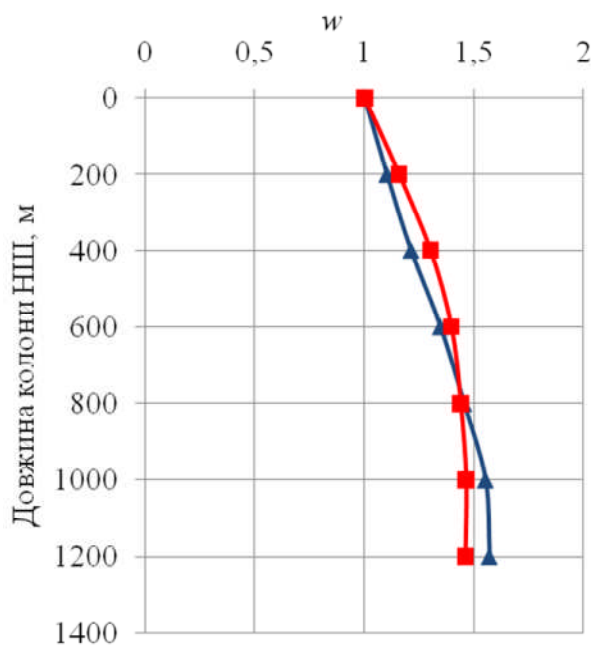
$$w_F(y) = -2 \cdot 10^{-18} y^6 + 7 \cdot 10^{-15} y^5 - 8 \cdot 10^{-12} y^4 + 3 \cdot 10^{-9} y^3 - 7 \cdot 10^{-7} y^2 + 0,0009y + 1; \quad (7.35)$$

– для компоновки № 3, $\delta=250$ м,

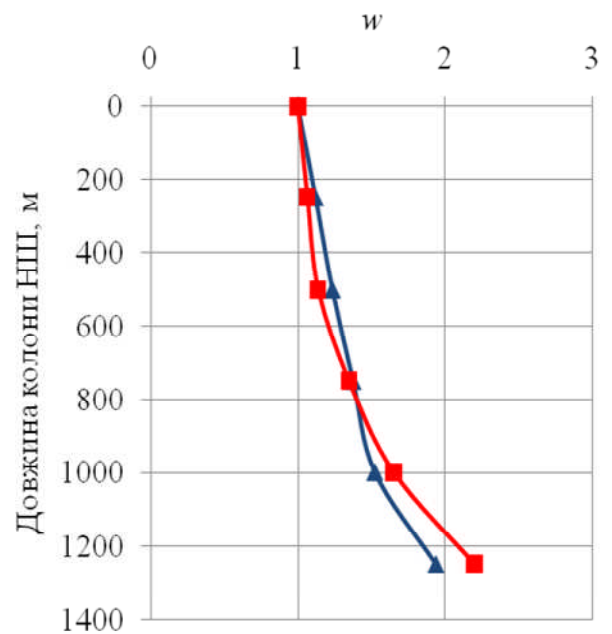
$$w_F(y) = 3 \cdot 10^{-15} y^5 - 1 \cdot 10^{-11} y^4 + 1 \cdot 10^{-8} y^3 - 5 \cdot 10^{-6} y^2 + 0,0009 y + 1. \quad (7.36)$$



а)



б)



в)

а) компоновка № 1; б) компоновка № 2; в) компоновка № 3;

—▲— згідно динамограм [248]; —■— за результатами моделювання

Рисунок 7.12 – Графіки передавальних функцій КНШ

Результати теоретичних досліджень вказують на те, що існує загальна тенденція до зростання передавальних функцій при переході від верхніх штанг КНШ до нижніх. Однак це зростання не є однаковим для всіх компоновок і свідчить про те, що на значення осьового навантаження суттєво впливає взаємодія КНШ з КНКТ.

Підтвердженням цього є результати проведеного аналізу відмов КНШ в НГВУ “Долинанафтогаз” та “Надвірнанафтогаз” ПАТ “Укрнафта” [80]. До прикладу, на свердловині № 820 НГВУ “Долинанафтогаз” впродовж двох років було зафіксовано 15 відмов, 14 із яких зумовлені обривом муфт. При співставленні глибин обриву колони НШ із профілем свердловини виявлено дві умовні зони виникнення відмов: зона I – у середній, зона II – у нижній частині КНШ (рис. 7.13). В зазначених зонах сили притискування КНШ до КНКТ є значно більшими, ніж для умовно вертикальних свердловин.

Тому, з метою максимального врахування умов експлуатації глибинного обладнання ШСНУ, на етапах проектування або коректування конструкції КНШ потрібно здійснювати детальний аналіз профілю свердловини в інтервалі спуску колони. Для ділянок з великою інтенсивністю викривлення свердловини необхідним є подальше визначення зусиль взаємодії НШ із НКТ за відомими методиками [267, 268]. Внесення їх значень у розроблювану модель сприятиме максимальному наближенню результатів моделювання до реальної картини навантаженості насосних штанг в довільних перерізах колони.

Наявність законів зміни осьового навантаження за цикл роботи ШСНУ, отриманих для довільних перерізів, дає змогу визначення приведених напружень в поперечних перерізах КНШ характерних ділянок. Цим забезпечується також можливість оцінки її довговічності чи залишкового ресурсу.

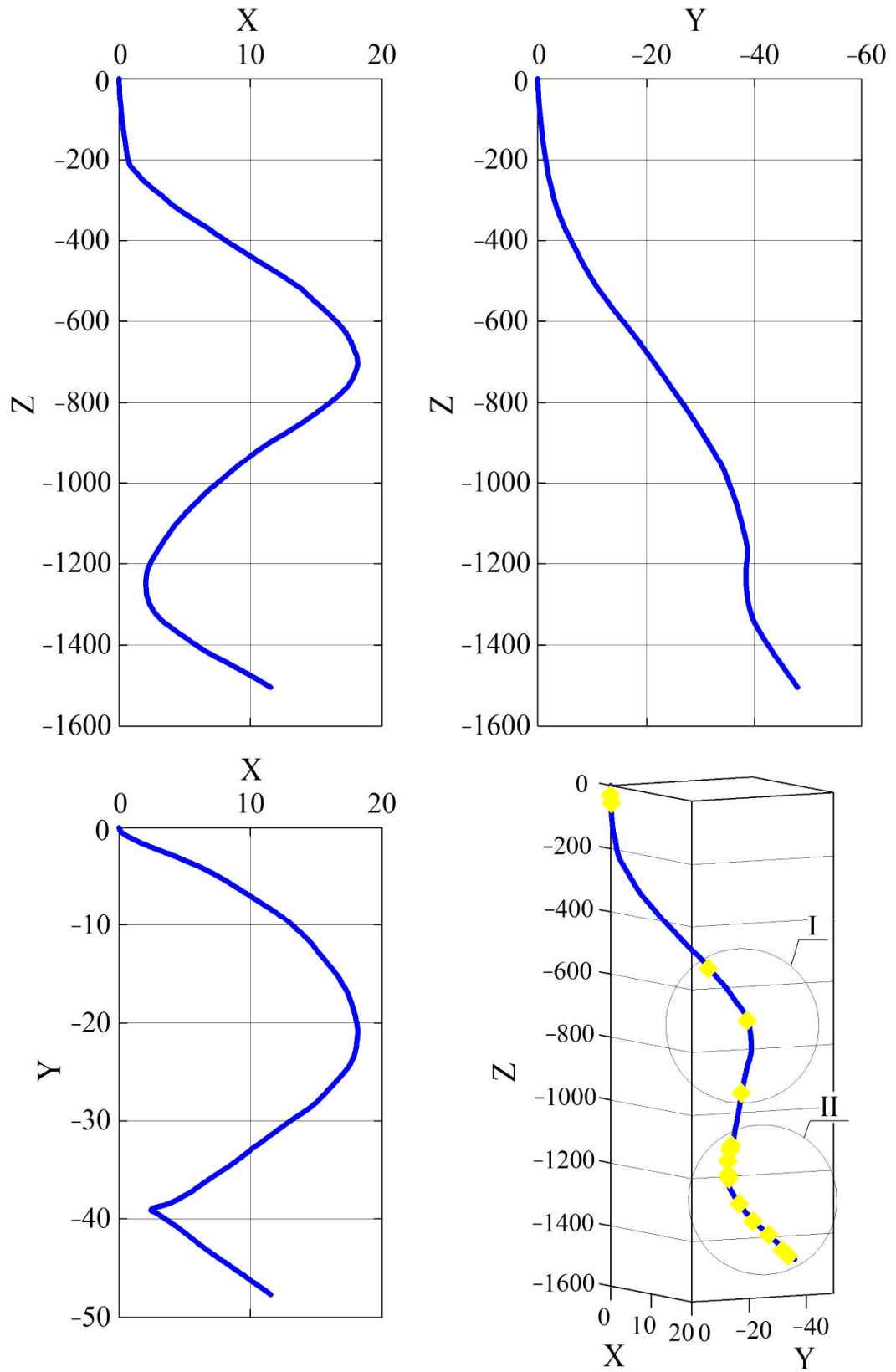


Рисунок 7.13 – Профіль свердловини № 820 в інтервалі спуску КНШ

7.4. Визначення параметру дисипації коливань колони насосних штанг

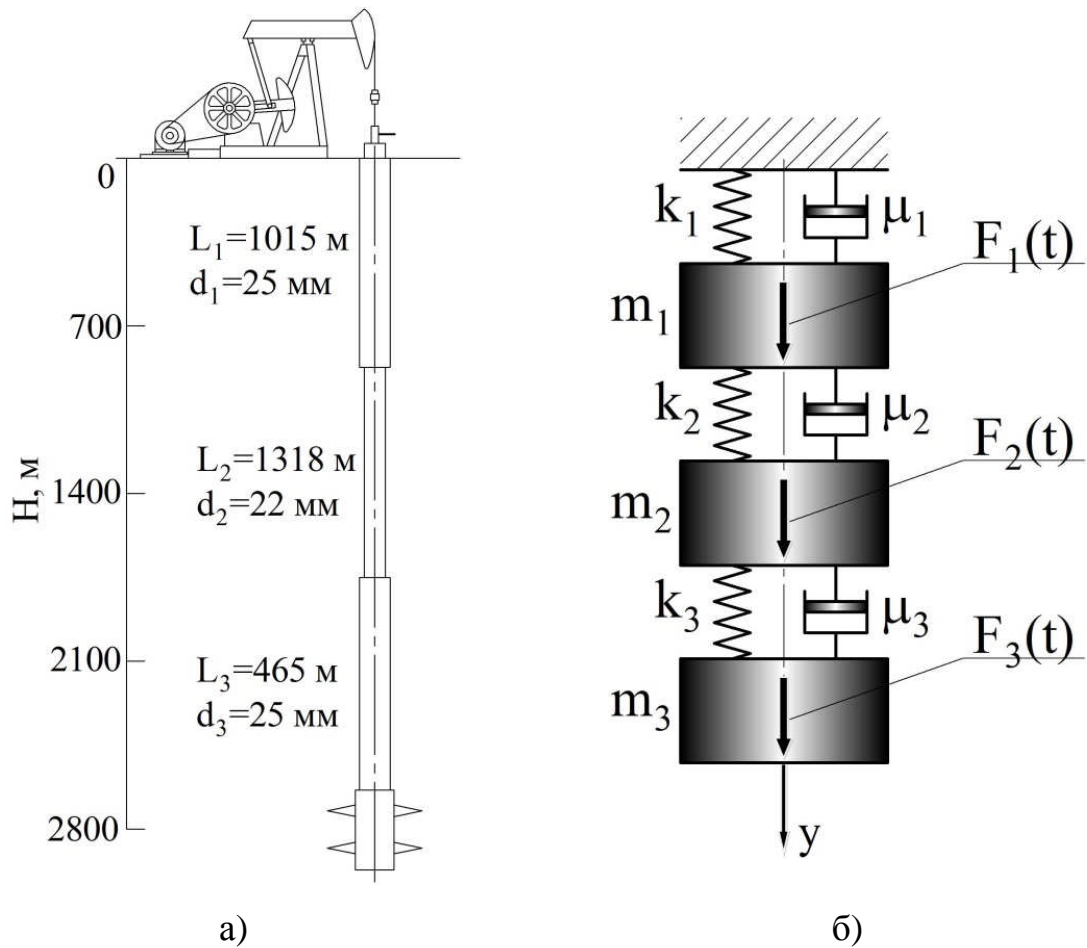
На даний час не досліджувалася одна з важливих особливостей динамічної поведінки КНШ – це її здатність розсіювати у незворотній формі деяку частину енергії коливань. Дисипативні властивості КНШ зумовлюються багатьма її параметрами, кількісна оцінка яких ще вимагає ряду досліджень. Тому визначення дисипативних характеристик багатоступеневих КНШ великої довжини, що впливають на інтенсивність їх коливань є завданням, вирішення якого сприятиме пошуку енергоощадних режимів їх роботи, а також забезпеченню довговічності її елементів [269].

При динамічних розрахунках багатоступеневої КНШ важливою є оцінка інтенсивності її коливань на перехідних режимах роботи ШСНУ. В більшості випадків саме на цих режимах протягом відносно невеликого проміжку часу можуть збуджуватися резонансні та навіколорезонансні коливання [251, 255, 262]. Рівні таких коливань, як правило, можуть перевищувати коливання систем на режимах усталеної експлуатації. Досить часто високі рівні коливань КНШ на перехідних режимах спричиняють появу пошкоджень в елементах колони та їх подальше руйнування внаслідок дії змінного навантаження.

Дослідження динаміки КНШ на перехідних режимах є, власне кажучи, частковим випадком розрахунку механічної системи за умов дії випадкових навантажень [238]. Задачу про коливання КНШ на перехідних режимах під дією змінного навантаження з достатньою точністю можна звести до розрахунку системи із скінченним числом степеней вільності. Зважаючи на це, подальші дослідження проведено для умовно вертикальної триступеневої КНШ [270]. Її змодельовано у вигляді механічної системи з трьома степенями вільності (рис. 7.14). Для цього прийнято наступні позначення параметрів КНШ:

- m_1, m_2, m_3 – маси першої, другої та третьої ступеней відповідно;
- y_1, y_2, y_3 – вібропереміщення мас системи відповідно ($y_1=S_1, y_2=S_2, y_3=S_3$);

- k_1, k_2, k_3 – жорсткості ступеней, що зведені до точки підвісу колони та точок з'єднань її ступеней відповідно;
- μ_1, μ_2, μ_3 – коефіцієнти демпфування коливань ступеней відповідно;
- $F_1(t), F_2(t), F_3(t)$ – зовнішні навантаження, прикладені до ступеней.



а) компоновка; б) динамічна модель

Рисунок 7.14 – Треступенева КНШ

З урахуванням основних принципів теоретичної механіки [193] для побудованої розрахункової схеми КНШ диференційні рівняння руху її ступеней матимуть наступний вигляд:

$$\begin{cases} F_1(t) = m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_1 \frac{d}{dt}\right) k_1 (y_1 - y_2); \\ F_2(t) = m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_2 \frac{d}{dt}\right) k_2 (y_2 - y_3) - \left(1 + 2\mu_1 \frac{d}{dt}\right) k_1 (y_1 - y_2); \\ F_3(t) = m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_3 \frac{d}{dt}\right) k_3 y_3 - \left(1 + 2\mu_2 \frac{d}{dt}\right) k_2 (y_2 - y_3). \end{cases} \quad (7.37)$$

Враховуючи природу коливного процесу КНШ, як довгомірного складного стержня, функції вібропереміщення та навантаження подано наступним чином:

$$y_i(t) = Y_{ai}(\omega) e^{i\omega t}, \quad (7.38)$$

$$F_i(t) = F_{ai}(\omega) e^{i\omega t}, \quad (7.39)$$

де Y_{ai} , F_{ai} – амплітудні значення вібропереміщень та навантажень i -ої ступені колони; ω – експлуатаційна частота ($\omega \approx \xi$).

Підставивши другу похідну за часом функції переміщення (7.38) і функцію сили (7.39) у систему (7.37) та виконавши перетворення, отримаємо:

$$\begin{cases} F_{a1} = -m_1 \omega^2 Y_{a1} + (1 + 2\mu_1 \omega i) k_1 (Y_{a1} - Y_{a2}); \\ F_{a2} = -m_2 \omega^2 Y_{a2} - (1 + 2\mu_1 \omega i) k_1 (Y_{a1} - Y_{a2}) + (1 + 2\mu_2 \omega i) k_2 (Y_{a2} - Y_{a3}); \\ F_{a3} = -m_3 \omega^2 Y_{a3} - (1 + 2\mu_2 \omega i) k_2 (Y_{a2} - Y_{a3}) + (1 + 2\mu_3 \omega i) k_3 Y_{a3}. \end{cases} \quad (7.40)$$

Визначник системи рівнянь (7.40) запишемо наступним чином:

$$\begin{aligned} D(\omega) = & \left[-m_1 \omega^2 + (1 + 2\mu_1 \omega i) k_1 \right] \times \left[-m_2 \omega^2 + (1 + 2\mu_1 \omega i) k_1 + (1 + 2\mu_2 \omega i) k_2 \right] \times \\ & \times \left[-m_3 \omega^2 + (1 + 2\mu_2 \omega i) k_2 + (1 + 2\mu_3 \omega i) k_3 \right] - \left[-m_1 \omega^2 + (1 + 2\mu_1 \omega i) k_1 \right] (1 + 2\mu_2 \omega i)^2 k_2^2 - \\ & - \left[-m_3 \omega^2 + (1 + 2\mu_2 \omega i) k_2 + (1 + 2\mu_3 \omega i) k_3 \right] (1 + 2\mu_1 \omega i)^2 k_1^2. \end{aligned} \quad (7.41)$$

Для зручності останній вираз перепишемо у такому вигляді:

$$D(\omega) \approx m_1 m_2 m_3 (\omega^2 - 2\mu_{1f} p_1^2 \omega i - p_1^2) \times \\ \times (\omega^2 - 2\mu_{2f} p_2^2 \omega i - p_2^2) (\omega^2 - 2\mu_{3f} p_3^2 \omega i - p_3^2), \quad (7.42)$$

де μ_{rf} – коефіцієнт демпфування, що відповідає r -ій формі власних коливань; p_i – частоти власних коливань.

Розкривши дужки у виразі (7.42), прирівняємо коефіцієнти при ωi . Виключивши величини другого порядку малості, після перетворень запишемо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} \mu_{1f} + \mu_{2f} + \mu_{3f} = \mu_1 + \mu_2 + \mu_3; \\ m_1 m_2 m_3 \left[\mu_{1f} p_1^2 (p_2^2 + p_3^2) + \mu_{2f} p_2^2 (p_1^2 + p_3^2) + \mu_{3f} p_3^2 (p_1^2 + p_2^2) \right] = \\ = (\mu_1 + \mu_2) k_1 k_2 (m_1 + m_2 + m_3) + \\ + (\mu_1 + \mu_3) k_1 k_3 (m_1 + m_2) + (\mu_2 + \mu_3) k_2 k_3 m_1; \\ m_1 m_2 m_3 \left[\mu_{1f} p_1^2 + \mu_{2f} p_2^2 + \mu_{3f} p_3^2 \right] = \\ = m_1 m_2 (\mu_2 k_2 + \mu_3 k_3) + m_1 m_3 (\mu_1 k_1 + \mu_2 k_2) + \mu_1 k_1 m_2 m_3. \end{cases} \quad (7.43)$$

Для зручності праві частини рівнянь системи позначимо наступним чином:

$$\begin{cases} A = m_1 + m_2 + m_3; \\ B = (m_1 + m_2) k_1 k_2 (m_1 + m_2 + m_3) + \\ + (m_1 + m_3) k_1 k_3 (m_1 + m_2) + (m_2 + m_3) k_2 k_3 m_1; \\ C = m_1 m_2 (\mu_2 k_2 + \mu_3 k_3) + \\ + m_1 m_3 (\mu_1 k_1 + \mu_2 k_2) + \mu_1 k_1 m_2 m_3. \end{cases} \quad (7.44)$$

Зазначимо, що коефіцієнт згасання коливань ступеней колони із коефіцієнтом демпфування зв'язаний залежністю:

$$\mu = 2nm. \quad (7.45)$$

Тоді, з урахуванням (7.39) та прийнятих позначень у (7.38), систему рівнянь (7.37) можна подати, як:

$$\begin{cases} 2(n_{1f}m_1 + n_{2f}m_2 + n_{3f}m_3) = A; \\ 2m_1m_2m_3 \left[n_{1f}m_1p_1^2(p_2^2 + p_3^2) + n_{2f}m_2p_2^2(p_1^2 + p_3^2) + n_{3f}m_3p_3^2(p_1^2 + p_2^2) \right] = B; \\ 2m_1m_2m_3 \left[n_{1f}m_1p_1^2 + n_{2f}m_2p_2^2 + n_{3f}m_3p_3^2 \right] = C. \end{cases} \quad (7.46)$$

Якщо для коефіцієнтів n_{1f} , n_{2f} , n_{3f} прийняти середнє значення n_{rf} , що відповідає r -ій формі власних коливань, то із (7.46) можна отримати наближену формулу для оцінки коефіцієнту згасання:

$$n_{rfi} \approx \frac{\left[A \frac{m_1m_2m_3p_1^2p_2^2p_3^2}{p_r^2} + Cp_r^2 - B \right] \left(p_{1+\text{Rem}(r+1,3)}^2 - p_{1+\text{Rem}(r,3)}^2 \right)}{m_1m_2m_3 (p_2^2 - p_1^2)(p_3^2 - p_1^2)(p_3^2 - p_2^2)}, \quad (7.47)$$

де $\mathcal{R}_{e,m}(r,3)$ – залишок від ділення номера власної форми r на 3.

Основними коливаннями КНШ є поздовжні. Розсіювання енергії цих коливань відбувається внаслідок тертя штанг об НКТ у в'язкому середовищі та внутрішнього гістерезисного тертя в матеріалі самих штанг. Демпфування коливань колони через розсіювання енергії призводить до зменшення їх амплітуди та частоти. Тому інтенсивне демпфування поздовжніх коливань КНШ спостерігатиметься при постійній їхній дисипації. Ця особливість виражається прямою залежністю коефіцієнта демпфування μ_{rf} від коефіцієнта дисипації γ_{rf} :

$$\mu_{rf} = \gamma_{rf} / (2\omega_0), \quad (7.48)$$

де ω_0 – основна експлуатаційна частота.

Після співставлення залежностей (7.45), (7.47) і (7.48) коефіцієнт дисипації можна подати в кінцевому виигляді:

$$\gamma_{rji} = 4m_i\omega_0 \frac{\left[A \frac{m_1 m_2 m_3 p_1^2 p_2^2 p_3^2}{p_r^2} + C p_r^2 - B \right] \left(p_{1+\text{Rem}(r+1,3)}^2 - p_{1+\text{Rem}(r,3)}^2 \right)}{m_1 m_2 m_3 (p_2^2 - p_1^2) (p_3^2 - p_1^2) (p_3^2 - p_2^2)}. \quad (7.49)$$

Як видно із (7.49), коефіцієнт дисипації залежить від мас, частот власних коливань КНШ та жорсткостей її ступеней. Частота власних коливань КНШ залежить тільки від геометричних розмірів її ступеней, тоді як маса та жорсткість кожної ступені залежить від її геометричних розмірів та матеріалу. Тому дослідження зміни коефіцієнту дисипації для компоновок КНШ різної жорсткості має важливе значення для забезпечення їх безрезонансної роботи.

Для подальших досліджень обрано триступеневу КНШ. Довжини та діаметри ступеней колони, укомплектованої сталевими штангами згідно [247], приведені нижче:

- перша ступінь – 3329 футів (1015 м) та 1 дюйм (25 мм);
- друга ступінь – 4325 футів (1318 м) та 0,875 дюйма (22 мм);
- третя – 1525 футів (465 м) та 1 дюйм (25 мм).

КНШ забезпечує спуск насоса умовним діаметром 2,25 дюйма (56 мм) на глибину 9300 футів (2835 м). Враховуючи сучасні тенденції щодо використання НШ з композитних матеріалів, аналітичні дослідження проведено для чотирьох варіантів комплектування триступеневої колони (табл. 7.6). При обчисленні параметрів В і С у (7.44) жорсткості ступеней КНШ визначались за формулами:

$$k_i = \frac{A_i E_i}{l_i}, \quad (7.50)$$

де A_i – площа поперечного перерізу ступені; E_i – модуль пружності матеріалу ступені; l_i – довжина ступені.

Маси ступеней КНШ визначались з врахуванням їх довжини та приведених мас одного метра штанг. Згідно [247] основна кругова частота вимушених коливань КНШ становить $\omega_0=0,398$ рад/с. Кругові частоти, що відповідають першій, другій та третій формі власних коливань КНШ, відповідно рівні:

- для компоновки № 1 $p_1=4,405$ рад/с; $p_2=10,8016$ рад/с; $p_3=72,747$ рад/с;
- для компоновки № 2 $p_1=3,178$ рад/с; $p_2=7,078$ рад/с; $p_3=12,088$ рад/с;
- для компоновки № 3 $p_1=2,739$ рад/с; $p_2=6,761$ рад/с; $p_3=15,956$ рад/с;
- для компоновки № 4 $p_1=2,877$ рад/с; $p_2=7,806$ рад/с; $p_3=12,461$ рад/с.

Таблиця 7.6 – Варіанти комплектування триступеневої КНШ

Ступінь	Матеріали ступеней для компоновок			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
колібри	Сталь	Склопластик	Склопластик	Сталь
2	Сталь	Сталь	Склопластик	Склопластик
3	Сталь	Сталь	Сталь	Сталь

Таблиця 7.7 – Параметри триступеневої КНШ, укомплектованої склопластиковими та сталевими штангами

Ступінь	Довжина, м	Діаметр, мм	Матеріал	Маса m_i , кг	Жорсткість k_i , Н/м
1	1015	25	Сталь	33596,5	$1,016 \cdot 10^5$
			Склопластик	1339,8	$2,418 \cdot 10^4$
2	1318	22	Сталь	33345,4	$6,057 \cdot 10^4$
			Склопластик	1291,6	$1,442 \cdot 10^4$
3	465	25	Сталь	15391,5	$2,217 \cdot 10^5$

Керуючись положеннями, приведеними у [253, 255, 257], розрахунок коефіцієнту дисипації за формулою (7.49) проведено в середовищі MathCAD, а для його аналізу використано коефіцієнти у безрозмірному виді. Перший коефіцієнт визначається співвідношенням між жорсткостями суміжних ступеней $a_1=k_2/k_1$ і $a_2=k_3/k_2$, а другий – співвідношенням між дисипативними коефіцієнтами суміжних ступеней $c_1=\gamma_2/\gamma_1$ і $c_2=\gamma_3/\gamma_2$.

Спираючись на результати проведених досліджень можна сказати, що для комбінованої колони, укомплектованої склопластиковими штангами, на відміну від сталеві, спостерігається помітне згасання амплітуди коливань внаслідок внутрішнього тертя. Тому практичний інтерес тут мають визначення та дослідження коефіцієнтів дисипації коливань КНШ із склопластиковими штангами [270]. Для компоновки №2, як видно з графіка на рис. 7.15, при зменшенні співвідношення $a_1=k_2/k_1$ (тобто при збільшенні жорсткості першої ступені k_1) коефіцієнт дисипації γ_{1f} зменшується і наближається до 0,12. В той же час γ_{2f} і γ_{3f} збільшуються відповідно до значень 0,42 і 0,35. При збільшенні співвідношення $a_1=k_2/k_1$ (тобто при зменшенні жорсткості k_1 першої ступені) γ_{2f} і γ_{3f} зменшуються до значень відповідно 0,14 і 0,1; а γ_{1f} – збільшується до значення 0,38. З графіка на рис. 7.16, випливає, що при зменшенні співвідношення $a_2=k_3/k_2$ (тобто при збільшенні жорсткості другої ступені k_2) коефіцієнти дисипації другої і третьої ступені збільшуються відповідно до значень $\gamma_{2f}=0,41$ і $\gamma_{3f}=0,51$; а γ_{1f} для першої ступені зменшується до значення 0,12. При збільшенні співвідношення $a_2=k_3/k_2$ (тобто при зменшенні жорсткості другої ступені k_2) γ_{3f} наближається до γ_2 . Як ілюструє графік на рис. 7.17 (компоновка №3) і як засвідчує аналіз формули (12), γ_{if} залежить від γ_i лінійно і при $c_1=\gamma_2/\gamma_1=1$, $\gamma_{2f}\approx\gamma_2$; $\gamma_{1f}\approx\gamma_{3f}\approx(\gamma_2+\gamma_3)/2=0,4$. З графіка на рис. 7.18 та формули (7.49) для компоновки №4 випливає, що γ_{if} залежить від γ_i також лінійно, і при $c_2=\gamma_3/\gamma_2=1$; $\gamma_{1f}\approx\gamma_{3f}\approx\gamma_3=0,3$.

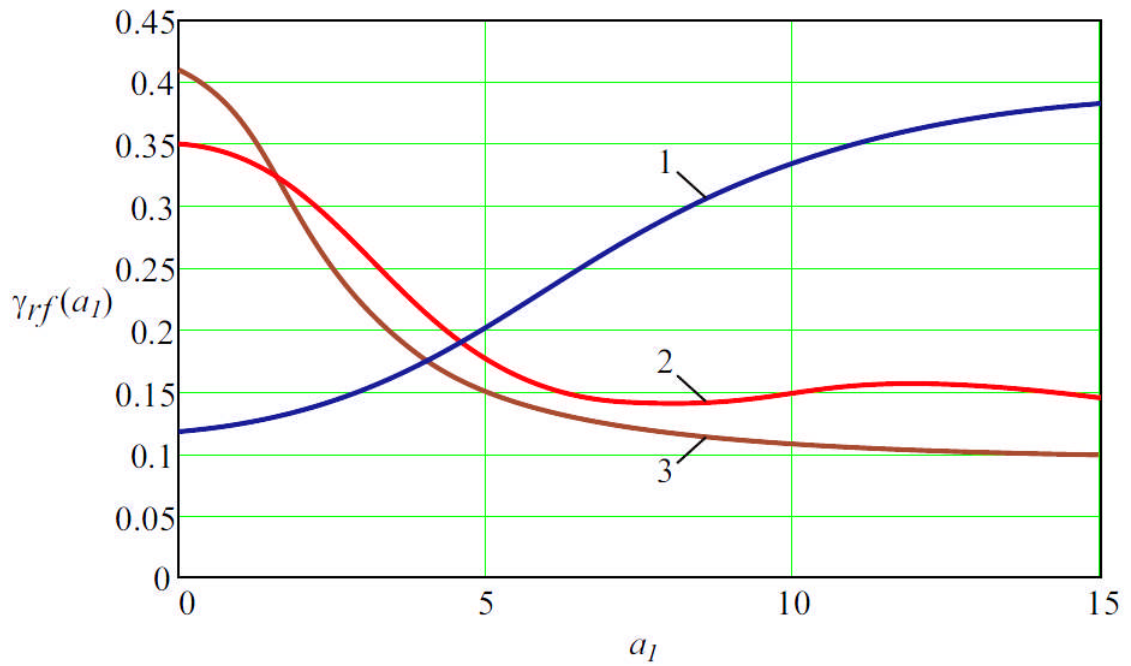


Рисунок 7.15 – Графіки залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{if} від безрозмірного параметру a_1 (при $a_1=2,5$ $\gamma_1=0,14$; $\gamma_2=0,28$; $\gamma_3=0,24$)
(1 – крива $\gamma_{1f}(a_1)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(a_1)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(a_1)$)

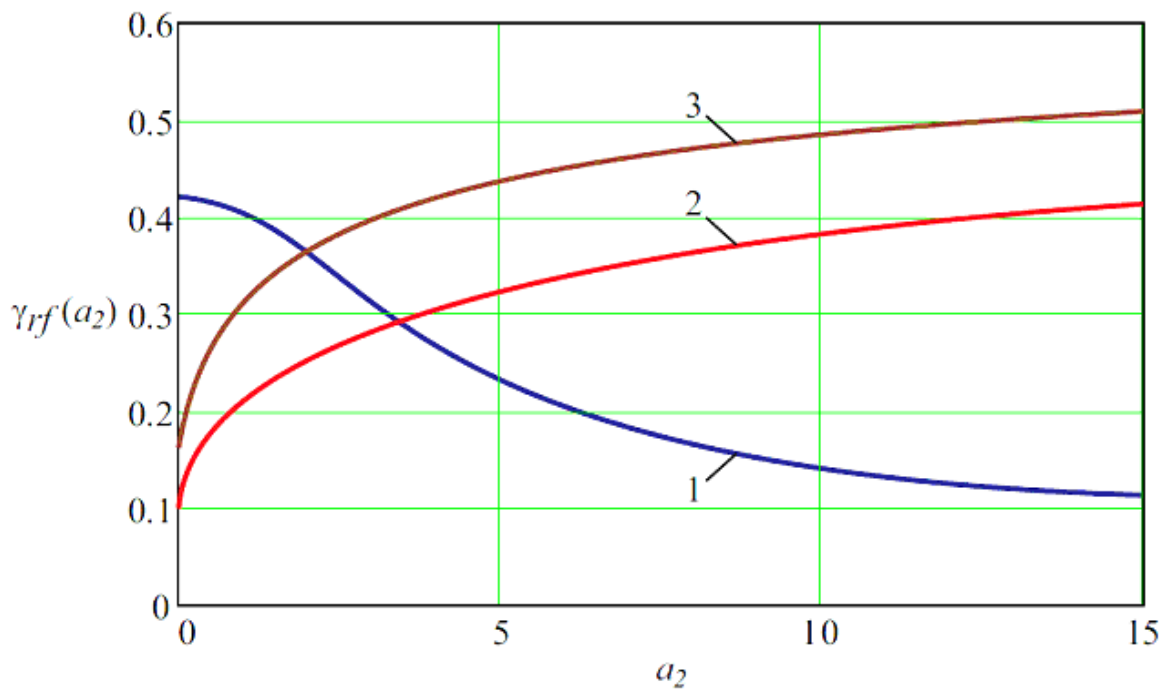


Рисунок 7.16 – Графіки залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{if} від безрозмірного параметру a_2 (при $a_2=3,7$ $\gamma_1=0,28$; $\gamma_2=0,29$; $\gamma_3=0,42$)
(1 – крива $\gamma_{1f}(a_2)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(a_2)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(a_2)$)

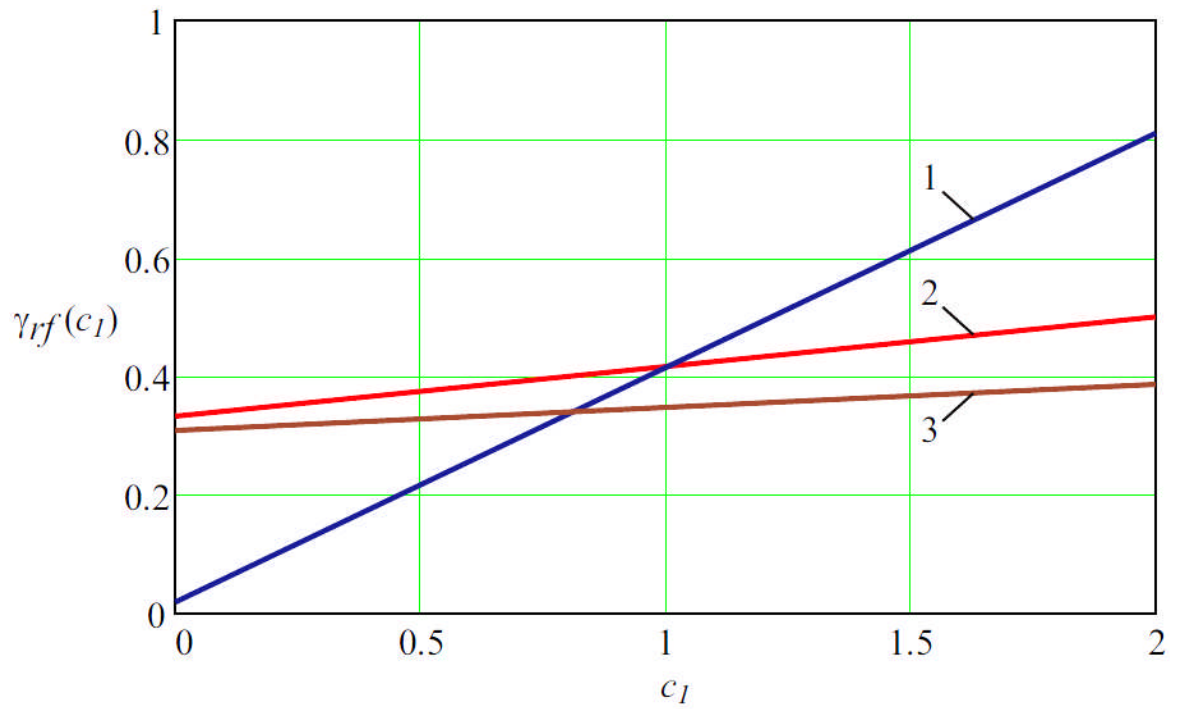


Рисунок 7.17 – Графіки залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{rf} від безрозмірного параметру c_1 (1 – крива $\gamma_{1f}(c_1)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(c_1)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(c_1)$)

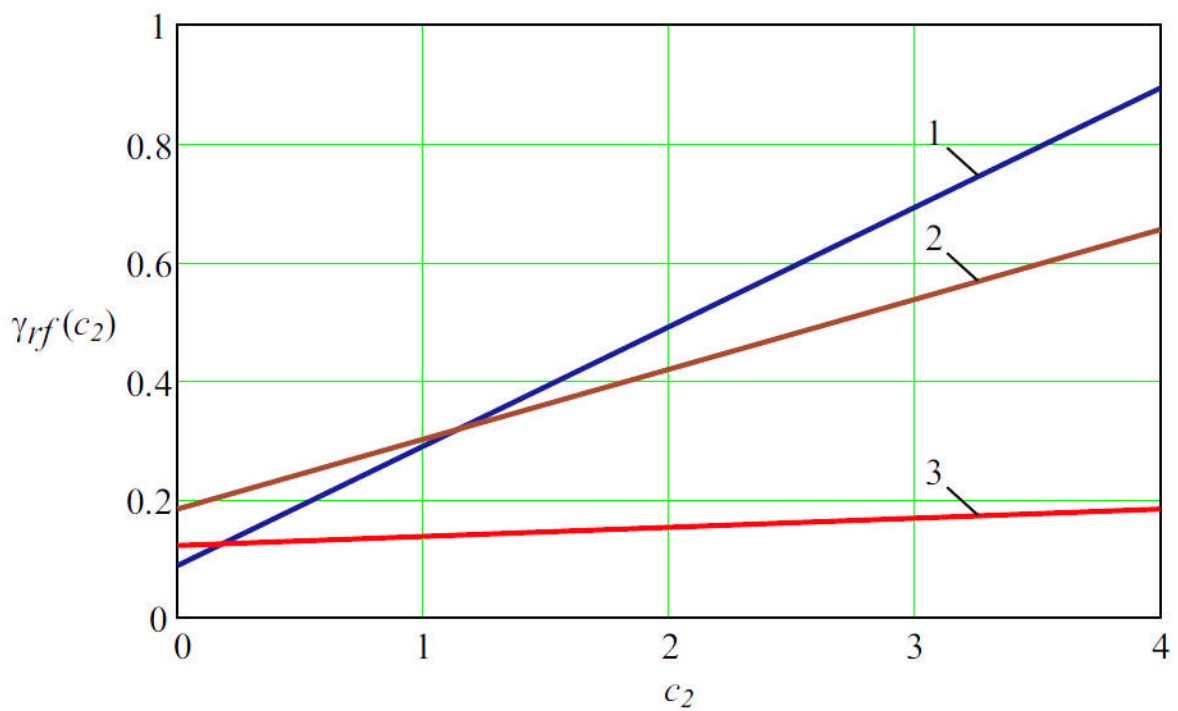


Рисунок 7.18 – Графік залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{rf} від безрозмірного параметру c_2 (1 – крива $\gamma_{1f}(c_2)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(c_2)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(c_2)$)

На основі отриманих вище результатів розрахунку та побудованих графічних залежностей можна стверджувати, що шляхом правильного підбору жорсткостей ступеней КНШ можна забезпечити потрібне розсіювання енергії її коливань, а разом з тим і попередити виникнення резонансу. Зміна жорсткостей окремих ступеней КНШ може здійснюватися або зміною їх геометричних розмірів, або ж зміною матеріалу, з якого вони виготовлені. Як показують результати досліджень включення в композиції № 2 першої склопластикової ступені замість сталеві (при $a_1=2,5$) зумовлює збільшення коефіцієнта згасання в склопластиковій ступені до $\gamma_{1f}=0,38$ та одночасне його зменшення в сталевих до $\gamma_{3f}=0,1$. Використання першої склопластикової ступені замість сталеві зменшує її жорсткість в 4,2 рази і призводить до збільшення коефіцієнту дисипації коливань в 3,8 рази. Збільшення жорсткості обваженого сталеві низу (при $a_2=3,7$) у вузькому діапазоні зменшує коефіцієнт дисипації верхньої склопластикової ступені у 3,6 рази. Разом з тим, лінійне збільшення коефіцієнтів дисипації в компоновках № 2, № 3 і № 4 із склопластиковими ступенями зумовлює відповідне зменшення амплітуди, частоти та енергії їх коливань. Такий підхід дозволяє попередити явище резонансу при роботі умовно вертикальної КНШ на перехідних режимах під дією змінного навантаження. З іншого боку це дасть змогу мінімізувати ймовірність появи втомних пошкоджень в елементах КНШ та їх подальше руйнування.

7.5. Висновки до розділу 7

1. На основі аналізу вимушених коливань осьового навантаження на КНШ та розроблено спосіб визначення коефіцієнта згасання її коливань на основі отриманих в ході досліджень ШСНУ динамограм. Встановлено, що коефіцієнт згасання, а разом з ним і амплітуда динамічної складової навантаження колони, по мірі віддалення від гирла свердловини зменшується.

2. Запропоновано спосіб оцінки навантаженості довільних перерізів колони, який ґрунтується на використанні знятих динамограм та передбачає можливість врахування фактичних умов експлуатації обладнання. Застосування вказаного способу для аналізу отриманих на конкретній свердловині динамограм та визначення з його використанням коефіцієнтів згасання дає змогу оцінити динамічність КНШ та встановити оптимальні режими роботи ШСНУ з метою недопущення резонансу за фактичних умов експлуатації.

3. Для реалізації способу оцінки навантаженості довільних перерізів колони розроблено імітаційні моделі КНШ, що враховують їх конструктивні особливості, режимні параметри експлуатації ШСНУ, особливості взаємодії колон НКТ і НШ та закони зміни зусиль в точці їх підвішування. Результатом моделювання є функції зміни осьового навантаження для різних перерізів КНШ. Максимального врахування умов експлуатації глибинного обладнання ШСНУ досягається шляхом детального аналізу профілю свердловини та визначення зусиль взаємодії НШ із НКТ на ділянках з великою інтенсивністю викривлення. Практичне значення отриманих результатів полягає в можливості аналізу напружено-деформованого стану та довговічності елементів КНШ за відомими законами зміни осьових навантажень, що діють впродовж робочого циклу на заданій глибині.

4. Для врахування особливостей динамічних процесів ще на етапі проектування обґрунтовано основні принципи визначення коефіцієнта дисипації з використанням рівнянь руху триступеневої колони штанг. Дослідження динамічних процесів в умовно вертикальній КНШ під дією змінного навантаження дає змогу шляхом підбору жорсткостей ступеней колони забезпечити таке розсіювання енергії її коливань, за якого можна уникнути ресонансу та мінімізувати ймовірність появи втомних пошкоджень в елементах штанг і їх руйнування. Так, у комбінованих КНШ використання першої склопластикової ступені замість сталеві зменшує її жорсткість в 4,2 рази і призводить до збільшення коефіцієнту дисипації

коливань в 3,8 рази; коефіцієнт динамічності 0,98 при цьому допускає її експлуатацію у “жорсткому” дорезонансному режимі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: Недра, 1990. 263с.
2. Аванесов В.А., Москалева Е.М. Насосно-компрессорные трубы. Ухта: УГТУ, 2000. 52 с.
3. Вирновский А.С. Теория и практика глубинонасосной добычи нефти. М.: Недра, 1971. 184с.
4. Зиновьев В.А., Бессонов. А. П. Основы динамики машинных агрегатов. Москва: Машиностроение, 1964. 239с.
5. Степанов А. Г. Динамика машин. Екатеринбург: УрО РАН, 1999. 304 с.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1965. 776с.
7. Григорьев В. Г. Методология исследования динамических свойств сложных упругих и гидроупругих систем: автореф дисс. на стиск. уч. степени д-ра техн наук: спец. 01.02.06. Москва: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000. 34 с.
8. Анцупов А. В. Развитие научных и методологических принципов конструирования элементов механических систем на основе структурно-энергетической теории прочности материалов: автореф дисс. на стиск. уч. степени д-ра техн наук: спец. 05.02.13. Магнитогорск: техн. ун-т им. Г.И. Носова, 2014. 36 с.
9. Пукач П. Я. Методи аналізу динамічних процесів у нелінійних неавтономних механічних системах різної структури: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.02.09. Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2014. 40 с.
10. Ступницький В. В. Науково-прикладні основи проектування функціонально-орієнтованих технологій машинобудування засобами паралельного інжинірингу: 05.02.08. Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2015. 36 с.

11. Daniel Kasperek. Structure-based System Dynamics Analysis of Engineering Design Processes. Dissertation. Technischen Universit?t M?nchen eingereicht und durch die Fakult?t f?r Maschinenwesen. 2016.
12. Добрынин С. А., Фельдман М. С., Фирсов Г. И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1987. 224с.
13. Вибрации в технике: под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. Москва: Машиностроение, 1980. Т. 3. 544 с.
14. Вибрации в технике: под ред. Э. Э. Лавенделла. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 4. 509 с.
15. Вибрации в технике: под ред. К. В. Фролова. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 6. 456 с.
16. Мамаєв Л. М., Романюк О. Д., Нікулін О. В., Кабаков А. М., Теліпко Л. П. Дослідження динаміки, міцності і технологічності механічних систем: монографія. Кам'янське : ДДТУ, 2017. 183 с.
17. Огородников П.И. Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне: дисс. на соиск. уч. степени д-ра техн наук: спец. 05.15.10. Москва, 1990. 421с.
18. Векерик В.И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента: дисс. на соиск. уч. степени д-ра техн наук: спец. 05.15.07. Ивано-Франковск, 1991. 749с.
19. Мойсишин В. М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом: дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.15.10. Івано-Франківськ: 1996. 498 с.
20. Молдавцев С.А., Векерик В.І. Динаміка шарошкового долота і бурильного інструменту в процесі буріння. Івано-Франківськ: Факел, 2006. 182с.
21. Василюк Ю.М. Вплив динамічних процесів у бурильній колоні на роботу тришарошових доліт: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.15.10. Івано-Франківськ, 2002. 168с.

22. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец. 05.05.12. Москва, 1990. 278с.

23. Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец. 05.05.12. Івано-Франківськ, 1999. 290с.

24. Копей Б.В. Научно-технологические принципы комплексного повышения ресурсу свердловинного нефтегазового оборудования: дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец. 05.05.12. Івано-Франківськ, 1996. 478с.

25. Карпаш О.М. Методи та засоби забезпечення працездатності трубних колон: дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец. 05.05.12. Івано-Франківськ, 1996. 373с.

26. Лисканич М.В. Підвищення експлуатаційної надійності бурильної колони в умовах вібраційного навантажування: дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец. 05.05.12. Івано-Франківськ, 2005. 380с.

27. Чернов Б.А. Исследование замковых резьбовых соединений бурильных труб и турбобуров и разработка рекомендаций по повышению их эффективности в глубоком бурении: дисс. на соиск. на соиск. уч. степени д-ра техн наук: спец. 05.05.12. Івано-Франковск, 1999. 298с.

28. Артим В.І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних та штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2010. 389с.

29. Рачкевич Р.В. Розвиток наукових основ забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недосконаlostями. автореф. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.12. Івано-Франківськ, 2018. 34с.

30. Jiahao Zheng. Fatigue Estimation of Drill-string and Drill-pipe Threaded Connection Subjected to Random Loadings. A thesis submitted to the School of Graduate Studies in partial fulfillment of the requirements for the degree

of Master of Engineering Department of Engineering and Applied Science. Memorial University of Newfoundland. 2015.

31. Feargal Peter Brennan. Fatigue and fracture mechanics analysis of threaded connections. Submitted for the Degree of Doctor of Philosophy. Department of Mechanical Engineering University College London. 1992.

32. Чудик І.І. Розвиток наукових основ буріння скерованих свердловин з мінімальними втратами енергії: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец. 05.15.06. Івано-Франківськ, 2011. 42с.

33. Сурнин Л.С. Повышение эффективности применения амортизаторов на базе исследования волновых процессов в бурильной колонне: дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. спец. 05.15.10. Ивано-Франковск, 1986. 167 с.

34. Сесюнин Н. А. Некоторые задачи стесненного пространственного изгиба упругих стержней: автореф. дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец. 01.02.04. Москва, 1997. 36 с.

35. Имаева Э. Ш. Вибронагруженность глубинного бурового оборудования при случайных колебаниях: дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.13. Уфа, 2003. 128с.

36. Петенёв П. Г. Исследование и совершенствование компоновки бурильной колонны для повышения эффективности бурения геологоразведочных скважин: автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 25.00.14. Красноярск, 2016. 20 с.

37. Ветюков Ю. М. Крутильно-продольные колебания бурильной колонны с долотом режущего типа: автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 01.02.06. Санкт-Петербург, 2004. 16 с.

38. Борисов К. И. Научный метод оценки эффективности динамических процессов разрушения горных пород при бурении скважин современными инструментами режуще-скальвающего действия: автореф. дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец. 25.00.14. Томск, 2012. 36 с.

39. Хегай В.К. Управление динамикой бурильной колонны в направленных скважинах: автореф. дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец. 25.00.15. Ухта, 2005. 45 с.

40. Лягов А.В. Динамические компоновки для бурения забойными двигателями: автореф. дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец. 05.02.13. Уфа, 2005. 47 с.

41. Thiago Ritto. Numerical analysis of the nonlinear dynamics of a drill-string with uncertainty modeling. Other. Universit?e Paris-Est, 2010.

42. Chien-Min Liao. Experimental and numerical studies of drill-string dynamics: Dissertation submitted to the Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, College Park, in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy. 2011.

43. Mohammed Fayez Al Dushaishi. Investigation of drill string vibration reduction tools. Master of science in petroleum engineering. Missouri university of science and technology. 2012.

44. Mohammad Fazaelizadeh. Real Time Torque and Drag Analysis during Directional Drilling. A thesis submitted to faculty of graduate studies in partial fulfilment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. Department of chemical and petroleum engineering Calgary, Alberta. 2013.

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

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

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

48. Burak Kağan Çağlayan. Torque and drag applications for deviated and horizontal wells: a case study. A thesis submitted to the graduate school of natural and applied sciences of middle east technical university. In partial fulfillment of the requirements for the degree of master of science in petroleum and natural gas engineering. 2014.

49. Vinod Kumar Varala, B.Tech. Modeling of Horizontal Drilling. Master of Science in Engineering. The University of Texas at Austin, 2016.

50. Нескоромных В.В. Оптимизация в геологоразведочном производстве: Учеб. пособие. М.: ИНФРА-М; Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. 199 с.

51. Шадрина А. В. Торетические и экспериментальные исследования волновых процессов в колонне труб при бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок: дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец. 25.00.14. Томск, 2014. 272 с.

52. R. I. Leine, D. H. van Campen. Stick-slip whirl interaction in drillstring dynamics. Department of Mechanical Engineering, Eindhoven University of Technology, P. O. Box 513, 5600 MB Eindhoven, The Netherlands. 2005.

53. Rong-Juin Shyu. Bending Vibration of Rotating Drill Strings. Submitted to the Department of Ocean Engineering for the Degree of Doctor of Philosophy. Massachusetts Institute of Technology. 1989.

54. Ming Jian. Theoretical and experimental studies of ith percussive drill vibration. A thesis submitted to the Faculty of Graduate Studies and Research in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Engineering. McGill University Montreal, Quebec, Canada. 1994.

55. Maria Kiseleva. Oscillations of Dynamical Systems Applied in Drilling. Analytical and Numerical Methods. Academic dissertation to be publicly discussed, by permission of the Faculty of Information Technology of the University of Jyväskylä. 2013.

56. Morten Krøtøy Johannessen, Torgeir Myrvold. Stick-Slip Prevention of Drill Strings Using Nonlinear Model Reduction and Nonlinear Model Predictive

Control. Master of Science in Engineering Cybernetics. Norwegian University of Science and Technology. 2010.

57. Michael Lyle Payne. Drilling Bottom-Hole Assembly Dynamics. A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree doctor of philosophy. Rice University. Houston, Texas. 1992.

58. Mejbahul Sarker, B. Eng., M. Eng. Modeling and Simulation of Vibration in Deviated Wells. A Thesis submitted to the School of Graduate Studies in partial fulfillment of the requirement for the degree of Doctor of Philosophy. Memorial University of Newfoundland, Canada. 2017.

59. Петенёв П. Г. Исследование и совершенствование компоновки бурильной колонны для повышения эффективности бурения геологоразведочных скважин: дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 25.00.14. Красноярск, 2016. 179 с.

60. Вагапов С.Ю. Устойчивость колонн насосно-компрессорных труб и штанг глубино-насосной установки. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000. 133 с.

61. Требин Ф.А., Макагон Ю.Ф., Басниев К.С. Добыча природного газа. М.: Недра, 1976. 386с.

62. Мельникова Е. Ю. Разработка критериев диагностирования насосно-компрессорных труб виброакустическим методом в промышленных условиях: автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.13. Уфа: ВПО "УГТУ", 2002. 24с.

63. Савула С. Ф. Підвищення ефективності експлуатації ліфтових колон свердловин підземних сховищ газу: дис. канд. техн. наук: спец. 05.15.13. Львів, 2007. 245с.

64. Савула С. Ф., Харченко Є. В., Кичма А.О. Експериментальні дослідження динаміки ліфтових колон підземного сховища газу. *Машинознавство*. 2006. №6. С. 30-34.

65. Вадигуллин А. Д. Разработка методов и средств для совершенствования процесса развинчивания насосно-компрессорных труб:

дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.13. Альметьевск: ГБОУ ВПО “АГНИ”, 2014. 157с.

66. Бураков Ю. Г., Соколов В. А. Имитационное моделирование работы системы циклического газлифта на режимах с вынужденными колебаниями. Нефтегазовое дело. 2004. Т2. С. 91 - 102.

67. Alisher Narzulloyev. Characterizing gas-lift instabilities. University of Stavanger, Department of Petroleum Engineering. Trondheim, Norway, 2004.

68. Khalid M. O. Elmabrok. Gas lift optimization and flow instability. Submitted in Partial Fulfilment of Requirements of the Degree of Doctor of Philosophy. Manchester, 2017.

69. Hang Yan, Yifei Yan, Xiangzhen Yan. Nonlinear Vibration Analysis of Tubing Strings in Underground. Hindawi Shock and Vibration Volume 2019, Article ID 1678393, 15 pages <https://doi.org/10.1155/2019/1678393>.

70. 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.

71. Юшин Е. С. Оценка коррозионно-усталостного состояния насосно-компрессорных труб в минерализованных средах: автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.13. Ухта: ФГБОУ ВПО “УГТУ”, 2015. 24с.

72. 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.

73. Тагирова К. Ф. Автоматизация управления технологическим процессом добычи нефти из малодебитных скважин на основе динамических моделей: автореф. дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн наук: спец. 05.13.06. Уфа: ВПО “Уфимского государственного авиационного технического университета”, 2008. 35 с.

74. Ренев Д. Ю. Повышение эффективности эксплуатации СШНУ в наклонно-направленных скважинах за счет уточнения методик расчета и подбора штанговых колонн: дисс. на соиск. уч. степени канд. техн наук: спец. 05.02.13. Москва: “Рос. гос. универ. нефти и газа им Губкина”, 2010. 186 с.

75. Дунаев И. В. Диагностика и контроль состояния скважинной штанговой насосной установки на основе динамометрирования и нейросетевых технологий: автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн наук: спец. 05.13.06. Уфа: ВПО “Уфимского государственного авиационного технического университета”, 2007. 19 с.

76. Хакимьянов М. И. Повышение энергоэффективности и оптимизация режимов работы электроприводов в нефтедобывающей промышленности: дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн наук: спец. 05.09.03. Уфа: ВПО “Уфимского государственного авиационного технического университета”, 2018. 32 с.

77. Хоанг Тхинь Ня. Особенности напряженно - деформированного состояния штанговой колонны ШСНУ в пространственно искривленных скважинах: автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн наук: спец. 05.02.13. Уфа: ВПО “Уфимского государственного нефтяного технического университета”, 2006. 19 с.

78. Хакимов Т. А. Исследование и усовершенствование технологии и технических средств добычи высоковязкой нефти штанговыми установками: дисс. на соиск. уч. степени канд. техн наук: спец. 25.00.17. Москва: ФГБОУ ВПО “Самарский государственный технический университет”, 2015. 95 с.

79. Хакимов А. Г. Диагностика повреждений вертикальной штанги на упругой подвеске. Нефтегазовое дело, 2010. С. 1-9.

80. Пушкар П. В., Павлюк Я. Ю., Матвійшин Т. Б., Артим В.І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ “Надвірнанафтогаз”. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2006. № 3(20). С. 122-127.

81. Пушкар П. В. Оцінка довговічності насосних штанг з урахуванням експлуатаційних факторів: автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.05.12. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ, 2007. 19 с.

82. Цуприков, А.А. Оптимальное управление процессом роторного бурения скважин: Монография. Саарбрюкен: LAP Lambert Academic Publishing, №18918, 2014. 104 с.

83. Цуприков, А.А. Технологии оптимального управления процессом бурения. Коллективная монография: Моделирование развития информационно-телекоммуникационных систем; под ред. А.В. Бабкина. СПб.: изд Синтез Бук, 2009. С. 78-112.

84. Цуприков, А.А. Интеллектуальная система адаптивного управления технологическим процессом бурения нефтегазовых скважин. : дисс. на соиск. уч. степени д-ра техн наук: спец. 05.13.06. Краснодар: ФГБОУ ВО “Кубанский государственный технологический университет”, 2018. 429 с.

85. Nitin Sharma, Brian Donadieu and Sidney Huval; Baker Hughes. Downhole Optimization Sub Consistently Maximizes and Minimizes Risk in Both Drilling and Well Intervention Operations. Texas, April 12-14, 2011. This conference was sponsored by the American Association of Drilling Engineers. www.aade.org/app/.../AADE-11-NTCE-60.

86. Goke Akinniranye, Hesham Elswaisy, Julio Palacio, Benny Poedjono, Andrea Bautista Gomez, and Roger Goobie. An Integrated Approach to Minimizing Shock and Vibration Damage. This conference was sponsored by the American Association of Drilling Engineers. Houston, Texas, April 10-12, 2007.

87. Schlumberger. Drilling Dynamics. Sensors and Optimization. www.slb.com/drilling.

88. Schlumberger. Drillstring Vibrations and Vibration Modeling. www.slb.com/drillingop.

89. Halliburton. Wellplan™ Suite Well Operations Software. www.halliburton.com.

90. Seismic Bits Intellipipe Jars Motors. Ramers Shocks Steering Fishing Tools. Technology Summary 25 February 2003. www.intelliserv.net.
91. Измерительная аппаратура. Удар, вибрация, акустическая эмиссия, давление, сила. ООО "Глобал Тест". Каталог. www.globaltest.ru.
92. Балицкий Ф. Я., Генкин М. Д., Иванова М.А. Современные методы и средства виброакустического диагностирования машин и конструкций. Под ред. акад. К.В. Фролова. М., 1990. 252 с.
93. Рукавицын В. Н., Гуцалюк В. М., Дранкер Г. И., Панов О. В. Экспериментальное исследование волноводного распространения упругих колебаний по бурильной колонне в скважине. Нефть и газ. 1982. С. 5-6.
94. Замиховський Л.М. Підвищення експлуатаційної надійності занурювальних електроустановок для видобутку нафти: дис. на здобуття наук. ступ докт. техн. наук: спец. 05.15.07. Івано-Франківськ, 1995. 497с.
95. Замиховський Л. М., Ровінський В. А., Євчук О. В. Діагностика технічного стану штангових глибинно-насосних установок. Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2006. 308с.
96. Разянцев А.О. Разработка метода виброакустической диагностики глубиннонасосных штанг в процессе эксплуатации: автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.07. Уфа: УГНТУ, 1999. 18с.
97. Сакаев А.Ф. Контроль и диагностика состояния оборудования штанговых глубинных насосов косвенным методом по ваттметрограмме с использованием искусственных нейронных сетей. Записки горного института. Т. 173. Санкт-Петербург, 2007. С. 101-103.
98. Замиховський Л. М., Ровінський В. А., Васьків О.В. Вдосконалення тензометричного давача автоматизованої системи діагностування штангових глибинно-насосних установок. Методи та прилади контролю якості. 2002. № 8. С. 19-21.
99. N.E.R.D. Wireless Dynamometer. <http://www.nelgarservices.com>.
100. Програмно - аппаратный комплекс исследования и диагностики ШГНУ (ПАК "КДС"). <http://www.neftegazprogress.ru>.

101. Юнин Е. К., Хегай В. К. Динамика глубокого бурения. М.: Недра, 2004. 286 с.
102. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М. Хвильові процеси у бурильній колоні як гнучкій системі. Нафтова і газова промисловість. 2010. №3. С.16-19.
103. Ружников А.Г. Удельная механическая энергия как критерий подбора оптимальных параметров режимов бурения. Нефтегазовое дело. 2014. №5. С. 1-13.
104. Teale R. The concept of specific energy in rock drilling. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics. 1965. № 2 (1). P. 57-73.
105. Голосков Е.Г., Филиппов А.П. Нестационарные колебания деформируемых систем. Киев: Наукова думка, 1977. 339с.
106. P.Ya. Pukach. On the unboundedness of a solution of the mixed problem for nonlinear evolution equation at a finite time. Nonlinear Oscillations. 2012. Vol. 14, Is. 3. P. 369-378.
107. Пукач П. Я. Нелінійні коливання необмежених тіл з урахуванням дисипативних сил. Машинознавство. 2013. № 5-6. С 10-15.
108. Сесюнин Н.А. Об изгибе весомого стержня в наклонной цилиндрической полости. Изв. вузов. Нефть и газ. 1983. №9. С.22-25.
109. Сесюнин Н. А. Некоторые задачи стесненного пространственного изгиба упругих стержней: автореф. дисс. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец. 01.02.04. Москва, 1997. 36 с.
110. Ройзман В.П. О возможности создания безрезонансных конструкций, безкритических роторов и стержней, не теряющих устойчивости при сжатии. Вибрации в технике и технологиях. № 3 (79), 2015. С. 38-43.
111. И.В. Орыняк , С.А. Радченко, А. С. Батура. Расчет собственных и вынужденных колебаний трубопроводной системы. Сообщение 1. Анализ

колебаний пространственной стержневой системы ISSN 0556-171X. Проблемы прочности, 2007, № 1.

112. Пукач П. Я. Якісні методи дослідження нелінійних згинальних коливань в стрижнях Фойгта-Кельвіна з урахуванням опору. Праці Одеського політехнічного університету. 2013. №2(41). С. 59-64.

113. A. T. Tadeo, K. L. Cavalca. A Comparison of Flexible Coupling Models for Updating in Rotating Machinery Response. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. Sci. & Eng. July-September 2003, Vol. XXV, No. 3 / 235. www.scielo.br/pdf/jbsmse/v25n3/a04v25n3.pdf

114. Introduction to Rotor Dynamics. – http://www.springer.com/cda/content/document/cda_downloaddocument_/9781447142393-c2.pdf?SGWID=0-0-45-1334803-p174512894.

115. Григорьев В. Г. Методология исследования динамических свойств сложных упругих и гидроупругих систем: автореф дисс. на стиск. уч. степени д-ра техн наук: спец. 01.02.06. Москва: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000. 34 с.

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

117. Фаворин М. В. Моменты инерции тел. Справочник. М.: Машиностроение, 1970. 312с.

118. Гоц А.Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. 200с.

119. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динаміка машин. Київ: ЦП Компрінт, 2013. 227с.

120. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки. Москва: Наука, 1987. 352с.

121. Germay, C., Van de Wouw, N., Nijmeijer, H. and Sepulchre, R. "Nonlinear drillstring dynamics analysis", SIAM Journal on Applied Dynamical Systems, 2009, 8(2), pp. 527-553.

122. Kreuzer, E. and Steidl, M., 2012, "Controlling torsional vibrations of drillstrings via decomposition of traveling waves". *Archive of Applied Mechanics*, 82 (4), pp. 515-531.

123. Patil, P.A., Teodoriu, C., 2013, "A comparative review of modelling and controlling torsional vibrations and experimentation using laboratory setups", *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 112, pp. 227-238.

124. Гриджук Я.С. Експериментально-теоретична оцінка нерівномірності обертання бурильної колони за результатами тахо- та моментометрії її гирлової частини. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2017. №2(43). С. 33-41.

125. Чудик І.І., Гриджук Я.С. Обґрунтування вибору кінетичної енергії зосереджених мас прогннутих ділянок бурильної колони як одного з критеріїв керування динамічним режимом її роботи: матеріали міжнародної науково-технічної конференції "Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні". Дніпро. 2017. С. 27.

126. Гриджук Я.С. Визначення інертності та кінетичної енергії махових мас бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ. 2017. №3(64). С. 67-75.

127. Гриджук Я.С. Оцінка динамічної дії махових мас бурильної колони: матеріали міжнародної науково-технічної конференції "Нафтогазова енергетика". Івано-Франківськ. 2017. С. 352-353.

128. Воробйов М.С. Перспективні напрямки вдосконалення теорії машин. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. 190с.

129. Сурикова О.А., Луговская Е.Э., Потапов А.Г.: Выбор бурильных, обсадных и насосно-компрессорных труб в условиях сероводородной агрессии. *Нефтяная промышленность. Серия бурения. Эксперсс-информация. Зарубежный опыт*. М.1985. Выпуск 17, С.1–9.

130. Sing A. K., Konli B.S., Wendt R.P.: Handling hydrogensulfide in drilling fluids. *World Oil*, 1989, XI, vol. 209, m 5, 99–100, 99–103.

131. Эванс Ю.Р.: Коррозия и окисление металлов. М. Машгиз, 1962.

132. Jellison, M. J., Payne, M. L., Shepard, J. S., & Chandler, R. B. (2003). Next Generation Drill Pipe for Extended Reach, Deepwater and Ultra-deep Drilling. In Proceedings 2003 Offshore Technology Conference. Offshore Technology Conference. <https://doi.org/10.4043/15327-ms>.
133. Smith, J. E., Chandler, R. B., & Boster, P. L. (2001). Titanium Drill Pipe for Ultra-Deep and Deep Directional Drilling. In 2001 SPE/IADC Drilling Conference. <https://doi.org/10.2118/67722-ms>.
134. Jellison, M. J., Chandler, R. B., Payne, M. L., & Shepard, J. S. (2007). Ultradeep Drilling Pushes Drillingstring Technology Innovations. In 2007 Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium. Society of Petroleum Engineers. <https://doi.org/10.2118/104827>.
135. Гридчук Я.С., Рогаль О.В. Моделювання сил тертя алюмінієвих бурильних труб об стінки свердловини: матеріали II Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених і студентів “Інформаційні технології в освіті та промисловості”. Івано-Франківськ. 2015. С. 258-259.
136. Vlasiy O., Mazurenko V., Ropyak L., Rogal O. Improving the aluminum drill pipes stability by optimizing the shape of protector thickening. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol 1, No 7 (85) (2017): Applied mechanics. P. 25–31.
137. Kapitaniak, M., Hamaneh Vaziri, V., Pa?ez Cha?vez, J., Wiercigroch, M., 2015. Unveiling Complexity of Drill-String Vibrations: Experiments and Modelling. International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 101-102, pp. 324-337. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2015.07.008>.
138. Xiaohua, Z., Liping, T., Qiming Y. 2015. A Literature Review of Approaches for Stick-Slip Vibration Suppression in Oilwell Drillstring Advances in Mechanical Engineering, Vol. 2014. pp. 1-17. <https://doi.org/10.1155/2014/967952>.
139. Ghasemloonia, A., Rideout, D. G., Butt S. D., 2015. A review of drillstring vibration modeling and suppression methods Journal of Petroleum

Science and Engineering, Vol. 131. pp. 150-164.
<https://doi.org/10.1016/j.petrol.2015.04.030>.

140. Заміховський Л. М., Малярчук Б. М., Огородніков, П. І. Дослідження виникнення низькочастотних коливань на імітаційній моделі бурильної колони. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. 2006. №1 (13). С. 34-37.

141. Moisyshyn, V., Levchuk, K., 2016. The impact of vibration mechanism' installation place on the process of retrieving stuck drill pipe. Mining of Mineral Deposits Vol. 10 Issue 3, pp. 65-76.
<http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/147132>.

142. Wiercigroch, M., Nandakumar, K., Peia,c, L., Kapitaniak, M., Vaziri., V., 2017 State dependent delayed drill-string vibration: Theory, experiments and new model. M. Wiercigroch et al. Procedia IUTAM 22 39-50.

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

144. Гриджук Я.С., Андрусяк А.В., Кичма М.В. Дослідження залежності між напруженнями в елементах бурильного інструменту та характеристиками його коливального руху. Нафтогазова енергетика. 2014. №1(21). С. 7-15.

145. Карасев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К.. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение. 1978. 132с.

146. Махутов Н.А., Каплунов С.М., Прусс Л.В. Вибрация и долговечность судового энергетического оборудования. Л.: Судостроение, 1985. 300с.

147. Арнольд Э.Э., Добрынин С.А. Многоканальный измерительный информационный комплекс. Методы решения задач машиностроения на вычислительных машинах. М.: Наука, 1979. С.43-47.

148. Гренке В.В., Светлаков А.А. Портативный аппаратно-программный анализатор вибраций технологического оборудования и его

узлов. Современные средства и системы автоматизации: Матер. Всеросс. научно-практ. конф. молодых ученых. Томск, 2003. С. 95-98.

149. Балицкий Ф.Я., Генкин М.Д., Иванова М.А. Современные методы и средства виброакустического диагностирования машин и конструкций. Под ред. акад. К.В. Фролова. М., 1990. 252 с.

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

151. Замиховський Л.М., Павлик, В. В. Дослідження вібраційного стану осьового компресора ГПА ГТК-251 фірми “НУОВО ПІНЬЙОНЕ”. Методи та прилади контролю якості. 2014. №1. С. 28-38.

152. Грачев Ю.В., Варламов В.П. Автоматический контроль в скважинах при бурении и эксплуатации. М.: Недра, 1968. 328с.

153. Прохоров, С.А., Графкин А.В., Графкин В.В. Автоматизированный комплекс корреляционно-спектрального анализа методом аппроксимации ортогональными функциями. Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: “Технические науки”, №33. Самара, 2005. С. 329-334.

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

155. Полищук Е.С. Измерительные преобразователи. Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981. 296с.

156. Джонсон Д., Джонсон Дж. Справочник по активным фільтрам. М: Энергоатомиздат, 1983. 128с.

157. Котюк, А.Ф., Ольшевский В.В., Цветков Э.И. Методы и аппаратура для анализа характеристик случайных процессов. М.: Энергия. 1967. 240с.

158. Борисевич Б.Д., Лисканич М.В. Вибір первинних перетворювачів вібрацій бурильної колони при бурінні нафтових і газових свердловин. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. Вип. 36 (Том 4). С. 103-109.

159. Акчурина Х.И., Трушкин О.Б. Устройства для измерения и регистрации силовых параметров работы породоразрушающих инструментов и бурильных колонн. Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2008. № 3. С. 12–20.

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

161. Марпл С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения. М.: Мир, 1990. 584с.

162. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

163. Дьяконов, В.П. Фур'є - и вейвлет - преобразования в компьютерной математике. Материалы международной научно-практической конференции “Информационные технологии в образовании и фундаментальных науках (ИТО-Поволжье 2007)”. Казань: ТГГПУ, 2007. С. 346-354.

164. Прохоров С.А., Графкин В.В. Структурно-спектральный анализ случайных процессов. СНЦ РАН, 2010. 128с.

165. Андреев Ю.М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин. Дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.09. Харків, 2008. 236с.

166. Tiller M. Introduction to Physical Modeling with Modelica. Springer, 2001. 345 p.

167. Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование. М.: Логос, 2003. 357с.

168. Рагульскис К.М., Скучас И.Ю. Динамический синтез машин полунатурным моделированием. Вильнюс: Москалс, 1985. 162с.

169. Советов В.Я. Моделирование систем: Практикум. М.: Высшая школа, 2003. 295с.

170. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC. visualNastran for Windows. М.: ДМК Пресс, 2004. 704 с.

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

172. Pogorelov D., Mikheev G., Lysikov N., Ring L., Gandikota R., Abedrabbo N. A Multibody System Approach to Drill String Dynamics Modeling. Proc. ASME 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2012). 2012. Vol. 4. Pp. 53-62. DOI: 10.1115/ESDA2012-82316.

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

174. Аладьев В.З, Бойко В.К., Ровба Е.А.. Программирование и разработка приложений в Maple. Гродно: Таллинн 2007. 459с.

175. MapleSim User's Guide. Maplesoft, 2013. 254 p.

176. Rong-Juin Shyu. Bending Vibration of Rotating Drill Strings. Submitted to the Departement of Ocean Engineering on August 4, 1989 in partial fulfillment of the requirements for the Degree of Doctor of Philosophy.

177. R.I. Leine, D.H. van Campen, W. J. G. Keultjes. Stick-slip Whirl Interaction in Drillstring Dynamics. Journal of Vibration and Acoustics APRIL 2002, Vol. 124 O 219.

178. Поршнева С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB. М.: Горячая линия Телеком, 2003. 592с.

179. Гриджук Я.С. Моделювання поздовжніх коливань бурильної колони в середовищі MapleSim. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: X Міжнародна науково-технічна

конференція "вібрації в техніці та технологіях", 11-13 жовтня 2011р.: Укр. міжвід. наук.-тех. зб. Львів, 2011. №45 С. 31-37.

180. Бабаков И.М. Теория колебания. М.: Наука, 1968. 434с.

181. Биргер И.А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г.Б. Расчеты на прочность деталей машин: справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702с.

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

183. Сароян А. Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. Москва: Недра, 1979. 231 с.

184. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М. Вібрації та хвильові процеси в бурильній колоні, як додатковий ресурс збільшення корисної потужності на долоті. Нафтова і газова промисловість. 2010. №5. С.19-23.

185. Симонов В. В., Юнин Е. К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. Москва: Недра, 1977. 216 с.

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

187. Чудик І. І., Токарук В. В., Щуцький В. І. Удосконалений підхід до проектування і вибору конструкції бурильної колони з врахуванням енергоефективності. Молодий вчений. 2017. № 3. С. 764-769.

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

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

190. Куликов В. В. Затраты мощности на разрушение забоя геологоразведочной скважины. Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-геологічна». 2013. № 2(19). С. 77–83.
191. Симонянц Л.Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения. М.: Недра, 1966. 227с.
192. Симонов В. В., Выскребцов В. Г. Работа шарошечных долот и их совершенствование. М.: Недра, 1975. 240с.
193. Павловський М. А. Теоретична механіка: Підручник. Київ: Техніка, 2002. 510с.
194. Хегай В.К., Логачев Ю.Л., Юхнин М.И. Анализ динамики вращательного движения бурильной колонны методом Лемерея. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море .2015 .№9 .С. 9-13.
195. Логачёв Ю.Л., Близнюков В.Ю., Хегай В.К., Шехурдин Д.К. Моделирование взаимодействия бурильных труб со стенками скважины. Электронный научный журнал “Нефтегазовое дело”. 2014. №6. С. 81-101.
196. Мойсишин В. М., Борисевич Б. Д., Гаврилів Ю. Л., Зінченко С. А. Стійкість і коливання бурильної колони. Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2013. 612с.
197. Лягов А. В., Сулейманов И. Н., Сафиуллин Р. Р. Нестационарные колебания стабилизирующей антивибрационной КНБК. Современные проблемы буровой и нефтепромысловой механики: межвуз. темат. сб. науч. тр. Уфим. нефт. ин-т. Уфа, 1990. С.148-156.
198. Vromen G.M. Control of stick-slip vibrations in drilling systems: PhD thesis / Eindhoven University of Technology. Eindhoven, 2015. P. 256.
199. R.I. Leine, D.H. van Campen, W.J.G. Keultjes. Stick-slip whirl interaction in drillstring dynamics. ASME Journal of Vibration and Acoustics. 2002. Vol. 124(2). P. 209-220.
200. Чудык И.И., Гриджук Я.С., Милосян М.О. Особенности прохождения участка бурильной колонны в скважине по винтовой траектории

при наличии интенсивного точечного трения. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2014. №5 С. 12-16.

201. Давиденко А. Н., Игнатов А. А. Абразивно-механическое ударное бурение скважин. Днепропетровск: НГУ, 2013. 110 с.

202. Хегай В.К., Юнин Е.К. Исследование динамики бурильной колонны при проводке наклонных скважин. Механика и процессы управления. Тр. XXXII Уральского семинара. УрО РАН. Екатеринбург, 2002. С. 184-195.

203. Блинов Г. А., Васильев В. И., Глазов М. Г. Алмазосберегающая технология бурения. Л.: Недра, 1989. 184 с.

204. Акчурина Х. И., Трушкин О. Б. Оценка силовых и энергетических характеристик некоторых породоразрушающих инструментов по результатам стендовых экспериментов. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море: науч.-техн.журн. ВНИИОЭНГ. 2008. № 4. С. 16-23.

205. Farah Omar F. Direction well desing, trajectory and survey calculations, with a case study in fiale, asal rift, Djibouti. United Nations University. Reykjavik, Iceland, 2013. P. 627-623. 9.

206. Чудик І.І., Гриджук Я.С., Різничук А.В., Юрич А.Р. Попередження жолобоутворення при бурінні похило-скерованих свердловин. Молодий вчений. 2016. №11(38). С. 46-49.

207. Хегай В.К. Математическая модель бурильной колонны при проводке искривленных скважин. Техноэкогеофизика - новые технологии извлечения минерально-сырьевых ресурсов в XXI веке: Матер. I Всероссийской геофизической конф. - ярмарки (1-5 окт. 2002). Ухтинский гос. тех. ун-т. Ухта, 2002. С. 246 - 250.

208. Гриджук Я.С. Дослідження роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при роторному та суміщеному способах буріння. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. 2018. № 2 (45). С. 7-15.

209. Mikheev G. V. "Computer-aided modeling of dynamics of systems of rigid and flexible bodies subject to small deformations", Ph.D. Thesis, Bryansk State Technical University. 2004.

210. Хегай В.К., Логачев Ю.Л. Нагруженность бурильной колонны при проводке скважин сложной конфигурации. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2017, №3. С. 4-6.

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

212. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № и 2013 11632; заявл. 02.10.2013; опубл.11.03.2014, Бюл. №5.

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

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

215. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Андрусак А.В., Лисканич О.М. Критерій безпечної експлуатації елементів бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. №4(76). С. 64-72.

216. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Никифорчин Ю.М., Воробйов М.В. Напрями безпечної експлуатації бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. Нафтогазова енергетика 2013: матеріали Міжнар. наук.-тех. конф., 7-11 жовтня 2013 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2013. С. 110-113.

217. Різьбове з'єднання бурильних труб з індикатором контролю технічного стану: пат. 111563 Україна: МПК E21B 17/042, F16L 15/08, G01B

7/16. № а 2015 06310; заявл. 25.06.2015; опубл. 10.05.2016, Бюл. №9.

218. Надёжность [Электронный ресурс]: Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Надёжность>.

219. Джус А.П., Гриджук Я.С. Забезпечення процесів завантаження і розвантаження морських транспортних засобів при транспортуванні стиснутого природного газу. Технологический аудит и резервы производства. 2015. №2/1(22). С. 64-69.

220. Гриджук Я.С., Джус А.П. Моделирование изменения термодинамических параметров газа на отдельных этапах его транспортировки. Математическое моделирование, информатика, экономика. Сборник научных статей по итогам пятой Международной научно-практической конференции. 2015. Т 1. С. 34-43.

221. Ишемгужин И.Е., Габбасов Т.И., Шаммазов И.А., Ситдииков М.Р., Кочеков М.А. Демпфирование параметрических колебаний трубопровода. Электронный научный журнал “Нефтегазовое дело”. 2011. №3. С. 84-93.

222. Пукач П.Я. Якісні методи аналізу динамічних режимів коливань у деяких нелінійних системах. Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2015. № 820. С. 97-104.

223. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. Москва, Физматгиз, 1976. 888с.

224. ГОСТ 26044-83. Вибрация. Аппаратура для эксплуатационного контроля вибрационного состояния энергетических гидротурбинных агрегатов. Общие технические требования.

225. Филлипов А.П. Колебания деформируемых систем. М.: Машиностроение, 1970. 736с.

226. Pukach P. Ya. On the unboundedness of a solution of the mixed problem for nonlinear evolution equation at a finite time. Nonlinear Oscillations. 2012. Vol. 14, Is. 3. P. 369-378.

227. Пукач П.Я., Нитребич З.М., Сохан П.Л. Нелінійні поперечні коливання необмеженої балки з урахуванням дисипативних сил. Комп'ютерні технології друкарства. 2013. Вип. 29. С. 225-232.

228. Гриджук Я.С. Визначення напружень згину в перерізах колони насосно-компресорних труб за геометричними параметрами її просторової деформації. Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. 2015. №1(54). С. 15-24.

229. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232с.

230. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. М.: Наука, 1964. 539с.

231. Харченко Є.В. Розрахунок хвильових процесів у зануреній у свердловину ступінчастій колоні труб. Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. 1994. №31. С. 8-13.

232. Bin Hu. Characterizing gas-lift instabilities. Department of Petroleum Engineering and Applied Geophysics Norwegian University of Science and Technology Trondheim, Norway, 2004.

233. Ивасив В.М., Василишин В.Я., Гриджук Я.С., Стелига И.И., Юрыч Л.Р. Оценка напряженного состояния в сечениях насосно-компрессорных труб за кинематическими характеристиками их колебаний. Нефтепрмысловое дело: Научно-технический журнал ОАО ВНИИОЭНГ. Москва, 2014. №10. С. 47-53.

234. Лисканич М.В., Чудик І.І., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Кінематичні передавальні функції колони бурильних та насосно-компресорних труб. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2015. №3(56). С. 56-65.

235. Пантелеев А.В., Бортакoвский А.С. Теория управления в примерах и задачах. М.: Высшая школа, 2003. 583с.

236. Бахрушин В.Є., Огаренко Т.Ю. Теорія керування. Запоріжжя: КПУ. 2014. 224 с.

237. Лисканич М.В. Вплив механічних коливань на робочий стан різьбових з'єднань. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія:

Нафтогазове промислове обладнання. Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1998. Вип. 35 (Том 4). С. 45-52.

238. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 335с.

239. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224с.

240. O.M. Aamo, G.O. Eikrem, H.B. Siahhaan, B.A. Foss. Observer Design for Multiphase Flow in Vertical Pipes with Gas-Lift. Theory and Experiments. Department of Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology, 7491 Trondheim, Norway, July 2004. №5.

241. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Соппротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1969. 208с.

242. Арутюнян А.Р., Арутюнян Р.А. Приложение энергетических методов к решению проблемы многоциклового усталости. Механика деформируемого твердого тела. Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. Нижний Новгород, 2011. №4 (4). С. 1359-1360.

243. Грабовський А.П., Бабієнко І.І., Бондарець О.А. Кінетика накопичення пошкоджень при повторно-змінному осьовому навантаженні конструкційних матеріалів. Серія машинобудування. Вісник НТУУ "КПІ", 2013. №3 (69) С. 18-23.

244. Приступа С.О., Заблоцький В.Ю., Дахнюк О.П. Природа латентної енергії деформації та її вплив на експлуатаційні властивості деталей підшипників. Приладобудування. Вісник Хмельницького національного університету, 2013. №5. С. 32-35.

245. Гріджук Я.С. Кінетичний потенціал колони насосно-компресорних труб як енергетичний критерій втомної міцності її елементів. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2015. №1(38). С. 70-76.

246. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. М.: Недра, 1979.
247. Waggoner John R. Insights from the downhole dynamometer database. Sandia National Laboratories Albuquerque, New Mexico. 1997.
248. Хакимьянов М. И., Пачин М. Г. Функциональные возможности современного контроллера автоматизации штанговых глубиннонасосных установок. Нефтегазовое дело. 2011. № 2. С. 19-34.
249. Кадыров Н.Б., Бадалов А.А. Определение силы, действующей на точку подвеса колонны штанг глубинно-насосной установки. Азербайджанское нефтяное хозяйство. 1985. № 12.
250. Замиховський Л. М., Ровінський В. А., Євчук О. В. Діагностика технічного стану штангових глибинно-насосних установок. Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2006. 308с.
251. Олійник А. П., Копей Б. В., Зінченко Ю. С., Копей В. Б. Використання явища резонансу для комплектування колони насосних штанг. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2011. №1(38). С. 69-75.
252. M. Z. Jiang, K. X. Dong, M. Xin, M. X. Liu Dynamic Instability of Slender Sucker Rod String Vibration Characteristic Research. Advanced Materials Research. 2012. V.550-553. P. 3173-3179.
253. Вассерман И. Н., Шардаков И. Н. Постановка и решение упругих динамических задач для стержневых систем с граничными условиями, описываемыми многозначными соотношениями. Прикладная механика и техническая физика. 2003. Т. 44, №3. С. 134-135.
254. Бабаян С. А. Продольные колебания стержня с подвижными концами, один из которых нагружен и опирается на пружину. Известия национальной академии наук Армении. Механика. 2008. Т. 61, №4. С. 37-43.
255. Пукач П.Я., Філь П.В. Резонансні явища у сильно нелінійних коливальних системах. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Даля. 2013. 56, №5(194), ч.2. С. 192-195.

256. M. Jiang, Y. Cai, Yu Lu, D. Wang. Research on Wear Law of Rod String in Directional Well. *Journal of Applied Sciences*. 2013. V.13(21). P. – 4676-4680.

257. Liu, L., Tong C., Wang J., Liu R. A Uniform and Reduced Mathematical Model for Sucker Rod Pumping. *Computational Science - ICCS 2004: 6-9 June, 2004. Kraków: Poland, 2004. P. 372–379* Way of Access : DOI: 10.1007/978-3-540-24687-9_47.

258. Гриджук Я.С., Стеліга І.І., Шиманський В.Я. Спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань колони насосних штанг. *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІМ 2016: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 89-91.*

259. I. Steliga, A. Dzhus, Ja. Grydzhuk. Experimental and theoretical method of determining the attenuation coefficient of sucker rod string oscillation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. №2/7(80). P. 20-25.

260. Tripp H. A. Mechanical performance of fiberglass sucker-rod strings. *Society of Petroleum Engineers*. 1988. Vol. 3, Is. 3.P. 346-350.

261. Бойко В.С., Кондрат Р.М., Яремійчук Р.С. Довідник з нафтогазової справи. К. Львів, 1996. 620с.

262. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Стеліга І.І. Оцінка коефіцієнту динамічності колони насосних штанг та визначення умов недопущення її резонансу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. №1(81) С. 50-58.

263. Romero O. J., Almeida P. Numerical simulation of the sucker-rod pumping system. *Ingeniería e Investigación*. 2014. V.34. N.3. P. 4-11.

264. Ковшов В. Д., Сидоров М. Е., Светлакова С. В. Моделирование динамограммы станка-качалки. *Нормальная работа насоса. Нефтегазовое дело*. 2004. №2. С. 75-81.

265. Вагапов, С. Ю. Аналитическое исследование сил прижатия труб и штанг при их совместном изгибе. *Нефтяное хозяйство*. 2009. №2. С. 114-115.

266. A. Andrusyak, Ja . Grydzhuk, A. Dzhus, I. Steliga. Developing a

method for the assessment of axial load in arbitrary crosssections of the column of pumping rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №1/7(85). P. 32-37.

267. Артим, В. І. Контактні зусилля в колоні насосних штанг на скривленій ділянці з урахуванням розтягу. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2007. № 3(24). С. 56-59.

268. Замиховский Л. М., Евчук О. В., Хашханов И. Г. Исследование влияния спиралевидности штанговой колонны ШГНУ на динамограмму. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2007. №1/2 (25). С. 129-132.

269. Гриджук Я.С., Лисканич М.В., Гашков О.І. Алгоритм визначення параметрів дисипації енергії коливань колони насосних штанг Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІМ 2016: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 91-94.

270. Ja. Grydzhuk, M. Lyskanych, B. Kopey, Yu Shuanzhuy. Determining the parameters of oscillation dissipation in a column of sucker rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №2/7(86). P. 13-17.

ДОДАТОК А

Список публікацій за темою дисертації

1. Чудык И.И., Гриджук Я.С., Милостьян М.О. Особенности прохождения участка бурильной колонны в скважине по винтовой траектории при наличии интенсивного точечного трения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. №5. С. 12-16. (Зарубіжне фахове видання включене до наукометричної бази РИНЦ).
2. Ивасив В.М., Гриджук Я.С., Василишин В.Я., Стелига И.И., Юрич Л.Р. Оценка напряженного состояния в сечениях насосно-компрессорных труб с использованием кинематических характеристик их колебаний. *Нефтепромысловое дело*. 2014. №10. С. 47-53. (Зарубіжне фахове видання включене до наукометричної бази РИНЦ).
3. Гриджук Я.С., Андрусак А.В., Кичма М.В. Дослідження залежності між напруженнями в елементах бурильного інструменту та характеристиками його коливального руху. *Нафтогазова енергетика*. 2014. №1(21). С. 7-15. (Фахове видання України).
4. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Андрусак А.В., Лисканич О.М. Критерій безпечної експлуатації елементів бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. №4(76). С. 64-72. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
5. Івасів В.М., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Аналіз причин руйнування елементів бурильної колони. *Технологический аудит и резервы производства*. 2014. №6/4(20). С. 15-17. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
6. Івасів В.М., Гриджук Я.С., Гриців В.В., Юрич Л.Р. Проблеми забезпечення експлуатаційної надійності елементів бурильних колон. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №6/6(26). С. 41-44. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
7. Гриджук Я.С. Визначення напружень згину в поперечних перерізах колони насосно-компресорних труб за геометричними параметрами її

- просторової деформації. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. №1(54). С. 15-24. (Фахове видання України).
8. Гриджук Я.С. Кінетичний потенціал колони насосно-компресорних труб як енергетичний критерій втомної міцності її елементів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2015. №1(38). С. 70-76. (Фахове видання України).
 9. Джус А.П., Гриджук Я.С. Забезпечення процесів завантаження і розвантаження морських транспортних засобів при транспортуванні стиснутого природного газу. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №2/1(22). С. 64-69. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
 10. Гриджук Я.С., Джус А.П. Моделирование изменения термодинамических параметров газа на отдельных этапах его транспортировки. Математическое моделирование, информатика, экономика. *Сборник научных статей по итогам пятой Международной научно-практической конференции*. 2015. Т 1. С.34-43. (Зарубіжне видання).
 11. Лисканич М.В., Чудик І.І., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Кінематичні передавальні функції колони бурильних та насосно-компресорних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. №3(56). С. 56-65. (Фахове видання України).
 12. Чудик І.І., Гриджук Я.С., Різничук А.В., Юрич А.Р. Попередження жолобоутворення при бурінні похило-скерованих свердловин. *Молодий вчений*. 2016. №11(38). С. 46-49. (Видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).
 13. I. Steliga, A. Dzhus, Ja . Grydzhuk. Experimental and theoretical method of determining the attenuation coefficient of sucker rod string oscillation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. №2/7(80). P. 20-25. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
 14. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Стеліга І.І. Оцінка коефіцієнту

динамічності колони насосних штанг та визначення умов недопущення її резонансу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. №1(81). С. 50-58. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).

15. A. Andrusyak, Ja. Grydzhuk, A. Dzhus, I. Steliga. Developing a method for the assessment of axial load in arbitrary crosssections of the column of pumping rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №1/7(85). P. 32-37. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
16. Ja. Grydzhuk, M. Lyskanych, B. Kopey, Yu. Shuanzhuy. Determining the parameters of oscillation dissipation in a column of sucker rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №2/7(86). P. 13-17. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
17. Гриджук Я.С. Визначення інертності та кінетичної енергії махових мас бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. №3(64). С. 67-75. (Фахове видання України).
18. Гриджук Я.С. Експериментально-теоретична оцінка нерівномірності обертання бурильної колони за результатами тахо- та моментометрії її гирлової частини. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2017. №2(43). С. 33-41. (Фахове видання України).
19. Чудик І.І., Гриджук Я.С., Юрич Л.Р. Оцінка затрат механічної енергії бурильної колони при роторному бурінні. *Нафтогазова енергетика*. 2018. №2(30). С.17-24. (Фахове видання України).
20. Гриджук Я.С. Дослідження роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при роторному та суміщеному способах буріння. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2018. №2 (45). С. 7-15. (Фахове видання України).
21. Ja . Grydzhuk, I. Chudyk, A. Velychkovych, A. Andrusyak. Analytical

- evaluation of inertial properties of the range of the drill string in its rotation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. №1/7 (97). P. 6-14. (Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).
22. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Никифорчин Ю.М., Воробйов М.В. Напрями безпечної експлуатації бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. *Нафтогазова енергетика 2013*: матеріали Міжнар. наук.-тех. конф., 7-11 жовтня 2013 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2013. С. 110-113.
23. Гриджук Я.С., Рогаль О.В. Моделювання сил тертя алюмінієвих бурильних труб об стінки свердловини. *Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості*: матеріали II Всеукр. наук.-практ. конф., 6-9 жовтня 2015 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. С. 258-259.
24. Гриджук Я.С., Стеліга І.І., Шиманський В.Я. Спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань колони насосних штанг. *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІІМ 2016*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 89-91.
25. Гриджук Я.С., Лисканич М.В., Гашков О.І. Алгоритм визначення параметрів дисипації енергії коливань колони насосних штанг *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІІМ 2016*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 91-94.
26. Чудик І.І., Гриджук Я.С. Обґрунтування вибору кінетичної енергії зосереджених мас прогнутах ділянок бурильної колони як одного з критеріїв керування динамічним режимом її роботи. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ 2017*: матеріали Міжнар. наук.-тех. конф., 28-30 березня 2017 р. Дніпро: НМАУ, 2017. С. 27.
27. Гриджук Я.С. Оцінка динамічної дії махових мас бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2017*: матеріали VI Міжнар. наук.-тех. конф.,

15-19 травня 2017 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2017. С. 352-353.

28. Різьбове з'єднання бурильних труб з індикатором контролю технічного стану: пат. 111563 Україна: МПК E21B 17/042, F16L 15/08, G01B 7/16. № а 2015 06310; заявл. 25.06.2015; опубл. 10.05.2016, Бюл. №9.
29. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № и 2013 11632; заявл. 02.10.2013; опубл. 11.03.2014, Бюл. №5.

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

“ЗАТВЕРДЖЕНО”

Директор ТОВ “Ендейвер”

_____ **Д. І. Піддубний**

“ ____ ” _____ 2019р.

**МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ
ІНЕРЦІЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ДЛЯ РОТОРНОГО ТА
СУМІЩЕНОГО СПОСОБІВ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН**

“ПОГОДЖЕНО”

**Директор НДІ НГЕ і Е
ІФНТУНГ**

_____ **Б. А. Тершак**

“ ____ ” _____ 2019р.

1 РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

Чудик І.І., доктор технічних наук, професор;

Джус А.П., доктор технічних наук, доцент;

Гриджук Я.С., кандидат технічних наук, доцент;

Величкович А.С., кандидат технічних наук, доцент;

Лівінський А.М., технічний директор ТОВ “Ендейвер”.

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

ЗМІСТ

	ст.
1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ.....	4
2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ.....	4
3 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	5
4 ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ.....	7
5 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ ДІЛЯНОК БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ДЛЯ ОСНОВНИХ ВИПАДКІВ ЇХ ОБЕРТАННЯ У СВЕРДЛОВИНІ.....	10
6 ЗВЕДЕННЯ МАС ДІЛЯНОК БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА РОЗРАХУНОК ЇЇ ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ.....	16
ДОДАТОК А.....	20
ДОДАТОК Б.....	32
БІБЛІОГРАФІЯ.....	35

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Дана методика поширюється на буріння нафтових і газових свердловин і регламентує порядок розрахунку зведеного моменту інерції бурильних колон для роторного та суміщеного способів буріння надглибоких свердловин.

1.2 Дана методика призначена для використання при бурінні свердловин буровими підприємствами, їх підрядниками та сумісниками.

1.3 Вимоги та положення цієї методики є обов'язковими при проектуванні і виборі режимно-технологічних параметрів, техніки і технології буріння свердловин.

2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

Терміни та поняття, що використовуються в цій методиці, відповідають ДСТУ 2300-93, ДСТУ 2473-94, ДСТУ-2860-94. В методиці використовуються наступні скорочення:

БК – бурильна колона;

БТ – бурильна труба;

ЗРЗ – замкові різьбові з'єднання;

КНБК – компоновка низу бурильної колони;

ЛБТ – легкосплавна бурильна труба;

ОБТ – обважнена бурильна труба;

ОК – обсадна колона;

П – перевідник;

ТБТ – товстостінна бурильна труба.

3 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

3.1 При ексцентричному обертанні ділянок бурильної колони (БК) у свердловині відбуваються затрати частини механічної енергії, що становить значну частину від загальної приведеної на усті. Передусім це стосується роторного та суміщеного способу буріння, за якого ділянки БК у свердловині зазнають поперечних деформацій вздовж її осі від дії осьового навантаження, сил інерції та крутного моменту.

3.2 Тертя викривлених ділянок БК різної довжини об стінки свердловини з різною інтенсивністю на різних глибинах та зміна моменту опору на долоті призводять до певної нерівномірності її обертання. Для обертання деформованої БК із певною нерівномірністю відповідно витрачається кінетична енергія її махових мас. Тому визначення зведеного моменту інерції БК є актуальною задачею, вирішення якої сприятиме визначенню кінетичної енергії махових мас колони та пошуку енергоощадних режимів її роботи.

3.3 Аналіз аварійності БК вказує на те, що при роторному способі буріння близько 80% втомних пошкоджень припадає на її нижню частину, а раптові відмови відбуваються переважно через руйнування її найбільш уразливих елементів – замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ). Однією з причин руйнувань ЗРЗ в процесі експлуатації є поява в втомних тріщин, що виникають внаслідок дії змінних навантажень, які мають місце за нерівномірного обертання та інтенсивних вібрацій БК.

3.4 Для об'єктивної оцінки енергетичного та напружено-деформованого стану БК під дією статичних та динамічних навантажень необхідним є визначення її зведеного моменту інерції. Вирішення такої задачі сприятиме визначенню кінетичної енергії махових мас бурильної колони, пошуку енергоощадних режимів її роботи, а також уточнення величини робочих напружень у елементах компоновки низу бурильної колони (КНБК).

3.5 В даній методиці запропоновано рекомендації стосовно розрахунку осьових моментів інерції прямолінійних та криволінійних ділянок БК для роторного та суміщеного способів буріння. Враховуючи складність просторової орієнтації БК у свердловині подана методика орієнтована на широке застосування комп'ютерної техніки.

3.6 В даній методиці викладені рекомендації щодо:

- розрахунку моментів інерції прямолінійних ділянок БК;
- розрахунку моментів інерції криволінійних ділянок БК;
- розрахунку зведеного моменту інерції БК.

4 ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

4.1 Момент інерції - скалярна фізична величина (в загальному випадку - тензорна), що визначає міру інертності твердого тіла в обертальному русі навколо осі. Вона характеризує розподіл мас у тілі: момент інерції дорівнює сумі добутків елементарних мас на квадрат їх відстаней до базового об'єкту (точки, прямої або площини):

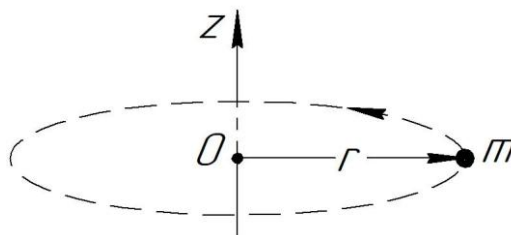


Рисунок 4.1 – Схема для розрахунку моменту інерції твердого тіла

$$J = \int r^2 dm \quad (4.1)$$

dm – елементарна маса; r – відстані від елементарної маси до базового об'єкту.

4.2 Моментом інерції механічної системи відносно нерухомої осі z (осьовим моментом інерції) називається величина, що дорівнює сумі добутків мас всіх n матеріальних точок системи на квадрати їх відстаней до осі z :

$$J_z = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2; \quad (4.2)$$

m – маса матеріальної точки; r – відстані від елементарної маси до осі обертання.

4.3 Осьовий момент інерції тіла є мірою інертності тіла в обертальному русі навколо осі:

$$J_z = \int_{(m)} r^2 dm = \int_{(V)} \rho r^2 dV \quad (4.3)$$

де $dm = \rho dV$ – маса малого елемента об'єму тіла dV , ρ – густина, r – відстань від елемента dV до осі z .

4.4 Якщо тіло однорідне, тобто його густина всюди однакова, то:

$$J_z = \rho \int_{(V)} r^2 dV \quad (4.4)$$

4.5 Момент інерції твердого тіла відносно будь-якої осі залежить від маси, форми і розмірів тіла, а також і від положення тіла по відношенню до цієї осі. Згідно з теоремою Гюйгенса - Штейнера, момент інерції тіла J_z щодо довільної осі дорівнює сумі моменту інерції цього тіла J_{z_c} щодо осі, що проходить паралельно через центр мас тіла і добутку маси тіла на квадрат відстані між осями:

$$J_z = J_{z_c} + md^2; \quad (4.5)$$

де m – маса тіла; d – віддаль між осями.

4.6 Механізм є системою ланок, поєднаних між собою кінематичними парами. Для такої системи ланок, навантаженої різними силами, визначення закону руху цієї системи за заданими зовнішніми силовими факторами є надзвичайно складним завданням. Рішення цього завдання вимагає застосування багаторазового чисельного інтегрування відповідного диференціального рівняння. Для спрощення рівняння руху механізму з одним ступенем вільності і його рішення, користуючись методом зведення сил і мас, встановлюють закон руху однієї ланки (ланки зведення). За ланку зведення приймають ланку, закон руху якої визначається узагальненою координатою.

4.7 Зведеним моментом інерції ланок механізму називається такий умовний момент, яким повинно володіти ланка зведення, щоб її кінетична енергія була рівною кінетичній енергії всього механізму.

4.8 БК є механізмом, який служить для передачі крутного моменту від ротора до долота та одночасного створення осьового навантаження на

долото. З певним припущенням її можна розглянути як механізм з поступово нарощуваним кінематичним ланцюгом.

4.9 Для БК при роторному чи суміщеному способі буріння за ланку зведення обрано ведучу трубу. Разом з тим, ведучу трубу можна обрати і за ланку зведення, до якої за певних умов можна звести маси та моменти інерції ділянок бурильної колони.

4.10 Поступове нарощування такого кінематичного ланцюга бурильними та обважненими бурильними трубами призводить до збільшення зведеної маси бурильної колони, і відповідно – збільшення її зведеного моменту інерції.

5 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ ДІЛЯНОК БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ДЛЯ ОСНОВНИХ ВИПАДКІВ ЇХ ОБЕРТАННЯ У СВЕРДЛОВИНІ

5.1 Одна з найбільш важливих особливостей роботи БК у свердловині це її викривлення в результаті втрати стійкості прямолінійної форми. Таке явище спостерігається як на прямолінійних, так і на викривлених інтервалах свердловини. Через значну довжину бурильної колони втрата її стійкості спостерігається внаслідок дії ряду навантажень: стискуючих, відцентрових, крутних, гідравлічних. Внаслідок втрати стійкості частина ділянок БК обертатиметься відносно власної геометричної осі, а інша частина обертатиметься навколо осі, що віддалена від геометричної осі на певну віддаль.

5.2 Осьовий момент інерції прямолінійної ділянки БК, що обертається відносно власної геометричної осі, яка проходить через центр мас точку С (рис. 5.1а):

$$J_z = J_{z_c} = \frac{1}{2} m (r_1^2 + r_2^2); \quad (5.1)$$

де m – маса ділянки БК; r_1 , r_2 – внутрішній та зовнішній діаметр ділянки БК відповідно.

5.3 Осьовий момент інерції прямолінійної ділянки БК, що обертається відносно осі, що віддалена від геометричної осі на певну віддаль (рис. 5.1б):

$$J_z = J_{z_c} + md^2 = m \left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{2} + d^2 \right); \quad (5.2)$$

де d – віддаль між осями.

5.4 Відцентрові сили спричинюють згин колони по плоскій хвилеподібній кривій з довжиною півхвилі. Крутний момент намагається надати осі бурильної колони гвинтову форму. Стискуючі навантаження також призводять до плоского згину, однак початкові відхилення від прямолінійності та розташування колони у свердловині з ексцентриситетом

призводять плоску криву до просторової форми. В силу того, що стискаюча сила може перевищувати не тільки перше критичне значення, теоретично слід очікувати появу вищих форм втрати стійкості колони.

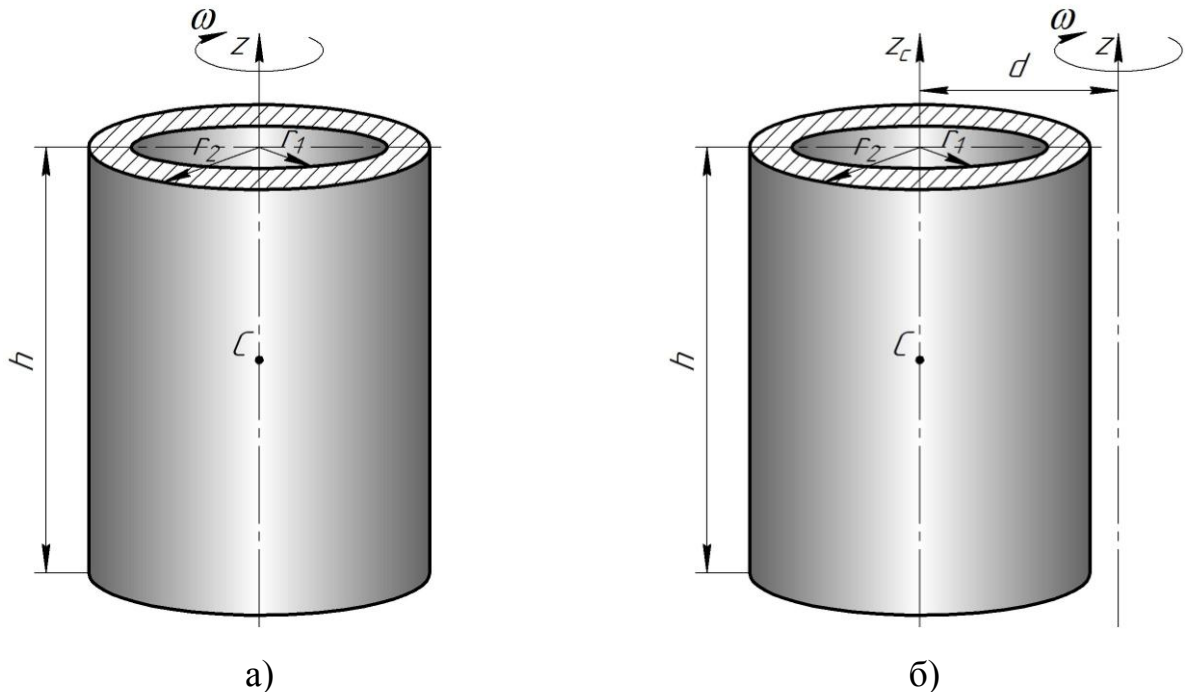


Рисунок 5.1 – Схеми для розрахунку моменту інерції прямолінійної ділянки БК

5.5 В процесі буріння орієнтація та форма ділянок бурильної колони змінюються в залежності від характеру та величини діючих навантажень, частоти обертання, а також їх відносного розташування у свердловині. Часто можуть спостерігатися неупорядковані обертання ділянок бурильної колони, супроводжувані биттям, що характерно для режимів, близьких до резонансних або до умов, при яких втрачається стійкість її прямолінійної форми. В результаті цього, як правило, перерізи зігнутих ділянок колони у свердловині займають концентричні розташування при яких їх осі утворюють певні кути з віссю обертання (рис.5.2).

5.6 Осьовий момент інерції криволінійної ділянки БК може визначатися для двох варіантів. Перший варіант передбачає розрахунок

моменту інерції маси, зосередженої на осі пружної лінії ділянки БК. Другий варіант передбачає розрахунок моменту інерції зігнутої труби, заповненої буровим розчином.

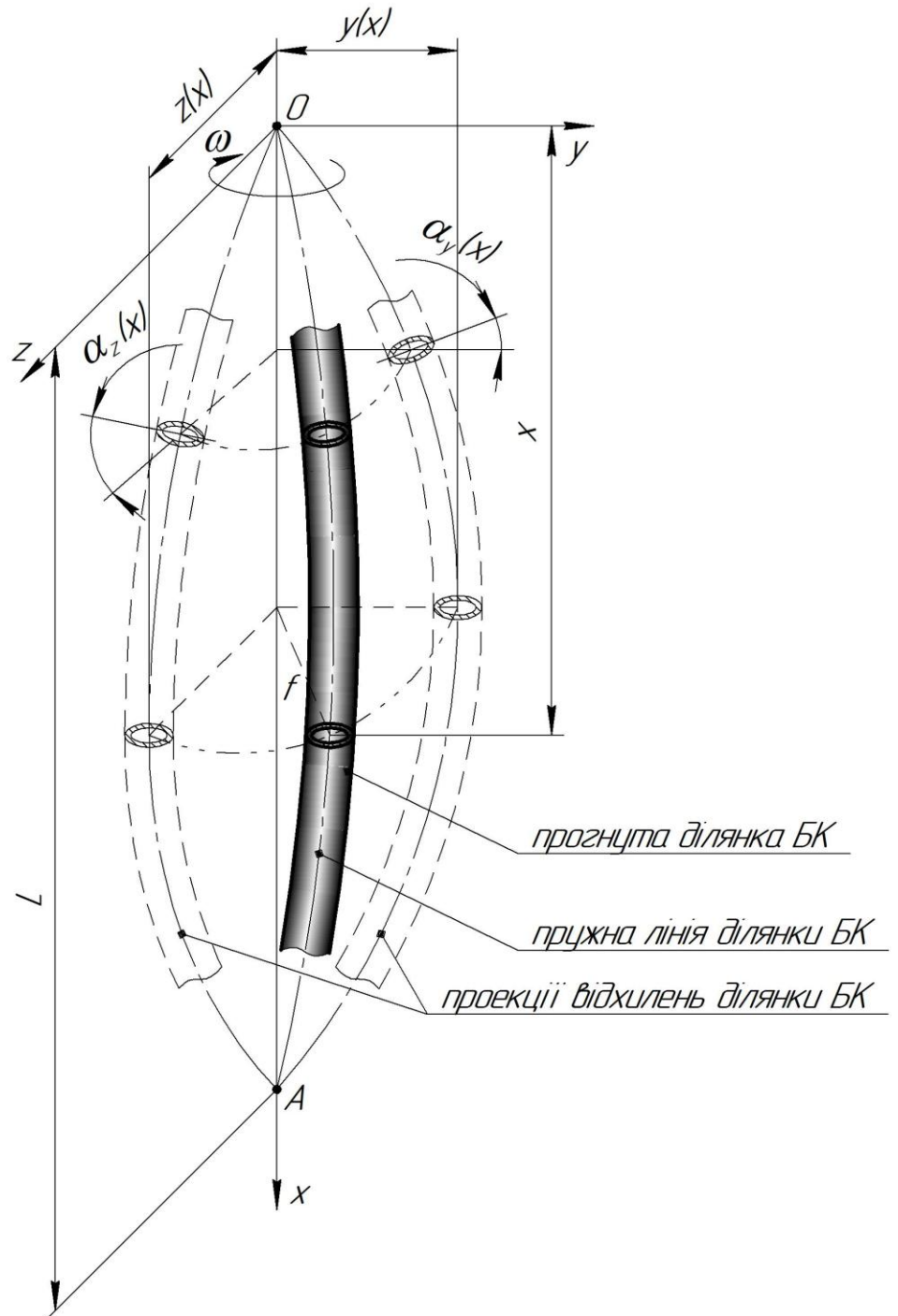


Рисунок 5.2 – Схема для розрахунку моменту інерції криволінійної ділянки БК

5.7 При заміні криволінійної ділянки БК одномасовим еквівалентом (рис. 5.3а) її пружна лінія вважається пружною лінією зігнутого невагомому стрижня. Коефіцієнт зведення маси залежить тільки від геометричних параметрів прогину стержня:

$$\zeta = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{8} \left(\frac{\pi f}{l_n} \right)^2 \right); \quad (5.3)$$

де l_n – довжина півхвилі прогину БК; f – стріла прогину ділянки БК.

Довжина півхвилі прогину ділянки БК у свердловині:

$$l_{ni} = \frac{\pi}{\omega_i} \sqrt{\frac{g}{2} \left(\pm x + \sqrt{x^2 + \frac{4EI\omega_i^2}{qg}} \right)}; \quad (5.4)$$

де x – віддаль від нейтрального перерізу до перерізу колони, в якому визначають довжину півхвилі згину, знак плюс ("+") – для розтягнутої, а знак мінус ("-") – для стисненої частини колони; E – модуль пружності матеріалу БК; I – момент інерції кільцевого перерізу БК; ω – кутова швидкість і – ої ділянки БК; q – вага одного метра труби; g – пришвидшення вільного падіння.

Стріла прогину ділянки БК у свердловині:

$$f = \frac{D_C - d_3}{2}; \quad (5.5)$$

де D_C , d_3 - відповідно діаметр свердловини та бурильного замка.

Виходячи із практичних міркувань стрілу прогину ділянки БК у свердловині можна визначити із наступних рекомендацій:

- для ділянки з БТ:

$$\left. \begin{aligned} f_{BT} &= (0,236 \div 0,393) d_{BT} \text{ при } D_D \leq 295,3 \text{ мм} \\ f_{BT} &= (0,333 \div 0,521) d_{BT} \text{ при } D_D > 295,3 \text{ мм} \end{aligned} \right\} \quad (5.6)$$

- для ділянки з ОБТ:

$$\left. \begin{aligned} f_{OBT} &= (0,177 \div 0,314) d_{OBT} \text{ при } D_D \leq 295,3 \text{ мм} \\ f_{OBT} &= (0,250 \div 0,417) d_{OBT} \text{ при } D_D > 295,3 \text{ мм} \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

де d_{OBT} , d_{BT} , D_D – відповідно діаметр ОБТ, БТ та долота.

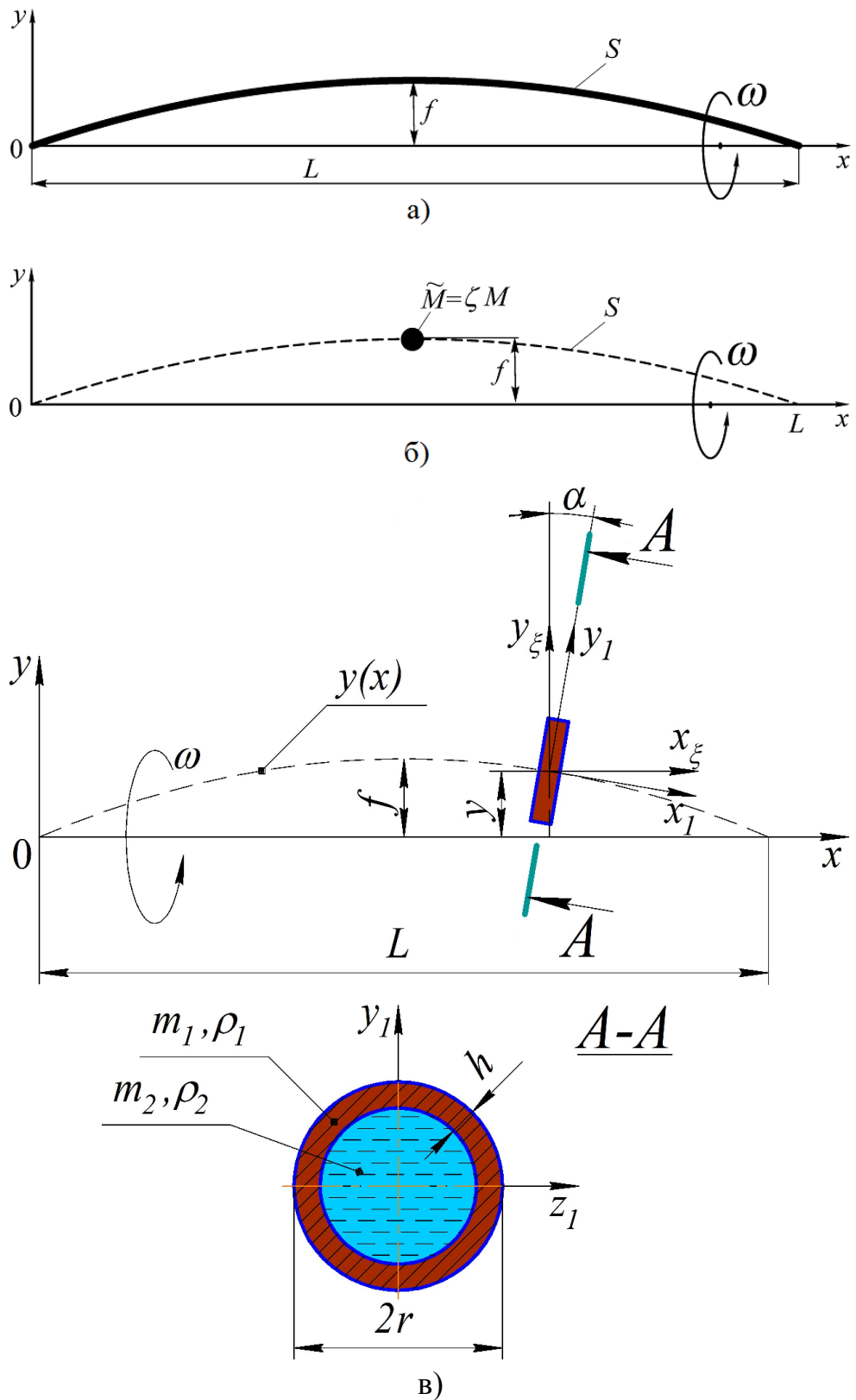


Рисунок 5.3 – Розрахункові моделі криволінійної ділянки БК

а) матеріальна крива; б) невагомий стрижень з еквівалентною зосередженою масою; в) вагомий трубчастий стрижень заповнений рідиною.

Зосереджена маса зігнутої ділянки БК:

$$M = m(s)l_n \left(1 + \frac{1}{4} \left[\frac{f\pi}{l_n} \right]^2 \right); \quad (5.8)$$

де $m(s)$ – маса одиниці довжини.

Осьовий момент інерції зігнутої ділянки БК:

$$J_x = \tilde{M}f^2 = \zeta Mf^2. \quad (5.9)$$

5.8 При заміні криволінійної ділянки БК трубчастим стрижнем, заповненим рідиною, (рис. 5.3в) її пружна лінія також вважається пружною лінією цього стрижня. Прогин стержня є малим в порівнянні із його довжиною, а зусилля в стержні, які виникають в результаті його прогину, рівномірно розподілені по його довжині. Зігнутий, заповнений рідиною трубчастий стержень довжиною s , обертається навколо осі x . Густина матеріалу стержня та рідини – відповідно ρ_1 та ρ_2 , радіус поперечного перерізу стержня, а товщина стінки – h .

Осьовий момент інерції зігнутої ділянки БК:

$$J_x \approx J_{xI} \left(l_n - \left(f \frac{\pi}{l_n} \right)^2 \frac{l_n}{4} + \left(\frac{f}{i_{xI}} \right)^2 \frac{l_n}{2} \right). \quad (5.10)$$

де $J_{xI} = \frac{1}{2} m_2 (r-h)^2 + m_1 r^2$; $m_1 = 2\pi r h \rho_1$; $m_2 = \pi (r-h)^2 \rho_2$; $m = m_1 + m_2$;

ρ_1 і ρ_2 – густина матеріалу стрижня та рідини відповідно, r – радіус поперечного перерізу стрижня, h – товщина стінки стрижня;

$i_{xI} = \sqrt{\frac{J_{xI}}{m}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} m_2 (r-h)^2 + m_1 r^2}{m_1 + m_2}}$ – радіус інерції неоднорідного поперечного

перерізу стержня.

6 ЗВЕДЕННЯ МАС ДІЛЯНОК БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА РОЗРАХУНОК ЇЇ ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ДЛЯ РОТОРНОГО ТА СУМІЩЕНОГО СПОСОБІВ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН

6.1 Критерієм для зведення мас у механізмах є збереження величини їх кінетичної енергії. Кінетична енергія механізму в цілому дорівнює сумі кінетичних енергій його окремих ланок.

6.2 Кінетична енергія БК, яка складається із прямолінійних та криволінійних ділянок БТ і ОБТ дорівнює сумі кінетичних енергій цих ділянок.

6.3 При зведенні мас БК необхідно, щоб кінетична енергія зведеної маси (моменту інерції) у відповідних її положеннях дорівнювала сумі кінетичних енергій усіх її ділянок:

$$E_{зв} = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_{si}^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{J_{si} \omega_i^2}{2}; \quad (6.1)$$

де $E_{зв}$ – кінетична енергія ланки зведення; E_i – кінетична енергія i – ої ділянки; m_i , J_{si} – відповідно маса та момент інерції i – ої ділянки БК; V_{si} , ω_i – відповідно швидкість центра мас i – ої ділянки БК та її кутова швидкість; ($i = 1, 2, \dots, n$).

6.4 Зведений момент інерції БК виражений у вигляді суми моментів інерції зосереджених мас ділянок БК:

$$J_{зв} = \frac{2 \sum_{i=1}^n E_i}{\omega_1^2} = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{V_{si}}{\omega_1} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2; \quad (6.2)$$

ω_1 – кутова швидкість ведучої труби (ланки зведення).

6.5 За усталеного режиму роботи БК у свердловині середні кутові швидкості обертання ділянок її ступеней можна прийняти рівними середній кутовій швидкості обертання ведучої труби:

$$J_{зв} = \sum_{i=1}^n J_{si} \cdot \quad (6.3)$$

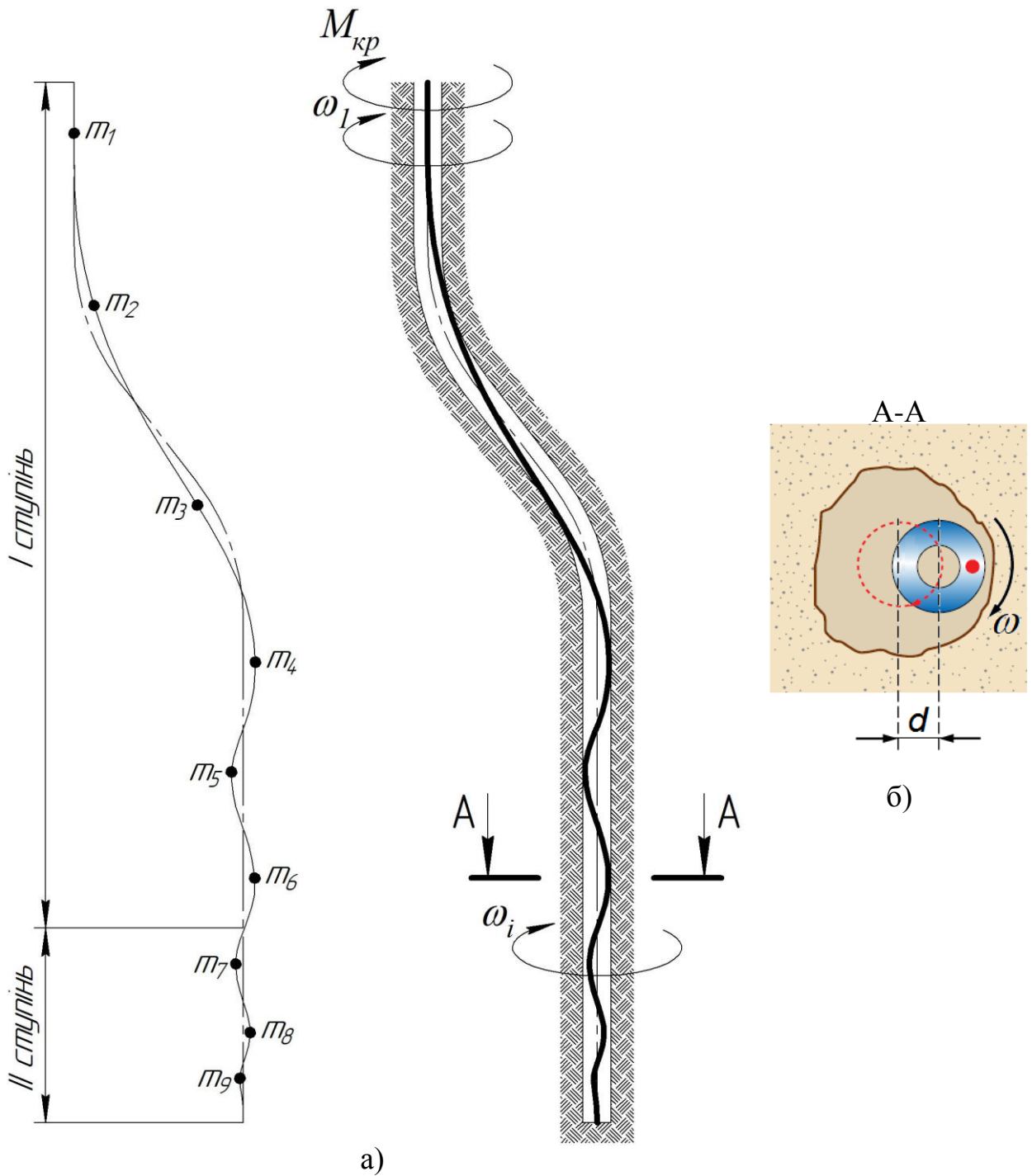


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема для визначення зведеного моменту інерції двоступеневої БК у свердловині S – подібного профілю

- а) схема розташування зосереджених мас прогнутих ділянок;
- б) приклад ексцентричного обертання перерізу ділянки у свердловині.

6.6 Змінна складова зведеного моменту інерції БК може бути виражена у вигляді суми моментів інерції окремих ступеней:

$$\Delta J_{зв} = J_0 + \sum_{i=1}^n J_{Ii} + \sum_{i=1}^n J_{IIi} \quad (6.4)$$

де J_0 – момент інерції ведучої труби з ротором, кг·м²; $\sum_{i=1}^n J_{Ii}$, $\sum_{i=1}^n J_{IIi}$ – сумарні моменти інерції ділянок I-ої та II-ої ступеней БК відповідно, кг·м².

Перший доданок формули (6.4) J_0 вважається постійним, а доданки $\sum_{i=1}^n J_{Ii}$ і $\sum_{i=1}^n J_{IIi}$ є змінними і характер їх зміни є доволі складним. В першу чергу вони змінюються через те, що у міру поглиблення вибою поступово нарощується маса БК. Другою причиною їх зміни є неспівпадання осей перерізів ділянок БК із віссю її обертання (рис. 6.1а). Таке явище завжди має місце при викривленні осі БК, внаслідок якого осі поперечних перерізів її ділянок на різних глибинах віддаляються від осі обертання на різні відстані (рис. 6.1б).

6.7 Якщо розглядати ділянки ступеней БК, як циліндри, осі яких співпадають з віссю обертання, то їх сумарні моменти інерції визначатимуться так:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n J_{Ii} = \sum_{i=1}^n m_{Ii} \rho_{Ii}^2; \\ \sum_{i=1}^n J_{IIi} = \sum_{i=1}^n m_{IIi} \rho_{IIi}^2, \end{cases} \quad (6.5)$$

де m_{Ii} , m_{IIi} – маси i -их ділянок I-ої та II-ої ступені БК занурених в буровий розчин відповідно, кг; ρ_{Ii} , ρ_{IIi} – радіуси інерції поперечних перерізів ділянок цих ступеней відповідно, м; $\rho_i \approx d_{3i}/2$.

6.8 Якщо вісь ділянки БК не співпадає з віссю її обертання, але дві осі є паралельними, то сумарні моменти інерції таких i -их ділянок I-ої та II-ої ступені БК визначатимуться за теоремою Гюйгенса - Штейнера:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n J_{Ii} = \sum_{i=1}^n (m_{Ii} \rho_{Ii}^2 + m_{Ii} d_{Ii}^2) = \sum_{i=1}^n m_{Ii} (\rho_{Ii}^2 + d_{Ii}^2); \\ \sum_{i=1}^n J_{IIi} = \sum_{i=1}^n (m_{IIi} \rho_{IIi}^2 + m_{IIi} d_{IIi}^2) = \sum_{i=1}^n m_{IIi} (\rho_{IIi}^2 + d_{IIi}^2), \end{cases} \quad (6.6)$$

де d_{Ii} , d_{IIi} – відстань між віссю ділянки I-ої та II-ої ступені БК і віссю її обертання відповідно, м; $d_i \approx f_i$.

ДОДАТОК А

А.1 Характеристики збалансованих ОБТ

Найбільш широке поширення завдяки своїм експлуатаційним характеристикам одержали збалансовані ОБТ зі спіральними канавками. Наявність гвинтових канавок зменшує площу контакту стінки свердловини і труби, тим самим знижується ймовірність появи "прихоплення" труб і зусилля на обертання бурильної колони.

Труби зі спіральними канавками можуть одночасно виконуватися і з проточками під елеватор і клиновий захват.

Дані про механічні, геометричні характеристики збалансованих ОБТ взяті із [2].

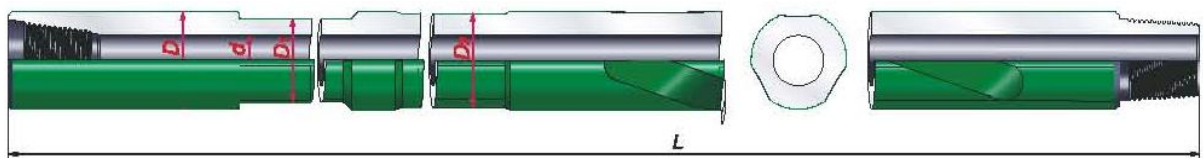


Рисунок А1 – Схема збалансованої ОБТ

Таблиця А1 – Механічні характеристики збалансованих ОБТ

Зовнішній діаметр, мм	Тимчасовий опір, σ_B , МПа, не менше	Границя текучості, МПа, σ_T не менше	Відносне видовження, δ , %, не менше	Ударна в'язкість, КСВ, кДж/м ² , не менше	Твердість по Брінеллю, НВ
< 178	965	759	13	600	285÷ 341
> 178	931	689			

Таблиця А2 – Параметри збалансованих ОБТ

Діаметри, мм				Різьба ГОСТ Р 50864	Погонна маса тіла труби, кг/м	Допустимий момент згвинчування, кН·м		
Зовнішній, D	Внутрішній, d	Проточки під елеватор, D_2	Проточи під клиновий захват, D_3			Без різьбових канавок	З різьбовими канавками	
$\sigma_T = 758$ МПа								
79	32	65	73	3-65	32	4,5	4,0	
89	32	73	73	3-73	42	6,5	6,0	
	38	73	73		40	6,0	5,5	
95	32	73	73	3-86	49	6,0	5,5	
	35	73	73		48	6,0	5,5	
	38	73	73		46	6,0	5,5	
105	44	89	102	3-86	56	10,0	9,5	
	51	89	102		52	8,5	8,0	
108	32	89	102	3-86	65	12,0	11,5	
	38	89	102		63	11,5	11,0	
	40	89	102		62	11,0	10,5	
	44	89	102		60	10,5	10,0	
	46	89	102		58	10,0	9,5	
	51	89	102		56	9,5	9,0	
121	57	89	102	3-86	52	8,0	7,5	
	44	102	114		3-94	78	15,0	14,0
	46	102	114		3-94	77	15,0	14,0
	46	102	114		3-102	77	14,5	13,5
	51	102	114		3-94	74	13,5	13,0
	51	102	114		3-102	74	14,0	13,0
	57	102	114		3-94	70	12,5	11,5
57	102	114	3-102	70	14,5	13,5		
127	57	102	114	3-102	79	16,5	14,5	
133	57	114	114	3-102	88	16,5	14,5	
146	57	130	140	3-118	111	27,0	23,0	
	57	130	140	3-121	111	25,5	21,5	
	57	130	140	3-122	111	24,5	21,5	
	71	130	140	3-121	100	24,5	21,5	
	71	130	140	3-122	100	24,5	21,5	
	76	130	140	3-121	95	23,0	19,0	
	76	130	140	3-122	95	24,5	21,5	

Закінчення таблиці А2

Діаметри, мм				Різьба ГОСТ Р 50864	Погонна маса тіла труби, кг/м	Допустимий момент згвинчування, кН·м	
Зовнішній, D	Внутрішній, d	Проточки під елеватор, D_2	Проточи під клиновий захват, D_3			Без різьбових канавок	З різьбовими канавками
152	57	130	140	3-118	122	28,5	25,5
	57	130	140	3-121	122	30,5	27,5
	57	130	140	3-122	122	30,0	27,0
	71	130	140	3-118	111	23,0	20,0
	71	130	140	3-122	111	27,5	24,5
	76	130	140	3-122	106	25,0	22,0
159	57	146	152	3-121	135	28,5	24,5
	71	146	152	3-122	124	27,5	23,5
165	57	146	152	3-121	147	30,0	26,0
	57	146	152	3-122	147	34,0	30,0
	71	146	152	3-121	136	25,5	21,5
	71	146	152	3-122	136	28,0	24,0
	76	146	152	3-121	131	23,5	19,5
	76	146	152	3-122	131	26,0	21,0
*Напряв спіралі - правий							
171	57	152	159	3-122	159	34,0	29,0
	57	152	159	3-133	159	45,0	40,0
	71	152	159	3-133	148	39,0	34,0
178	57	159	168	3-133	174	45,5	41,5
	71	159	168	3-133	163	39,0	35,0
	71	159	168	3-147	163	44,0	40,0
	80	159	168	3-147	155	44,0	40,0
	90	159	168	3-147	144	44,0	40,0
$\sigma_T = 689$ МПа							
*Напряв спіралі - правий							

А.2 Тип виконання ОБТ

А - гладкі без проточок;

Л - із проточкою під елеватор;

Б - із проточками під елеватор і клиновий захват;

С - гладкі зі спіральними канавками;

ЛС - із проточкою під елеватор, зі спіральними лисками;

БС - із проточками під елеватор і клиновий захват, зі спіральними лисками;

АТ - гладкі з твердосплавними поясками;

ЛТ - із проточкою під елеватор, із твердосплавними поясками;

БТ - із проточками під елеватор і клиновий захват, із твердосплавними поясками;

СТ - гладкі зі спіральними лисками, із твердосплавними поясками;

ЛСТ - із проточкою під елеватор, зі спіральними лисками, із твердосплавними поясками;

БСТ - із проточками під елеватор і клиновий захват, зі спіральними лисками, із твердосплавними поясками.

А.3 Характеристики ТБТ

Товстостінні бурильні труби (ТБТ) поставляються з плоскою або конічною (виконання І) опорною поверхнею під елеватор. За заявкою замовника наносяться твёрдосплавні пояски. Механічні властивості сталі відповідають вимогам АРІ.

Замкові з'єднання за рахунок різьб з кутом профілю ниток, рівним 90 град., і спеціальних розвантажувальних канавок відрізняються підвищеним крутним моментом (в 1,2 рази) і високою втомною міцністю. Ремонт різьб здійснюється без укорочування довжини труби.

В порівнянні з бурильними трубами БН-73 та БК-89 по ТУ 14-219-2004 ТБТ можуть встановлюватися в будь-якій частині БК без перевідників.

Дані про механічні, геометричні характеристики ТБТ взяті із [2].

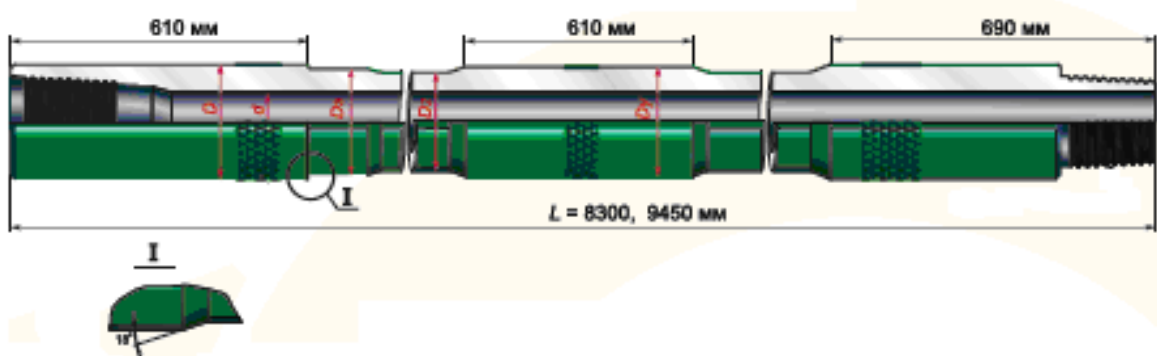


Рисунок А2 – Схема ТБТ з одним центральним потовщенням

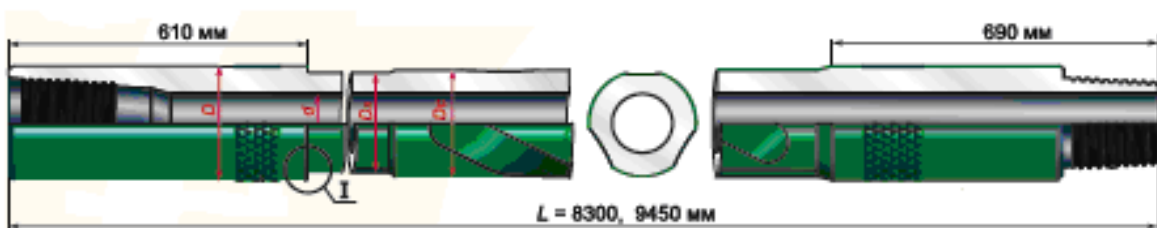


Рисунок А3 – Схема ТБТ із спіральними канавками

А.4 Тип виконання ТБТ

К - з конічним виступом під елеватор, без центральних потовщень, зі спіральними лисками;

КТ - з конічним виступом під елеватор, із твердосплавними поясками, без центральних потовщень, зі спіральними лисками;

П - із плоским виступом під елеватор, без центральних потовщень, зі спіральними лисками;

КО - з конічним виступом під елеватор, без центральних потовщень;

ПО - із плоским виступом під елеватор, без центральних потовщень;

К1 - з конічним виступом під елеватор, з одним центральним потовщенням;

П1 - із плоским виступом під елеватор, з одним центральним потовщенням;

К2 - з конічним виступом під елеватор, із двома центральними потовщеннями;

П2 - із плоским виступом під елеватор, із двома центральними потовщеннями.

Таблиця А3 – Параметри товстостінних бурильних труб

ТБТ-КО, ТБТ-ПО, ТБТ-К1, ТБТ-КТ1, ТБТ-П1, ТБТ-ПТ1, ТБТ-К2, ТБТ-КТ2, ТБТ-П2, ТБТ-ПТ2

Діаметри, мм						Різьба ГОСТ Р 50864	Радіус галтелі r , мм	Погонна маса спіральної частини, кг/м	Максимально допустимий момент згинчування, кН·м
Зовнішній, D	Поточення, D_n	Внутрішній, d	Упорного торця, D_1	Проточки під елеватор, D_3	Тіла труби, D_2				
$\sigma_T = 758$ МПа									
121	102	51	114,5	97	89	3-102	3	32	14
	102	57	114,5	97	89	3-102	3	29	14
133	114	57	127,5	102	102	3-108	3	44	20
	114	63	127,5	102	102	3-108	3	39	19
	114	65	127,5	102	102	3-108	3	38	18
159	127	71	150	114	114	3-122	3	49	28
165	140	76	155	127	127	3-133	3	63	36
168	140	160	160	127	127	3-133	3	63	36
	140	160	160	127	127	3-133	3	49	28
$\sigma_T = 689$ МПа									
178	152	83	164,5	140	132	3-147	5	65	40
	152	86	164,5	140	132	3-147	5	61	40
	152	90	164,5	140	132	3-147	5	57	40
	152	98	164,5	140	132	3-147	5	48	36
	152	102	164,5	140	132	3-147	5	43	34

Таблиця А4 – Параметри товстостінних спіральних бурильних труб
ТБТ-К, ТБТ-КТ, ТБТ-Ц, ТБТ-ПТ

Діаметри, мм					Різьба ГОСТ Р 50864	Крок спіралі S, мм	Радіус галтелі r, мм	Глибина спіральних лисок C, мм	Погонна маса спіральної частини, кг/м	Максимально допустимий момент згвинчування, кН·м
Зовнішній, D	Спіральної частини, D _c	Внутрішній, d	Упорного торця, D ₁	Проточки під елеватор, D ₃						
$\sigma_T = 758$ МПа										
92	71	36	86	73	3-73	815	3	4	21	5,4
105	79	51	100,4	81	3-86	890	3	4	20	8,0
121	98	57	114,5	102	3-102	890	3	6	35	14,4
133	110	57	127,5	114	3-108	915	3	6	50	19,9
159	123	71	150	127	3-122	965	3	6	57	28,0
165	123	76	155	127	3-133	1065	3	6	52	36,2
168	123	76	160	127	3-133	1065	3	6	52	36,2
	123	90	160	127	3-133	1065	3	6	38	28,5
$\sigma_T = 689$ МПа										
178	136	90	164,5	140	3-147	1065	5	6	58	39,8
*Напряв спіралі - правий										

Таблиця А4 – Параметри товстостінних бурильних труб з високомоментними різьбами

Тип ТБТ	Діаметри, мм						Різьба ГОСТ Р 50864	Маса труби, довжиною 9450мм, кг
	Зовнішній, D	Потовщення, D_n	Внутрішній, d	Спіральної частини, D_c	Проточки під елеватор, D_3	Тіла труби, D_2		
із потовщеннями	102,0	95,0	51	-	81	81	3-81У	270
	105,5	101,6	51	-	81	81	3-83	280
	105,5	101,6	51	-	92	89	3-83	345
із спіральними канавками	102,0	-	51	82	81	-	3-81У	236
	105,5	-	51	85	81	-	3-83	264

А.5 Характеристики ЛБТ

Виготовлення алюмінієвих трубних заготовель здійснюються з алюмінієвих сплавів марок Д16Т або 1953Т1 методом прямого гідравлічного горячого пресування. Трапецеїдальна різьба з конічним стабілізуючим пояском й упором по торці, у відмінності від безупорної різьби, що традиційно застосовувалася як трикутна, дозволяє частково розвантажити різьбу від знакозмінних згинаючих напружень, збільшуючи втомну міцність і надійність з'єднання. Гарантовані радіальні натяги забезпечуються за рахунок застосування "температурного" способу складання замків із трубами за спеціальною технологією.

Завдяки такій конструкції досягається підвищена надійність з'єднання при знакозмінних навантаженнях, що дозволяє ефективно виконувати технологічні операції з обертанням інструмента, у тому числі, при роторному буровленні й аварійних роботах по ліквідації прихоплення.

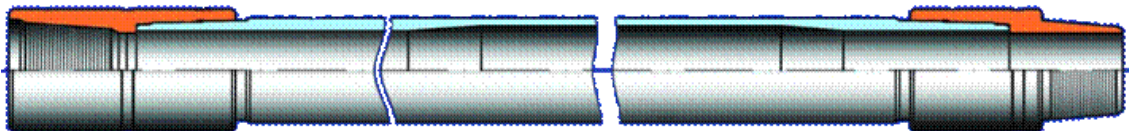


Рисунок А4 – Схема ЛБТПН з внутрішньою висадкою
(базове виконання)

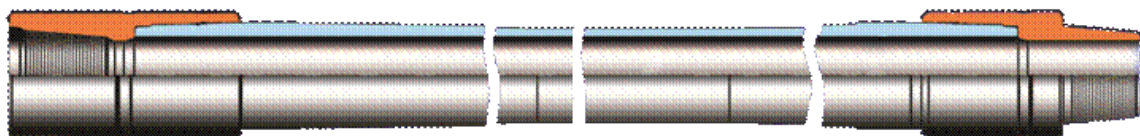


Рисунок А5 – Схема ЛБТПН з зовнішньою висадкою
(для вирішення технологічних задач, для яких необхідно рівнопрохідний
внутрішній діаметр)

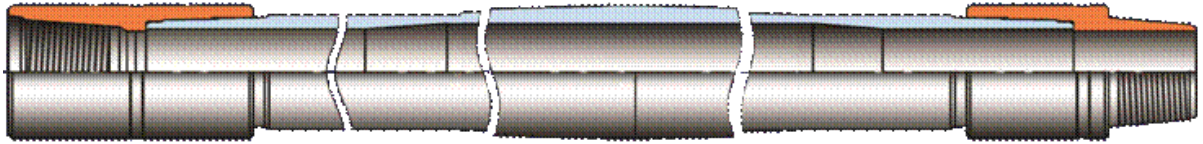


Рисунок А6 – Схема ЛБТПН-П з протекторним потовщенням
(протекторне потовщення ЛБТПН-П призначене для захисту від
спрацювання основного тіла труби, а також для підвищення поздовжньої
стійкості БК та її кращого центрування у стволі свердловини)

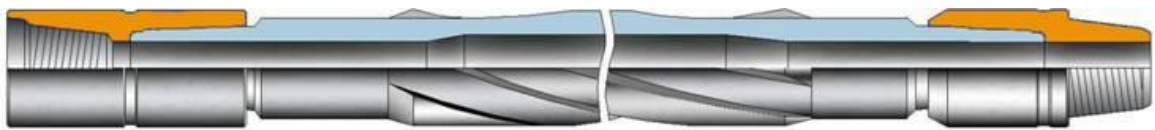


Рисунок А7 – Схема ЛБТПН-С з гвинтовим оребренням
(гвинтовим оребрення ЛБТПН-С призначене для покращення очищення
ствола від вибуреної породи у горизонтальних ділянках свердловин та
ділянках із значним відхиленням від вертикалі)

Таблиця А5 – Параметри легкосплавних бурильних труб ЛБТПН
ЛБТПН-Ц, ЛБТПН-С

Технічні характеристики ЛБТПН										
Типорозмір труби	Товщина стінки, мм	Діаметр труби, мм	Діаметр замка, мм	Різьбове з'єднання (аналог по API)	Маса труби в зборі, кг	Виконання труби с протекторни м потовщення м		Граничні міцнісні параметри Алюмінієвий сплав Д16Т/1953Т1		
						Діаметр протектора	Маса труби в зборі	Розтягуюче навантаження кН	Крутний момент, кН*м	Внутрішній тиск МПа
90x9	9	91	108	3-86 (NC 31)	80,5	107	87,5	750/1110	13/19	56/83
103x9	9	103	120,6	3-102 (NC 38)	96,0	118	105,0	865/1275	17,1/25,3	49,7/73,4
103x11	11	103	120,6	3-102 (NC 38)	137,0	118	146,5	1033/1526	20/29	61/90
114x11	11	116	152	3-122 (NC 46)	168,0	138	185,0	1180/1740	25,9/38,3	53,9/79,7
129x11	11	129	159	3-133 (NC 50)	186,0	150	202,5	1325/1957	25,9/48,8	48,5/71,6
147x11	11	147	178	3-147 (5 1/2 FH)	217,0	172	242,0	1525/2255	44,3/65,4	42,6/62,9
147x13	13	147	178	3-147 (5 1/2 FH)	239,0	172	264,0	1780/2625	50,2/74,1	50,3/74,3
147x15	15	147	178	3-147 (5 1/2 FH)	268,5	172	293,5	2022/2986	55,7/82,1	58/85,7
168x11	11	168	203	3-171 (6 5/8 FH)	231,0	194	264,0	1762/2603	60/87	37/55
168x13	13	168	203	3-171 (6 5/8 FH)	250,0	194	283,0	2056/3037	68/100	44/65

ДОДАТОК Б

Таблиця Б1 – Значення коефіцієнту тертя μ (“сталь – порода”)

Порода	Поверхня породи		
	суха	змочена	покрита глинистим розчином з $\gamma_p=1180-1200 \text{ кг/м}^3$, $T=25 - 28 \text{ }^\circ\text{C}$
Глина жирна	0,14-0,18	0,08-0,12	0,06-0,09
Глина пісочна	0,25-0,28	0,20-0,26	0,18-0,22
Глинистий сланець	0,20-0,25	0,15-0,20	0,11-0,13
Мергель	0,20-0,27	0,18-0,25	0,20-0,24
Вапняк	0,35-0,40	0,33-0,38	0,31-0,35
Доломіт	0,38-0,42	0,36-0,40	0,34-0,38
Ангідрит	—	0,39-0,45	0,37-0,40
Слабо зцементований піщаник, гострокінечні зерна	0,32-0,42	0,27-0,40	0,25-0,35
Слабо зцементований піщаник, округлі зерна	0,22-0,34	0,20-0,30	0,17-0,25
Піщаник міцний	0,43-0,48	0,43-0,45	0,40-0,43
Кварцит	0,46-0,48	0,48-0,50	0,42-0,44
Граніт	0,47-0,55	0,46-0,53	0,45-0,50
Кам’яне вугілля	0,38-0,42	0,33-0,36	0,30-0,38

Таблиця Б2 – Моменти інерції прогнутих ділянок ступені БТ

$L_{BT} = 20\text{ м}$								
f	$d_{BT} = 60,3\text{ мм}$				$d_{BT} = 73,0\text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	0.251	0.148	0.092	0.070	0.455	0.271	0.172	0.133
0,25r	0.260	0.153	0.096	0.073	0.471	0.281	0.179	0.139
0,5r	0.286	0.169	0.106	0.082	0.519	0.312	0.201	0.157
0,75r	0.329	0.196	0.125	0.097	0.600	0.364	0.237	0.187
r	0.390	0.234	0.150	0.118	0.712	0.436	0.287	0.229
$L_{BT} = 40\text{ м}$								
f	$d_{BT} = 89,0\text{ мм}$				$d_{BT} = 101,6\text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	1.694	1.027	0.668	0.528	2.577	1.584	1.050	0.842
0,25r	1.756	1.067	0.697	0.554	2.673	1.648	1.098	0.884
0,5r	1.941	1.190	0.786	0.629	2.960	1.843	1.242	1.009
0,75r	2.249	1.394	0.934	0.755	3.439	2.166	1.482	1.216
r	2.681	1.679	1.141	0.932	4.109	2.619	1.819	1.507
$L_{BT} = 60\text{ м}$								
f	$d_{BT} = 114,3\text{ мм}$				$d_{BT} = 127,0\text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	5.630	3.509	2.369	1.925	7.901	4.990	3.427	2.818
0,25r	5.843	3.656	2.480	2.023	8.205	5.204	3.592	2.964
0,5r	6.484	4.097	2.814	2.315	9.120	5.846	4.087	3.402
0,75r	7.550	4.832	3.371	2.803	10.644	6.915	4.912	4.133
r	9.044	5.861	4.151	3.486	12.778	8.412	6.067	5.155
$L_{BT} = 80\text{ м}$								
f	$d_{BT} = 139,7\text{ мм}$				$d_{BT} = 168,3\text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.
0	14.342	9.178	6.402	5.323	26.372	17.341	12.489	10.602
0,25r	14.905	9.579	6.717	5.604	27.441	18.129	13.125	11.179
0,5r	16.593	10.783	7.661	6.446	30.650	20.491	15.032	12.909
0,75r	19.406	12.789	9.233	7.851	35.998	24.428	18.211	15.793
r	23.345	15.598	11.435	9.816	43.486	29.940	22.661	19.831

Таблиця Б3 – Моменти інерції прогнутих ділянок ступені ОБТ

$L_{ОБТ} = 10 \text{ м}$						
f	$d_{ОБТ} = 108 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 120 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 146 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	2.413	1.386	3.004	1.731	6.946	3.998
0,2r	2.463	1.415	3.067	1.769	7.090	4.083
0,4r	2.611	1.501	3.255	1.880	7.522	4.339
0,6r	2.858	1.646	3.568	2.066	8.242	4.764
0,8r	3.204	1.848	4.007	2.327	9.251	5.360
$L_{ОБТ} = 20 \text{ м}$						
f	$d_{ОБТ} = 146 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 178 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 203 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	13.892	7.996	30.766	17.708	53.884	30.994
0,2r	14.180	8.166	31.404	18.085	54.998	31.650
0,4r	15.044	8.677	33.319	19.216	58.340	33.618
0,6r	16.485	9.529	36.509	21.101	63.909	36.899
0,8r	18.503	10.721	40.976	23.740	71.707	41.492
$L_{ОБТ} = 30 \text{ м}$						
f	$d_{ОБТ} = 203 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 245 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 273 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	80.826	46.491	150.875	87.032	275.717	158.479
0,2r	82.497	47.475	154.035	88.914	281.395	161.813
0,4r	87.510	50.428	163.513	94.562	298.429	171.813
0,6r	95.865	55.349	179.310	103.975	326.819	188.481
0,8r	107.562	62.239	201.426	117.154	366.566	211.815

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Сароян А.Е. Теория и практика работы буровой колонны / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1990. – 263с.
2. Голосков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голосков, А.П. Филиппов. – Киев: Наукова думка, 1977. – 339с.
3. Фаворин М.В. Моменты инерции тел. Справочник / М.В. Фаворин. – М.: Машиностроение, 1970. – 312с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин [Текст] / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1965. – 776с.
5. Воробйов М. С. Уточнене зведення мас колон бурильних труб і насосних штанг / М. С. Воробйов // Розвідка та розробка нафт. і газ. родовищ. – 2009. – № 1(30). – С. 38-42.
6. Гриджук Я.С. Визначення інертності та кінетичної енергії махових мас бурильної колони при роторному бурінні / Я.С. Гриджук // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2017. – № 3(64). С. 67-75.
7. Pukach P. Ya. On the unboundedness of a solution of the mixed problem for nonlinear evolution equation at a finite time / P.Ya. Pukach // Nonlinear Oscillations. – 2012. – Vol. 14, Is. 3. – P. 369-378.
8. Ja . Grydzhuk, I. Chudyk, A. Velychkovych, A. Andrusyak. Analytical evaluation of inercial properties of the range of the drill string in its rotation. "Eastern-European Journal of Enterprise Technologies" ISSN 1729-3774 1/7 (97) 2019 – P. 6-14.

Ключові слова: бурильна колона, бурильна труба, пружна вісь, стрижень, стріла прогину, півхвиля прогину, момент інерції.

Директор НДІ НГЕ і Е

ІФНТУНГ, к.т.н., доцент

_____ Б.А. Тершак

Автори розробки:

д.т.н., професор

_____ І. І. Чудик

д.т.н., доцент

_____ А. П. Джус

к.т.н., доцент

_____ Я. С. Гриджук

к.т.н., доцент

_____ А. С. Величкович

технічний директор ТОВ “Ендейвер”

_____ А. М. Лівінський

Нормоконтролер

Додаток А

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

“ЗАТВЕРДЖЕНО”

В. о. директора

БУ«Укрбургаз»

_____ **ІВАНІВ О. М.**

“__” _____ 2017 р.

**ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РЕГЛАМЕНТ
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО БУРІННЯ НАДГЛИБОКИХ
НАФТОГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН**

“ПОГОДЖЕНО”

Директор НДІ НГЕ і Е
ІФНТУНГ

_____ **Б. А. Тершак**

“__” _____ 2017 р.

м. Івано-Франківськ, 2017

1 РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

РОЗРОБНИКИ:

Чудик І. І., професор, доктор технічних наук;

Джус А. П., доцент, доктор технічних наук;

Гриджук Я. С., доцент, кандидат технічних наук;

Процюк В. Р., доцент, кандидат технічних наук.

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

ЗМІСТ

Позначки та скорочення.....	4
1. СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ.....	4
2. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОВИТРАТ, ОБУМОВЛЕНИХ РОБОТОЮ НЕОРІЄНТОВАНИХ КНБК.....	5
3. РОЗРАХУНОК ОРІЄНТОВАНИХ КНБК В УМОВАХ СУМЩЕНОГО СПОСОБУ БУРІННЯ.....	10
3.1. Математична модель орієнтованої безопорної КНБК	10
3.2. Математична модель орієнтованих КНБК з калібратором в наддолотній частині.....	11
3.3. Математична модель орієнтованих КНБК з калібраторами в наддолотній частині та над ВД.....	13
4. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОВИТРАТ, ОБУМОВЛЕНИХ РОБОТОЮ БУРОВИХ ДОЛІТ	15
4.1 Витрати енергії на руйнування ГП шарошковим долотом.....	15
4.2 Витрати енергії на руйнування ГП долотом ріжучого типу.....	16
5. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОВИТРАТ, ОБУМОВЛЕНИХ РОБОТОЮ ВЕРХНЬОЇ ЧАСТИНИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ	18
5.1 Метод розрахунку площі контактування БК зі стінкою свердловини, покритою ФК.....	18
5.2 Визначення умов обертання БК в стовбурі свердловини.....	20
5.3 Визначення впливу БР на умови обертання БК.....	21
5.4 Визначення енерговитрат процесу піднімання БК.....	21
6. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ПОДАЧІ БУРОВОГО НАСОСА З ВРАХУВАННЯМ ТЕРМОБАРИЧНИХ УМОВ В СВЕРДЛОВИНІ	23
Перелік джерел посилання.....	26

ПОЗНАКИ ТА СКОРОЧЕННЯ

БЗ – бурильний замок
БІ – буровий інструмент
БК – бурильна колона
БН – буровий насос
БР – буровий розчин
БУ – бурова установка
ВД – вибійний двигун
ГВД – гвинтовий вибійний двигун
ГП – гірська порода
ККД – коефіцієнт корисної дії
КНБК компоновка низу бурильної колони
КП – кільцевий простір
ОЦЕ – опорно-центрувальний елемент
РТП – режимно-технологічні параметри процесу
СПО – спуско-підіймальна операція
ФК – фільтраційна кірка

1. СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Даний технологічний регламент поширюється на процес спорудження нафтогазових свердловин і визначає порядок розрахунку енергетичних затрат на реалізацію основних процесів буріння.

1.2 Даний регламент призначений для використання при бурінні надглибоких нафтогазових свердловин в частині проектуванні і вибору режимно-технологічних параметрів.

2. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОВИТРАТ, ОБУМОВЛЕНИХ РОБОТОЮ НЕОРІЄНТОВАНИХ КНБК

Енергія опору осьового переміщення неорієнтованих КНБК у стовбурі свердловини:

$$\Delta E_{оп} = \sum_{i=1}^n (F_{O_i} \Delta h + \mu R_i), \quad (2.1)$$

де F_{O_i} - сила опору осьового переміщення неорієнтованої КНБК у стовбурі свердловини, рис. 2.1; Δh - довжина інтервалу буріння; R_i , n - реакція на ОЦЕ і їх кількість в КНБК; μ - коефіцієнт тертя.

Енергія подолання сил тертя під час обертання КНБК в стовбурі свердловини:

$$\Delta E_{об} = 2\pi (M_{дол} + \sum_{i=1}^n M_{оце_i}), \quad (2.2)$$

де $M_{дол}$, $M_{оце_i}$ - момент опору тертя під час обертання долота і ОЦЕ при відповідних значеннях осьового навантаження P_i , рис. 2.1.

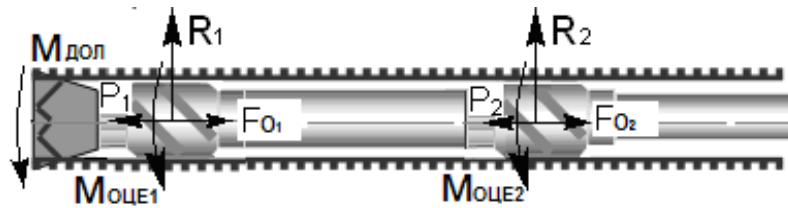


Рисунок 2.1 - Схеми розподілу сил і моментів опору, що діють на неорієнтовану КНБК

Загальні енергетичні витрати на подолання опору під час роботи неорієнтованих КНБК:

$$E_{КНБК} = \sum_i^m (\Delta E_{оп_i} + \Delta E_{об_i}), \quad (2.3)$$

де m - кількість обертів долота під час проходження інтервалу довжиною Δh .

Техніко-технологічними параметрами під час роботи неорієнтованих КНБК є притискання ОЦЕ до стінки свердловини з реакціями R_i та відхиляюча сила на долоті Q . Вони є визначальними факторами величин F_{O_i} , $M_{дол}$, $M_{оце_i}$. Для їх оцінювання необхідною умовою є використання відповідних математичних моделей неорієнтованих КНБК із різною кількістю ОЦЕ. Для безопорної компоновки (рис. 2.2, а), а також перших ділянок КНБК з 1-м, 2-а, 3-а ОЦЕ (рис. 2.2, б-г), згин її пружної осі описується рівнянням:

$$EI y_1''(x_1) = -P y_1(x_1) + Q x_1 + q x_1^2 \sin(\alpha) / 2, \quad (2.4)$$

де EI , q_i - жорсткість на згин і вага погонного метра ділянки КНБК;

α - зенітний кут нахилу осі свердловини.

Для ділянки КНБК між 1-м і 2-м ОЦЕ (рис. 2, в і г) та ділянки над ОЦЕ для КНБК, (рис. 2.2, б) згин її пружної осі описується рівнянням:

$$EI y_2''(x_2) = -[P - q l_1 \cos(\alpha)] y_2(x_2) + Q(l_1 + x_2) + q \left(\frac{l_1^2}{2} + l_1 x_2 + \frac{x_2^2}{2} \right) \sin(\alpha) - R_1 x_2. \quad (2.5)$$

Для ділянки КНБК між 2-м і 3-м ОЦЕ (рис. 2.2, г) та ділянки над 2-м ОЦЕ для КНБК, (рис. 2.2, в) згин її пружної осі описується:

$$EI y_3''(x_3) = - \left[P - \sum_{i=1}^2 q l_i \cos(\alpha) \right] y_3(x_3) + Q \left(\sum_{i=1}^2 l_i + x_3 \right) + q \left(\sum_{i=1}^2 \frac{l_i^2}{2} + x_3 \sum_{i=1}^2 l_i + l_1 l_2 + \frac{x_3^2}{2} \right) \sin(\alpha) - R_2 x_3 - R_1 (x_3 + l_2). \quad (2.6)$$

Для триопорної КНБК (рис. 2.2, г) на ділянці вище третього ОЦЕ:

$$Ely_4''(x_4) = - \left[P - \sum_{i=1}^3 ql_i \cos(\alpha) \right] y_4(x_4) + Q \left(x_4 + \sum_{i=1}^3 l_i \right) -$$

$$- R_3 x_4 - R_2 (x_4 + l_3) - R_1 \left(x_4 + \sum_{i=2}^3 l_i \right) + q \left(\sum_{i=1}^4 \frac{l_i^2}{2} + l_3 \sum_{i=1}^2 l_i + l_4 \sum_{i=1}^3 l_i + x_4 \sum_{i=1}^4 l_i + l_1 l_2 + \frac{x_4^2}{2} \right) \sin(\alpha). \quad (2.7)$$

Для можливості реалізації представлених на рис. 2.2 розрахункових схем неорієнтованих КНБК у прямолінійному стовбурі свердловини характерними є наступні граничні умови:

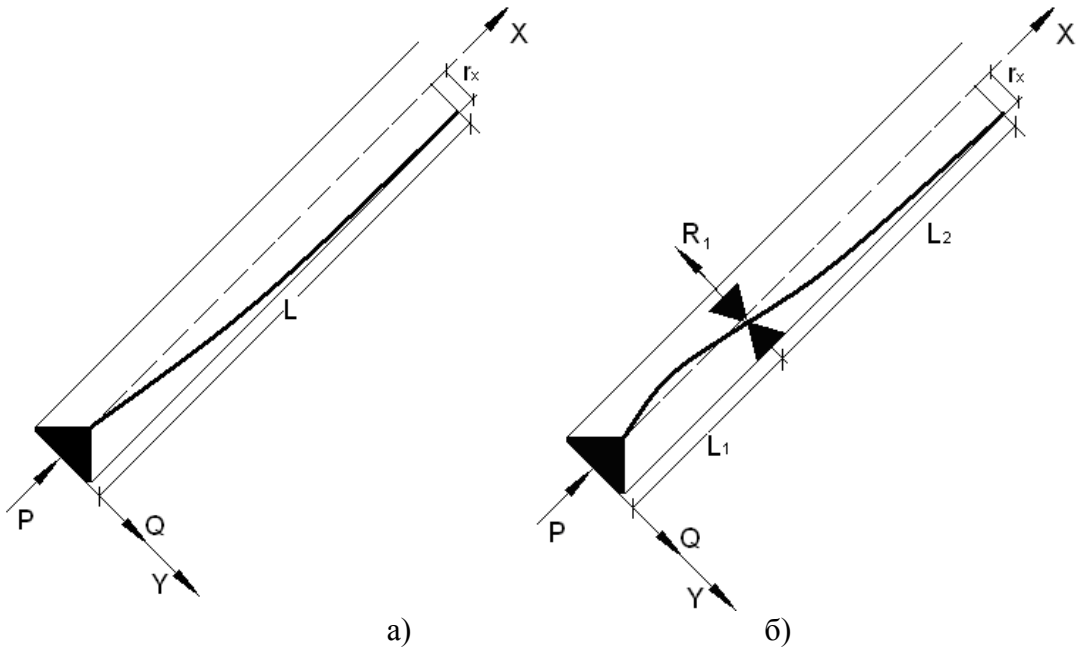
$$\begin{aligned} \text{Долото:} \quad x_1 = 0 &\Rightarrow y_1(0) = 0 \\ \text{ОЦЕ:} \quad \left. \begin{aligned} x_i = l_i \\ x_{i+1} = 0 \end{aligned} \right\} &\Rightarrow \begin{cases} y_i(l_i) = y_{i+1}(0) = r_i \\ y'_i(l_i) = y'_{i+1}(0) \\ y''_i(l_i) = y''_{i+1}(0) \end{cases}, \\ \text{Верхня точка:} \quad x_n = l_n &\Rightarrow \begin{cases} y_n(l_n) = r_x \\ y'_n(l_n) = 0 \\ y''_{n+1}(l_n) = 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (2.8)$$

де l_n – довжина ділянки безопорної КНБК від долота до верхньої точки її контакту із стінкою свердловини; r_i і r_x – радіальні зазори між осями свердловини і КНБК у місці встановлення ОЦЕ діаметром $D_{ОЦЕ}$ та у верхній точці контакту із стінкою, (наприклад ОБТ, зовнішнім діаметром $D_{ОБТ}$) відповідно:

$$r_i = \frac{(D_{Д} - D_{ОЦЕ})}{2}; \quad (2.9)$$

$$r_x = \frac{(D_{Д} - D_{ОБТ})}{2}, \quad (2.10)$$

де $D_{Д}$ – діаметр долота.



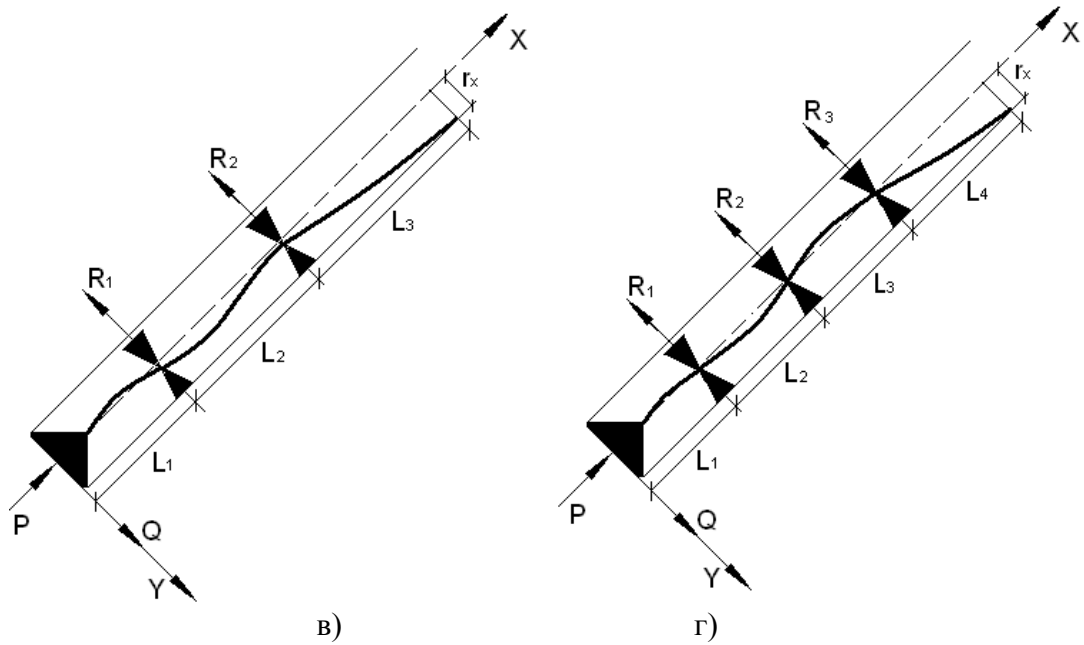


Рисунок 2.2 - Розрахункові схеми неорієнтованих КНБК

Для можливості реалізації представлених на рис. 2.2 розрахункових схем неорієнтованих КНБК в умовах викривленого стовбура свердловини радіусом R_{CB} необхідною умовою є врахування зміни радіального зазору r_i на ОЦЕ та верхній точці контакту КНБК із стінкою:

$$r_i = - \left[2R_{CB} \left(\sin \left(\frac{l_{ОЦЕ}}{(2R_{CB} + D_{ОЦЕ})} \right) \right)^2 + \left[\frac{D_{ОЦЕ}}{2} \right] \times \left(\cos \left(\frac{2l_{ОЦЕ}}{(2R_{CB} + D_{ОЦЕ})} \right) \right)^{-1} \right], \quad (2.11)$$

де $l_{ОЦЕ}$ - віддаль від долота до місця встановлення ОЦЕ в КНБК.

$$r_x = \left[2R_{CB} \left(\sin \left(\frac{J}{2} \right) \right)^2 + \frac{D_{ОБТ}}{2 \cos(J)} \right], \quad (2.12)$$

де $J = y'(x)$ - кут між дотичною до стінки викривленої частини свердловини у верхній точці контактування із нею ОБТ.

Реалізація граничних умов (2.8)-(2.12) із вищевказаними поправками на викривлення стовбура свердловини (2.11) і (2.12), а також $y''_{i+1}(l_n) = -EI_n/R_{Cl}$ та $y'_n(l_n) = J$ для будь-якої із конструкції КНБК (рис. 2.2) проводиться інтегруванням диференціальних рівнянь (2.4)-(2.7), для отримання:

- функцій зміни прогинів осі КНБК за її довжиною:

$$y_1(x) = A_1 \sin(k_1 x_1) + A_2 \cos(k_1 x_1) + Qx_1 + q \left[\frac{x_1^2}{2P} - \frac{1}{k_1^2 P} \right] \sin(\alpha); \quad (2.13)$$

$$y_2(x) = B_1 \sin(k_2 x_2) + B_2 \cos(k_2 x_2) + \frac{(Q(x_2 + l_1) - R_1 x_2)}{(P - q l_1 \cos(\alpha))} + q \left[\frac{x_2^2}{2} + \frac{l_1^2}{2} + l_1 x_2 - \frac{1}{k_2^2} \right] \sin(\alpha) / (P - q l_1 \cos(\alpha)); \quad (2.14)$$

$$y_3(x) = C_1 \sin(k_3 x_3) + C_2 \cos(k_3 x_3) + \frac{\left(Q(x_3 + \sum_{i=1}^2 l_i) - R_1(x_3 + l_2) - R_2 x_3 \right)}{\left(P - \sum_{i=1}^2 q l_i \cos(\alpha) \right)} + \quad (2.15)$$

$$+ q \left(\frac{x_3^2}{2} + \sum_{i=1}^2 \frac{l_i^2}{2} + x_3 \sum_{i=1}^2 l_i + l_1 l_2 - \frac{1}{k_3^2} \right) \sin(\alpha) / \left(P - \sum_{i=1}^2 q l_i \cos(\alpha) \right)$$

$$\begin{aligned}
y_4(x) = & D_1 \sin(k_4 x_4) + D_2 \cos(k_4 x_4) + \\
& + \frac{\left(Q(x_4 + \sum_{i=1}^3 l_i) - R_1(x_4 + l_2 + l_3) - R_2(x_4 + l_3) - R_3 x_4 \right)}{\left(P - \sum_{i=1}^3 q l_i \cos(\alpha) \right)} +, \\
& + \frac{q \left(\frac{x_4^2}{2} + \sum_{i=1}^3 \frac{l_i^2}{2} + x_4 \sum_{i=1}^3 l_i + l_1 l_2 + l_1 l_3 + l_2 l_3 - \frac{1}{k_4^2} \right) \sin(\alpha)}{\left(P - \sum_{i=1}^3 q l_i \cos(\alpha) \right)}
\end{aligned} \tag{2.16}$$

де A_i, B_i, C_i, D_i – сталі інтегрування; k_i – коефіцієнти жорсткості КНБК на згин:

$$k_i = \sqrt{\frac{\left(P - \sum_{i=1}^j q l_i \cos(\alpha) \right)}{EI_i}}, \tag{2.17}$$

де j - кількість ділянок КНБК.

- функцій зміни кутів повороту осі КНБК з її довжиною:

$$y_1'(x_1) = k_1 \left[A_1 \cos(k_1 x_1) - A_2 \sin(k_1 x_1) + \frac{[Q + q x_1 \sin(\alpha)]}{P k_1} \right]; \tag{2.18}$$

$$y_2'(x_2) = k_2 [B_1 \cos(k_2 x_2) - B_2 \sin(k_2 x_2)] + \frac{(Q - R_2 + q(l_1 + x_2) \sin(\alpha))}{(P - q l_1 \cos(\alpha))}; \tag{2.19}$$

$$y_3'(x_3) = k_3 [C_1 \cos(k_3 x_3) - C_2 \sin(k_3 x_3)] + \frac{\left[Q - R_1 - R_2 + q \left[\sum_{i=1}^2 l_i + x_3 \right] \sin(\alpha) \right]}{\left[P - \sum_{i=1}^2 q l_i \cos(\alpha) \right]}; \tag{2.20}$$

$$y_4'(x_4) = k_4 [D_1 \cos(k_4 x_4) - D_2 \sin(k_4 x_4)] + \frac{\left[Q - R_1 - R_2 - R_3 + q \left[\sum_{i=1}^3 l_i + x_4 \right] \sin(\alpha) \right]}{\left[P - \sum_{i=1}^3 q l_i \cos(\alpha) \right]}; \tag{2.21}$$

- функцій зміни згинальних моментів осі КНБК за її довжиною:

$$M_1(x_1) = k_1^2 EI_1 \left[-A_1 \sin(k_1 x_1) - A_2 \cos(k_1 x_1) + \left(\frac{q}{P k_1^2} \right) \sin(\alpha) \right]; \tag{2.22}$$

$$M_2(x_2) = k_2^2 EI_2 \left[-B_1 \sin(k_2 x_2) - B_2 \cos(k_2 x_2) + \frac{q \sin(\alpha)}{(P - q l_1 \cos(\alpha)) k_2^2} \right]; \tag{2.23}$$

$$M_3(x_3) = k_3^2 EI_3 \left[-C_1 \sin(k_3 x_3) - C_2 \cos(k_3 x_3) + \frac{[q \sin(\alpha) k_3^{-2}]}{\left[P - \sum_{i=1}^2 q l_i \cos(\alpha) \right]} \right]; \tag{2.24}$$

$$M_4(x_4) = k_4^2 EI_4 \left[-D_1 \sin(k_4 x_4) - D_2 \cos(k_4 x_4) + \frac{[q \sin(\alpha) k_4^{-2}]}{\left[P - \sum_{i=1}^3 q l_i \cos(\alpha) \right]} \right]. \tag{2.25}$$

За відповідними граничними умовами (2.8)-(2.12) для кожної із розрахункових схем (рис. 2.2, а-г), у поєднанні з залежностями (2.13)-(2.25) складаються характерні системи рівнянь, результатами розв'язування яких є невідомі Q, R_i, l_j та інші невідомі величини.

Притискання ОЦЕ до стінки свердловини обумовлює її фрезування при обертанні і осьовому переміщенні КНБК, що сприяє зростанню сил тертя і призводить до зменшення осьового навантаження на долото. Одним із характеристичних параметрів при цьому є величина F_{O_i} , яка використовується в залежності (2.1). Для її визначення використовують умову втискування ОЦЕ в стінку свердловини на глибину Δ_i :

$$\Delta_i = \frac{R_i}{n_{nl} b_{nl} K l_{nl}}, \quad (2.26)$$

де n_{nl} , b_{nl} , l_{nl} – кількість, ширина і довжина лопаті на ОЦЕ відповідно; K – коефіцієнт піддатливості стінки свердловини:

$$K = 2,46 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{b_{nl}}{2S} \right]^{1,32} \left[\frac{E_0}{b_{nl}} (1-\nu^2) \right], \quad (2.27)$$

де S – пружна характеристика ГП:

$$S = \sqrt[3]{\frac{2(1-\nu)EI}{b_{nl} E_0}}, \quad (2.28)$$

де ν і E_0 – коефіцієнт Пуасона і модуль пружності ГП.

Сила опору при сколюванні ГП ОЦЕ визначається:

$$F_{O_i} = \sigma_{СК} S_{РВ_i}, \quad (2.29)$$

де $S_{РВ_i}$ – площа різання планкою ОЦЕ ГП; $\sigma_{СК}$ – межа міцності ГП на сколювання:

- при осьовому переміщенні КНБК:

$$S_{РВ_i} = b_{nl} \Delta_i, \quad (2.30)$$

- при обертанні КНБК:

$$S_{РВ_i} = l_{nl} \Delta_i. \quad (2.31)$$

Моменти опору $M_{ОЦЕ_i}$, $M_{ДОЛ}$, при обертанні КНБК навколо її осі:

$$M_{ОЦЕ_i} = \frac{D_{ОЦЕ_i}}{2} [\mu R_i + F_{O_i}]; \quad (2.32)$$

$$M_{ДОЛ} = \mu Q D_{Д} / 2. \quad (2.33)$$

Критерій вибору енергоефективної неорієнтованої КНБК (питома енергоємність):

$$\varepsilon = \frac{E_{КНБК}}{L_{КНБК}}, \quad (2.34)$$

де $L_{КНБК}$ - довжина КНБК.

Алгоритм визначення енергетичних затрат, обумовлених роботою неорієнтованих КНБК.

1. Залежно від конструктивних параметрів неорієнтованої КНБК (кількості ОЦЕ в складі її конструкції) відповідно до рис. 2.2 вибирають розрахункову схему.

2. Використовуючи характерні для вибраної розрахункової схеми диференційні рівняння (2.4)-(2.7), їх розв'язки (2.13)-(2.25) і граничні умови (2.8)-(2.12), формують відповідну систему рівнянь і визначають потрібні в подальшому значення Q та R_i при відповідних вхідних техніко-технологічних параметрах.

3. За залежностями (2.26)-(2.33) визначають величини $M_{ОЦЕ_i}$ і $M_{ДОЛ}$, а за (2.1)-(2.3) – величини $\Delta E_{ОП}$, $\Delta E_{ОБ}$ і $E_{КНБК}$.

4. Використовуючи залежність (2.34), визначають величину ε , за значенням якої характеризується енергоємність компоновки серед запропонованих до застосування.

5. Енергоефективність КНБК визначається при $\varepsilon \rightarrow 0$ та $Q \cong const$.

3 РОЗРАХУНОК ОРІЄНТОВАНИХ КНБК В УМОВАХ СУМІЩЕНОГО СПОСОБУ БУРІННЯ

3.1. Математична модель орієнтованої безпорної КНБК

Згідно з рис. 3.1 і 3.2 l_i – довжини ділянок КНБК; q_i , – вага погонного метра ділянок КНБК; EI_i – жорсткість на згин ділянок КНБК.

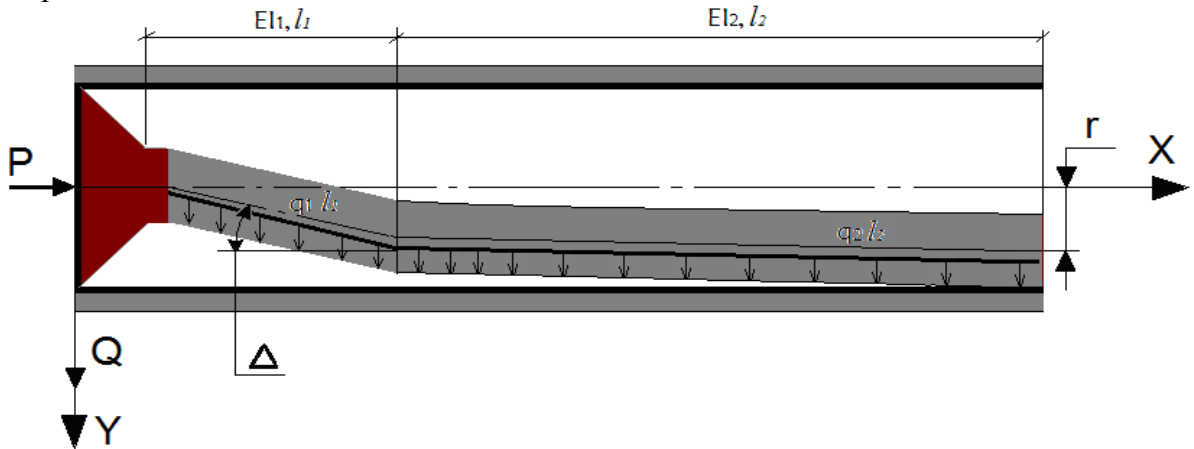


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема КНБК з нижнім положенням корпусу ВД

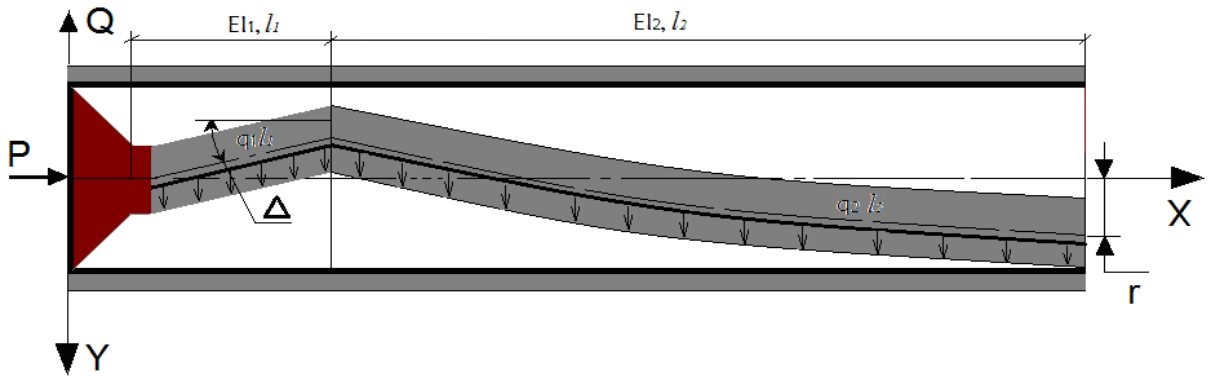


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема КНБК з верхнім положенням корпусу ВД

r – радіальний зазор між віссю корпусу ВД і стінкою свердловини в верхній точці контакту низу бурильної колони зі стовбуром свердловини.

$$r = \frac{(D_d - D_{ВД})}{2}, \quad (3.1)$$

де $D_{ВД}$ – діаметр корпусу ВД; Δ – кут перекосу вала ВД до його корпусу.

Згідно рис. 3.1 і 3.2, характерними є такі диференційні рівняння.

Для ділянки КНБК довжиною l_1 :

$$EI_1 \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -P y_1(x_1) + Q x_1 + \frac{q_1 x_1^2 \sin(\alpha)}{2}. \quad (3.2)$$

Для ділянки КНБК довжиною l_2 :

$$EI_2 \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = -[P - q_1 l_1 \cos(\alpha)] y_2(x_2) + Q(l_1 + x_2) + \left(\frac{q_1 l_1^2}{2} + q_1 l_1 x_2 + \frac{q_2 x_2^2}{2} \right) \sin(\alpha). \quad (3.3)$$

Функції прогинів осі орієнтованої КНБК до осі свердловини:

$$y_1(x) = A_1 \sin(k_1 x_1) + A_2 \cos(k_1 x_1) + \frac{Q x_1}{P} + \left[\frac{q_1 x_1^2}{2P} - \frac{q_1}{k_1^2 P} \right] \sin(\alpha); \quad (3.4)$$

$$y_2(x) = B_1 \sin(k_2 x_2) + B_2 \cos(k_2 x_2) + \frac{Q(x_2 + l_1) + \left(q_2 \left(\frac{x_2^2}{2} - \frac{1}{k_2^2} \right) + q_1 l_1 \left(\frac{l_1}{2} + x_2 \right) \right) \sin(\alpha)}{P - q_1 l_1 \cos(\alpha)}. \quad (3.5)$$

Функції кутів повороту осі компоновки до осі свердловини:

$$y_1'(x_1) = A_1 k_1 \cos(k_1 x_1) - A_2 k_1 \sin(k_1 x_1) + \frac{Q}{P} + \frac{q_1 x_1}{P} \sin(\alpha); \quad (3.6)$$

$$y_2'(x_2) = B_1 k_2 \cos(k_2 x_2) - B_2 k_2 \sin(k_2 x_2) + \frac{Q + (q_1 l_1 + q_2 x_2) \sin(\alpha)}{P - q_1 l_1 \cos(\alpha)}. \quad (3.7)$$

Функції згинаючих моментів осі КНБК:

$$M_1(x_1) = \left[-A_1 k_1^2 \sin(k_1 x_1) - A_2 k_1^2 \cos(k_1 x_1) + \frac{q_1}{P} \sin(\alpha) \right] EI_1; \quad (3.8)$$

$$M_2(x_2) = \left[-B_1 k_2^2 \sin(k_2 x_2) - B_2 k_2^2 \cos(k_2 x_2) + \frac{q_2 \sin(\alpha)}{P - q_1 l_1 \cos(\alpha)} \right] EI_2. \quad (3.9)$$

Взаємодія орієнтованих КНБК (рис. 3.1) і (рис. 3.2) зі стінками свердловини характеризується наступними граничними умовами:

$$\left. \begin{array}{l} y_1(0) = 0 \\ y_1'(l_1) - y_2'(0) = \pm \Delta \\ y_1(l_1) = y_2(0) \\ y_2'(l_2) = 0 \\ y_2(l_2) = r \\ y_2''(l_2) = 0 \end{array} \right\}. \quad (3.10)$$

Примітка:

«+» - КНБК з нижнім положенням корпусу ВД (рис. 3.1);

«-» - КНБК з верхнім положенням корпусу ВД (рис. 3.2).

За результатами розрахунку системи рівнянь, складеної з залежностей (3.1)-(3.9) у відповідності до граничних умов (3.10) отримуємо значення невідомих величин, основними з яких є: Q , l_3 та постійні інтегрування A_i , B_i .

3.2. Математична модель орієнтованих КНБК з калібратором в наддолотній частині

Взаємодія орієнтованої одноопорної КНБК при суміщеному способі буріння із вибоєм та стінками свердловини в статичних умовах описується розрахунковою схемою, рис. 3.3 і рис. 3.4, яка складається із 3-х ділянок різної ваги погонного метра та жорсткості на згин, на межі контакту 1-ї і 2-ї встановлено центратор.

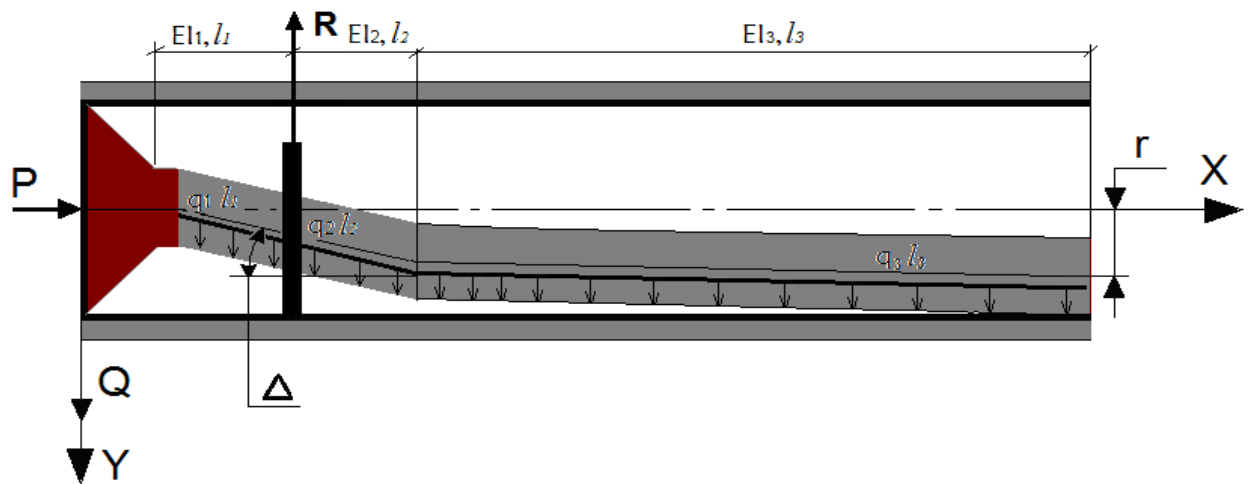


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема КНБК з нижнім положенням корпуса ВД

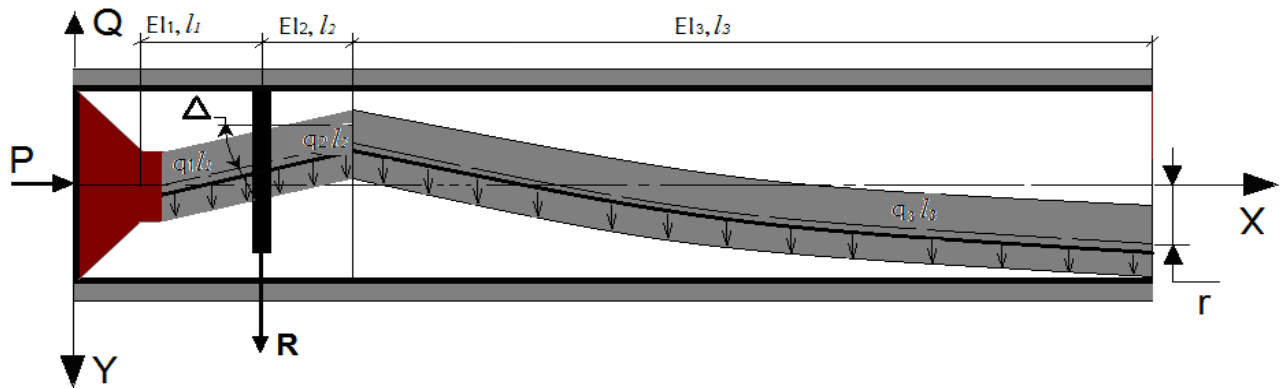


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема КНБК з верхнім положенням корпуса ВД

Для ділянок між долотом і ОЦЕ справедливими буде диференційне рівняння (3.2), а також його розв'язки – прогини осі КНБК по відношенню до осі свердловини (3.4); кути повороту осі КНБК – (3.6) та згинальні моменти – (3.8).

Для 2-ї і 3-ї ділянок довжиною l_2 та l_3 відповідно є диференційні рівняння:

$$EI_2 \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = -[P - q_1 l_1 \cos(\alpha)] y_2(x_2) + Q(x_2 + l_1) - R x_2 + \left(\frac{q_1 l_1^2}{2} + x_2 q_1 l_1 + \frac{q_2 x_2^2}{2} \right) \sin(\alpha); \quad (3.11)$$

$$EI_3 \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = - \left[P - \sum_{i=1}^2 q_i l_i \cos(\alpha) \right] y_3(x_3) + Q \left(x_3 + \sum_{i=1}^2 l_i \right) - R(x_3 + l_2) + \left(\sum_{i=1}^2 \frac{q_i l_i^2}{2} + q_1 l_1 l_2 + x_3 \sum_{i=1}^2 q_i l_i + \frac{q_3 x_3^2}{2} \right) \sin(\alpha). \quad (3.12)$$

Функції прогинів осі КНБК:

$$y_2(x_2) = E_1 \sin(k_2 x_2) + E_2 \cos(k_2 x_2) + \frac{Q(x_2 + l_1) - R x_2}{P - q_1 l_1 \cos(\alpha)} + \frac{\left[\frac{q_1 l_1^2}{2} + q_1 l_1 x_2 + \frac{q_2 x_2^2}{2} - \frac{q_2}{k_2^2} \right] \sin(\alpha)}{P - q_1 l_1 \cos(\alpha)}; \quad (3.13)$$

$$y_3(x_3) = F_1 \sin(k_3 x_3) + F_2 \cos(k_3 x_3) + \frac{Q \left[x_3 + \sum_{i=1}^2 l_i \right] - R[x_3 + l_2]}{P - \sum_{i=1}^2 q_i l_i \cos(\alpha)} + \frac{\left[\sum_{i=1}^2 \frac{q_i l_i^2}{2} + x_3 \sum_{i=1}^2 q_i l_i + q_1 l_1 l_2 + \frac{q_3 x_3^2}{2} + -\frac{q_3}{k_3^2} \right] \sin(\alpha)}{P - \sum_{i=1}^2 q_i l_i \cos(\alpha)}. \quad (3.14)$$

Функції кутів повороту осі КНБК за відношенням до осі свердловини:

$$y_2'(x_2) = E_1 k_2 \cos(k_2 x_2) - E_2 k_2 \sin(k_2 x_2) + \frac{Q - R + (q_1 l_1 + q_2 x_2) \sin(\alpha)}{P - q_1 l_1 \cos(\alpha)}; \quad (3.15)$$

$$y_3'(x_3) = F_1 k_3 \cos(k_3 x_3) - F_2 k_3 \sin(k_3 x_3) + \frac{Q - R + \left(\sum_{i=1}^2 q_i l_i + q_3 x_3 \right) \sin(\alpha)}{P - \sum_{i=1}^2 q_i l_i \cos(\alpha)}. \quad (3.16)$$

Функції згинаючих моментів осі КНБК:

$$M_2(x_2) = \left[-E_1 k_2^2 \cos(k_2 x_2) - E_2 k_2^2 \sin(k_2 x_2) + \frac{q_2 \sin(\alpha)}{P - q_1 l_1 \cos(\alpha)} \right] EI_2; \quad (3.17)$$

$$M_3(x_3) = \left[-F_1 k_3^2 \cos(k_3 x_3) - F_2 k_3^2 \sin(k_3 x_3) + \frac{q_3 \sin(\alpha)}{P - \sum_{i=1}^2 q_i l_i \cos(\alpha)} \right] EI_3, \quad (3.18)$$

Взаємодія орієнтованих КНБК (рис. 3.3 і рис. 3.4) зі стінками свердловини характеризується наступними граничними умовами:

$$\left. \begin{array}{l} y_1(0) = 0 \\ y_1'(l_1) - y_2'(0) = 0 \\ y_2'(l_2) - y_3'(0) = \pm \Delta \\ y_2(l_2) = y_3(0) \\ y_1(l_1) = y_2(0) \\ y_1(l_1) = r_{ОЦЕ} \\ y_3'(l_3) = 0 \\ y_3(l_3) = r \\ y_3''(l_3) = 0 \end{array} \right\}. \quad (3.19)$$

Примітка:

«+» - КНБК з нижнім положенням корпусу ВД (рис. 3.3);

«-» - КНБК з верхнім положенням корпусу ВД (рис. 3.4).

3.3. Математична модель орієнтованих КНБК з калібраторами в наддолотній частині та над ВД

Розрахунок сил взаємодії орієнтованої двоопорної КНБК при суміщеному способі буріння із вибоєм та стінками свердловини проведемо за розрахунковими схемами, які зображені на рис. 3.5 і 3.6. Вони складається із 5-и ділянок різної ваги погонного метра та жорсткості на згин, на межі контакту 1-ї і 2-ї та 3-ї і 4-ї встановлено ОЦЕ.

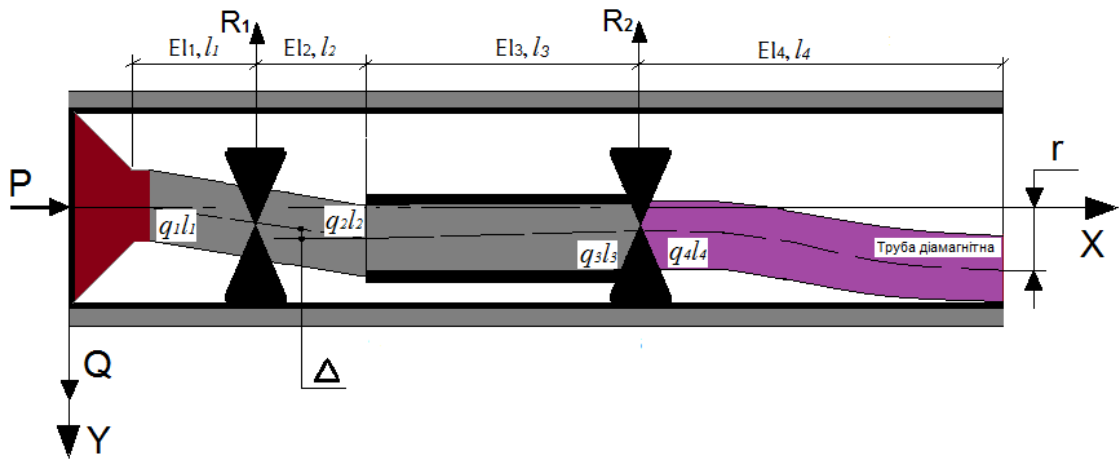


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема двоопорної КНБК з нижнім положенням корпуса ВД

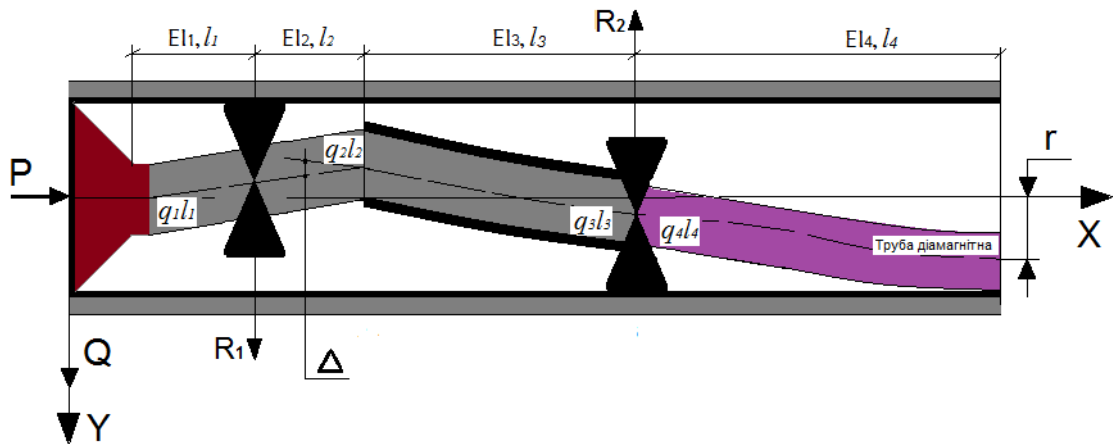


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема двоопорної КНБК з верхнім положенням корпуса ВД

Для перших ділянок (між долотом і ОЦЕ) справедливими буде диференціальне рівняння (3.2), а також його розв'язки – прогини осі КНБК по відношенню до осі свердловини (3.4); кути повороту осі КНБК – (3.6) та згинальні моменти – (3.8). Для 2-ї і 3-ї ділянок довжиною l_2 та l_3 відповідно диференціальні рівняння (3.11) і (3.12), їх розв'язки $y_i(x_i)$ (3.13) і (3.14) (3.15) і (3.16) та похідні $y_i'(x_i)$ (3.17) і (3.18) та $y_i''(x_i)$.

$$EI_4 \frac{d^2 y_4}{dx_4^2} = - \left[P - \sum_{i=1}^3 q_i l_i \cos(\alpha) \right] y_4(x_4) + Q \left(x_4 + \sum_{i=1}^3 l_i \right) - \left(\sum_{i=1}^3 \frac{q_i l_i^2}{2} + q_1 l_1 l_2 + l_3 (q_1 l_1 + q_2 l_2) + x_4 \sum_{i=1}^3 q_i l_i + \frac{q_4 x_4^2}{2} \right) \sin(\alpha). \quad (3.20)$$

Проінтегрувавши двічі рівняння (3.20), отримуємо:

$$y_4(x_4) = B_1 \sin(k_4 x_4) + B_2 \cos(k_4 x_4) + \frac{Q(x_4 + \sum_{i=1}^3 l_i) \pm R_1 \left(x_4 + \sum_{i=2}^3 l_i \right)}{P - \sum_{i=1}^3 q_i l_i \cos(\alpha)} +$$

$$+ R_2 x_4 + \left[\frac{\sum_{i=1}^3 \frac{q_i l_i^2}{2} + q_1 l_1 \sum_{i=2}^3 l_i + x_4 \sum_{i=1}^3 q_i l_i + q_2 l_2 l_3 + \frac{q_4 x_4^2}{2} - \frac{q_4}{k_4^2}}{P - \sum_{i=1}^3 q_i l_i \cos(\alpha)} \right] \sin(\alpha). \quad (3.21)$$

Функції зміни кутів повороту осі КНБК за відношенням до осі свердловини на цих ділянках матимуть вигляд:

$$y_4'(x_4) = B_1 k_4 \cos(k_4 x_4) - B_2 k_4 \sin(k_4 x_4) +$$

$$+ \left(Q \pm R_1 + R_2 + \left(\sum_{i=1}^3 q_i l_i + q_4 x_4 \right) \sin(\alpha) \right) / \left(P - \sum_{i=1}^3 q_i l_i \cos(\alpha) \right). \quad (3.22)$$

Функції, що описують зміну згинаючих моментів осі КНБК:

$$M_4(x_4) = \left[-B_1 k_4^2 \cos(k_4 x_4) - B_2 k_4^2 \sin(k_4 x_4) + \frac{q_4 \sin(\alpha)}{P - \sum_{i=1}^3 q_i l_i \cos(\alpha)} \right] EI_4, \quad (3.23)$$

$$\left. \begin{aligned} y_1(0) &= 0 \\ y_1'(l_1) - y_2'(0) &= 0 \\ y_2'(l_2) - y_3'(0) &= \pm \Delta \\ y_2(l_2) &= y_3(0) \\ y_1(l_1) &= y_2(0) \\ y_1(l_1) &= \pm r_{ОЦЕ 1} \\ y_3(l_3) &= y_4(0) \\ y_3(l_3) &= r_{ОЦЕ 2} \\ y_3'(l_3) &= y_4'(0) \\ y_4'(l_4) &= 0 \\ y_4(l_4) &= r \\ y_4''(l_4) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3.24)$$

Примітка:

«+» - КНБК з нижнім положенням корпусу ВД (рис. 3.5);

«-» - КНБК з верхнім положенням корпусу ВД (рис. 3.6.).

4 РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОВИТРАТ, ОБУМОВЛЕНИХ РОБОТОЮ БУРОВИХ ДОЛІТ

4.1 Витрати енергії на руйнування ГП шарошковим долотом

Для визначення величини витрат енергії на руйнування ГП *шарошковим долотом* пропонується:

- Енергія руйнування ГП при перекочуванні шарошок долота вибоєм сердловини:

$$E_1 = 4,66 \cdot 10^{-2} P \pi \sqrt{\eta_z D_{CB} \delta}, \quad (4.1)$$

де P - осьове навантаження на долото; η_z - коефіцієнти перекриття зубів шарошок $\eta_z = 0,86 \div 2,0$; $\delta \leq 5/6 \cdot h_z$; h_z - висота перефірійних зубів шарошок.

- *Енергія на руйнування ГП при ковзанні шарошок долота:*

$$E_2 = 7,06 \cdot 10^{-2} \eta_Z D_{CB} \delta \sigma_{CT} \pi k \cos(\alpha_Z), \quad (4.2)$$

де σ_{CT} - границя міцності ГП на стискання; k – коефіцієнти ковзання зубів шарошок, $k = 0,2 \div 0,5$; α_Z - півкут при вершині шарошок.

- *Енергія на вертикальне переміщення долота відносно площини вибою всердловини:*

$$E_3 = 0,244 P \pi Z (d_{ш} - 2 \delta) \sin^2(2\pi/Z), \quad (4.3)$$

де Z і $d_{ш}$ – максимальна кількість зубів шарошки і її діаметр: $d_{ш} \approx 0,65 \cdot D_D$.

- *Енергія на подолання тертя зубів шарошок із ГП вибою при їх проковзуванні:*

$$E_4 = 6,12 \cdot 10^{-3} \mu [\eta_Z D_D]^2 \pi k b_t \sigma_{CT}, \quad (4.4)$$

де μ - коефіцієнт тертя металу об ГП; b_t – затупленість зубів шарошки.

- *Енергія на подолання сил тертя корпусу долота об стінки свердловини:*

$$E_5 = 1,6 \frac{\pi}{\omega} \mu e_{ш} D_{CB} Q, \quad (4.5)$$

де $e_{ш}$ - кількість шарошок долота, які контактують із стінкою свердловини.

- *Енергія на подолання сил опору під час обертання шарошок долота в БР:*

$$E_6 = 0,4 \pi \rho_{БР} D_{CB}^5 \omega^2. \quad (4.6)$$

- *Енергія фрезування стінки свердловини за один оберт долота:*

$$E_7 = D_D \pi F_{OP}, \quad (4.7)$$

де F_{OP} - сила опору при фрезуванні лапою долота стінки свердловини.

$$F_{OP} = \tau_{зс} l_k h_k, \quad (4.8)$$

де $\tau_{зс}$ - границя міцності ГП на зсув; l_k - довжина зони контакту долота з ГП; h_k - глибина продавлювання долота в ГП:

$$h_k = Q / K b_k l_k, \quad (4.9)$$

де b_k - ширина зони контакту долота з ГП; K – піддатливість стінки свердловини.

- *Енергія на подолання тертя в опорах долота:*

$$E_8 = 2 \Delta \pi D_D / \eta_{дол}, \quad (4.10)$$

де Δ - емпіричний коефіцієнт, який враховує тертя в опорах долота; $\eta_{дол}$ - ККД шарошкового долота, який враховує втрати енергії на нагрівання, зношування, залишкові деформації і в опорах $\eta_{дол} = 0,95 \div 0,98$.

4.2 Витрати енергії на руйнування ГП долотом ріжучого типу

Для визначення величини витрат енергії на руйнування ГП долотом ріжучого типу пропонується:

- *енергія для зрізання стружки ГП з вибою свердловини лопаттю долота:*

$$E_1 = 1,91 \cdot 10^{-3 \varphi} D_{CB} h^\varphi \tau_{СК} \pi \sin(\alpha_p), \quad (4.11)$$

де h - висота стружки яку знімає лопать при різанні ГП; φ - показник ступеня при δ (при $\delta > 1 \Rightarrow \varphi = 0,5$; $0,5 < \delta < 1 \Rightarrow \varphi = 0,25$; $\delta < 0,5 \Rightarrow \varphi = 0,16$; α_p - кут різання ГП лопатями долота.

- *Енергія для зрізання стружки ГП зі стінки свердловини лопаттю долота:*

$$E_2 = 24,46 \cdot 10^{-3} \mu_{eЛ} b_k \pi \tau_{СК} D_{CB}^2, \quad (4.12)$$

де $e_{Л}$ - число повнорозміних лопатей долота.

Енергія на подолання сил тертя долота об стінки свердловини:

$$E_3 = D_{CB} F_{OP}^* \pi / \omega, \quad (4.13)$$

де F_{OP}^* - сила опору при фрезуванні лопаттю долота стінки свердловини:

$$F_{ОП}^* = \tau_{СК} h_{Л} l_{Л}, \quad (4.14)$$

де $l_{Л}$ і $h_{Л}$ - довжина контакту і глибина вдавлювання лопаті долота в стінку свердловини.

- *Енергія, на тертя долота об стінки свердловини:*

$$E_4 = 1.6\pi e D_{СВ} Q/\omega, \quad (4.15)$$

Визначення витрат енергії енергії на промивання вибою свердловини:

$$E = (Q_{БР} P + M_{ДОЛ} \omega) t_{МЕХ}, \quad (4.16)$$

де $Q_{БР}$ - подача насоса в процесі промивання свердловини; P і $M_{ДОЛ}$ - втрати тиску на долоті і моменту опору на його обертання; $t_{МЕХ}$ - час буріння.

З рівності енергетичних витрат для двох доліт із різними промивальними системами (гідромоніторна - «2» і бокова або центральна - «1») при $E = const$ і $h_{ДОЛ} = const$ отримуємо залежність для визначення $V_{МЕХ}$, за якої в процесі буріння долотом з гідромоніторними насадками «2» витрачається співмірна енергія з затраченою в долоті з центральною чи боковою системою промивання - «1».

$$V_{МЕХ2} = \frac{(Q_{БР} P + M_{ДОЛ} \omega) V_{МЕХ1}}{(Q_{БР} P + M_{ДОЛ} \omega)}. \quad (4.17)$$

5. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОВИТРАТ, ОБУМОВЛЕНИХ РОБОТОЮ ВЕРХНЬОЇ ЧАСТИНИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

5.1 Розрахунок площі контактування БК зі стінкою свердловини, покритою ФК

Параметри взаємодії БК зі стінкою свердловини:

$$\alpha = \arccos \left[\frac{D_{CB}(D_{CB} - d_{БК}) - 2f(D_{CB} - f)}{(D_{CB} - 2f)(D_{CB} - d_{БК})} \right], \quad (5.1)$$

$$\psi = \arccos \left[\frac{(D_{CB} - 2f - 2\Delta)}{(D_{CB} - 2f)} \right], \quad (5.2)$$

$$\eta = \arccos \left[\frac{(d_{БК} - 2f - 2\Delta)}{d_{БК}} \right], \quad (5.3)$$

де Δ – висота підймання витісненої ФК, рис. 5.1; D_{CB} і $d_{БК}$ - діаметри свердловини і БК; f - товщина ФК.

Довжина зони охоплення БК ФК визначається:

$$l = \eta \pi d_{БК} / 360. \quad (5.4)$$

Для стовбура свердловини з жолобною виробкою, глибиною q розрахунок площі контактування БК із ФК проводиться згідно з рис. 5.2.

$$\alpha' = \arccos \left[\frac{2(D_{CB} - d_{БК})(D_{CB} - 2q) + 4q^2}{(D_{CB} - d_{БК} + 2q)D_{CB}} \right]; \quad (5.5)$$

$$\varphi' = \arcsin \left(D_{CB} \sin \alpha' / d_{БК} \right). \quad (5.6)$$

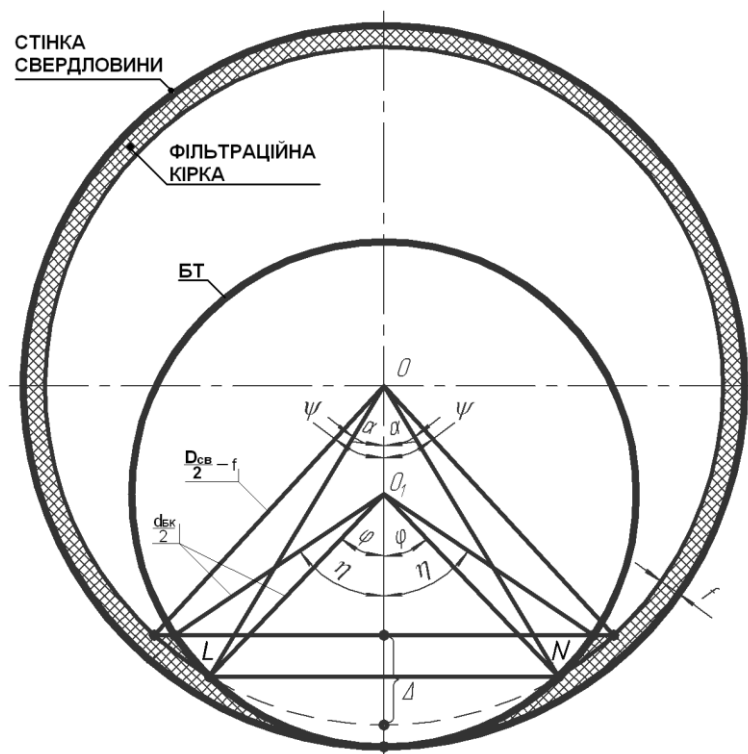


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема контактування БК і стінки свердловини, покритої ФК

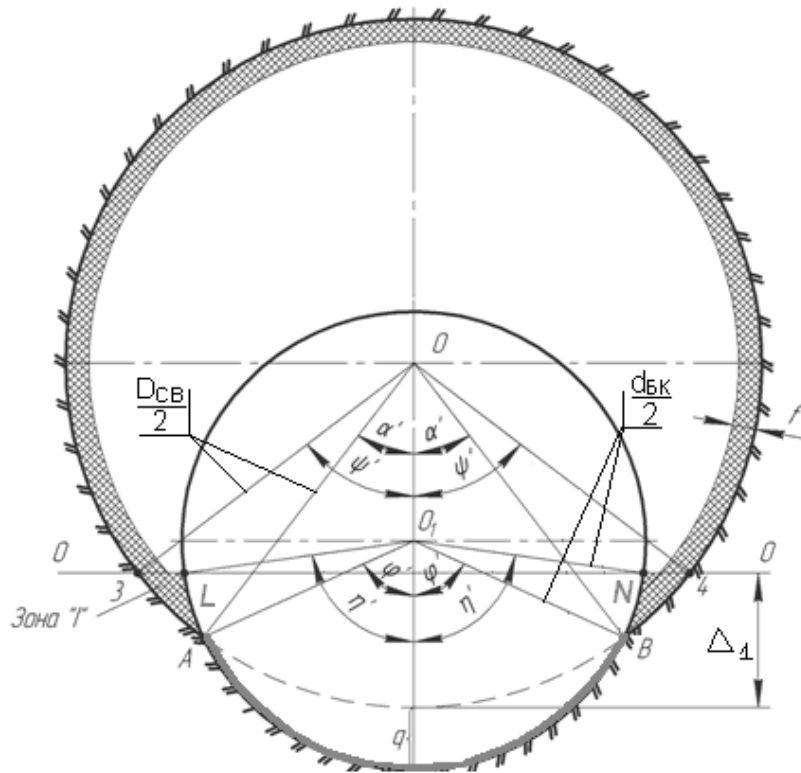


Рисунок 5.2 – Параметри контактування БК і стінки свердловини, покритої ФК по жолобу

Площа контактування БЗ і тіла БТ із стінкою свердловини:

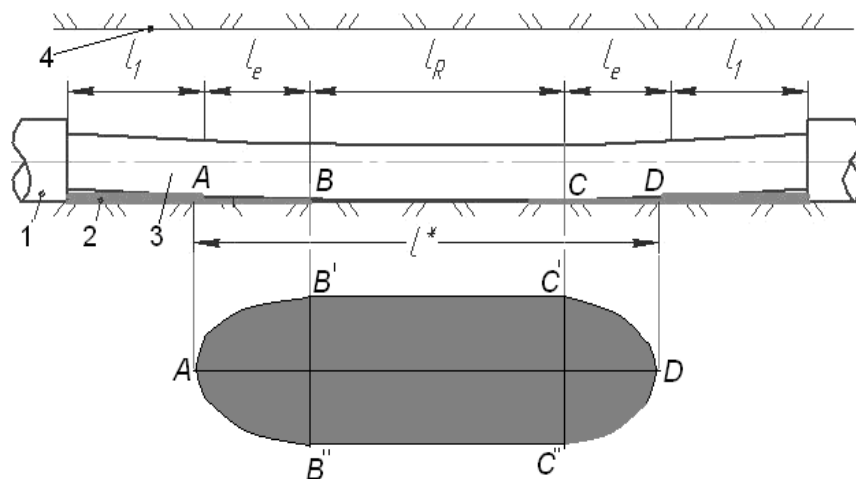
$$S_e = \pi \varphi^l r_e l_e / 180, \quad (5.7)$$

де l_e і r_e – довжина зони взаємодії відповідного елемента БК і його радіус.

$$\psi^l = \arccos[(d_{BK} + 2\Delta_1 - 2q)/d_{BK}], \quad (5.8)$$

$$\eta^l = \arccos[(D_{CB} + 2q - 2\Delta_1)/D_{CB}]. \quad (5.9)$$

Площа поверхні контактування БТ з ФК на стінці свердловини, які складаються із частин $BC^I C^{II} B$, $AB^I B^{II}$ і $DC^I C^{II}$ описується на рис. 5.3.



1 - БЗ; 2 - ФК; 3 - БТ; 4 - стінка свердловини.

Рисунок 5.3 – Розрахункова схема визначення площі поверхні контактування БТ з ФК на стінці свердловини

l^* - довжина зони контактування БТ із ФК; l_1 - частина БТ, яка не контактує з ФК; l_r - частина БТ, яка контактує із ФК і стінкою свердловини; l_e - частина БТ, яка контактує із ФК.

Для визначення площі $BC^I C^{II} B$ у відповідності до рис. 5.1 і рис. 5.2, а для $AB^I B^{II}$ і $DC^I C^{II}$ пропонується до використання залежність (10):

$$S_{\text{конт}} = 4 \int_0^a \int_0^{b\sqrt{1-(x^2/a^2)}} \sqrt{\frac{a^4 b^4 [1-(x^2/a^2)-(y^2/b^2)] + [b^4 x^2 + a^4 y^2] c^2}{a^4 b^4 [1-(x^2/a^2)-(y^2/b^2)]}} dy dx, \quad (5.10)$$

де a, b, c - довжини еліпсоїда (рис. 5.3) відповідно $a = BB^{II}$, $b = AB$, $c = f$.

5.2 Визначення умов обертання БК в стовбурі свердловини

Енерговитрати на обертання БК навколо власної осі становлять:

$$E_{BK_1}(L_{BK}) = U(L_{BK}) + A(L_{BK}), \quad (5.11)$$

де $U(L_{BK})$ - потенціальна енергія деформації БК; $A(L_{BK})$ - робота сил тертя між БК та стінками свердловини.

$$U(L_{BK}) = (8EI_{BK} \pi^4 r^2 L_{BK}) / (\Delta_c^2 + 4\pi^2 r^2)^2, \quad (5.12)$$

де EI_{BK} - жорсткість на згин БК; L_{BK} - довжина БК; r - радіальний зазор між осями БС і свердловини; Δ_c - крок гвинтової лінії, по якій вісь БК є вигнутою.

$$\Delta_c = \pi \sqrt{8EI_{BK} / P_{OC}}, \quad (5.13)$$

де P_{OC} - осьова сила, яка діє на БК.

$$A(L_{BK}) = \pi d_{BK} P_{OC}^2 r \mu L_{BK} / 4EI_{BK}. \quad (5.14)$$

Енерговитрати на обертання БК навколо власної осі свердловини будуть визначатися:

$$E_{BK_1}(L_{BK}) = \pi L_{BK} r \left(\frac{8EI_{BK} \pi^3 r / (\Delta_c^2 + 4\pi^2 r^2)^2}{+ d_{BK} P_{OC}^2 \mu / 4EI_{BK}} \right). \quad (5.15)$$

Енергія обертання БК навколо осі свердловини:

$$E_{BK_2}(L_{BK}) = [P_{OC}^2 / 4EI_{BK} + (q/g)\omega^2] r \mu \pi D_{CB} L_{BK}, \quad (5.16)$$

де q_{BK} - вага погонного метра БК; ω - кутова швидкість обертання БК.

Залежності для визначення критичних значень, за яких відбувається зміна форми обертання БК у стовбурі свердловини:

$$P_{KP} = 2 \sqrt{\frac{\left(\frac{8EI_{BK} \pi^3 r / (\Delta_c^2 + 4\pi^2 r^2)^2}{- (q/g)\omega^2 \mu D_{CB}} \right) EI_{BK}}{\mu(D_{CB} - d_{BK})}}; \quad (5.17)$$

$$\omega_{KP} = \sqrt{\frac{\frac{EI_{BK}^2 P_{OC}^2 r g}{2EI_{BK} + P_{OC}^2 r} - \mu g \pi P^2 r}{2\mu q EI_{BK} D_{CB}}}; \quad (5.18)$$

$$\mu_{KP} = \frac{EI_{BK}^2 P_{OC}^2 r g}{\left((2EI_{BK}^2 + P_{OC}^2 r^2)^2 [2\omega^2 q_{BK} EI_{BK} D_{CB} + P_{OC}^2 r \pi g] \right)}. \quad (5.19)$$

Якщо $P_x < P_{KP}$, $\omega_x < \omega_{KP}$, $\mu_x < \mu_{KP}$ - відбувається обертання БК навколо осі свердловини, при $P_x > P_{KP}$, $\omega_x > \omega_{KP}$, $\mu_x > \mu_{KP}$ - навколо власної осі.

Для незакріпленого інтервалу свердловини частина енергії буде витратитися ще і на подолання адгезійного тертя між БК і ФК. У відповідності до цього за аналогією отримуємо:

$$E_{BK_1}^I(L_{BK}) = [P^2 r \mu L_{BK} / 4EI_{BK} + A_{dg} S] \pi d_{BK} + ; \quad (5.20)$$

$$+ (8EI_{BK} \pi^2 r^2 L_{BK}) / (\Delta_c^2 + 4\pi^2 r^2)^2$$

$$E_{BK_2}^I(L_{BK}) = \left([P^2 r \mu L_{BK} / 4EI_{BK} + A_{dg} S] \pi + \right) D_{CB} \cdot \quad (5.21)$$

$$+ q_{BK} / g \omega^2 r \mu L_{BK}$$

де A_{dg} - показник адгезійної міцності ФК на зсув; S - площа контактування БК із ФК, яка визначається відповідно §5.1.

5.3 Визначення впливу БР на умови обертання БК

Енергія для подолання опору у'язкого середовища при обертанні навколо власної осі БК (з врахуванням БЗ діаметром БЗ), концентрично розташованої в стовбурі свердловини:

$$E_{BP1} = 2\pi^2 \eta D_{CB}^2 L_{BK} \left(\frac{\omega - \frac{\tau_0}{\eta} \ln\left(\frac{D_{B3}}{D_{CB}}\right)}{(D_{CB}^2 - D_{B3}^2) D_{B3}^{-2}} + \frac{\omega - \frac{\tau_0}{\eta} \ln\left(\frac{d_{BK}}{D_{CB}}\right)}{(D_{CB}^2 - d_{BK}^2) d_{BK}^{-2}} \right), \quad (5.22)$$

Величина питомого навантаження на БК (жорстка перешкода), при її обтіканні БР:

$$P_i(v) = (1/4) \rho_{op} d_{BK} [2C_1 V_i^2(v) + C_2 \pi d_{BK} a_i(v)], \quad (5.23)$$

де C_1 і C_2 - відповідно коефіцієнти швидкісного та інерційного опору при обтіканні БК БР: $C_1 = 1.86 \div 3.47$; $C_2 = 0.66 \div 2$; ρ_{op} - густина БР; $V_i(v)$, $a_i(v)$ - швидкість та доцентрове прискорення обтікання БР колони труб.

$$V_i(v) = \omega r_i^*(v), \quad (5.24)$$

$$a_i(v) = \omega^2 r_i^*(v), \quad (5.25)$$

де $r_i^*(x)$ - функція зміни радіуса обертання БК навколо осі свердловини, згідно розрахункової схеми, зображеної на рис. 5.4.

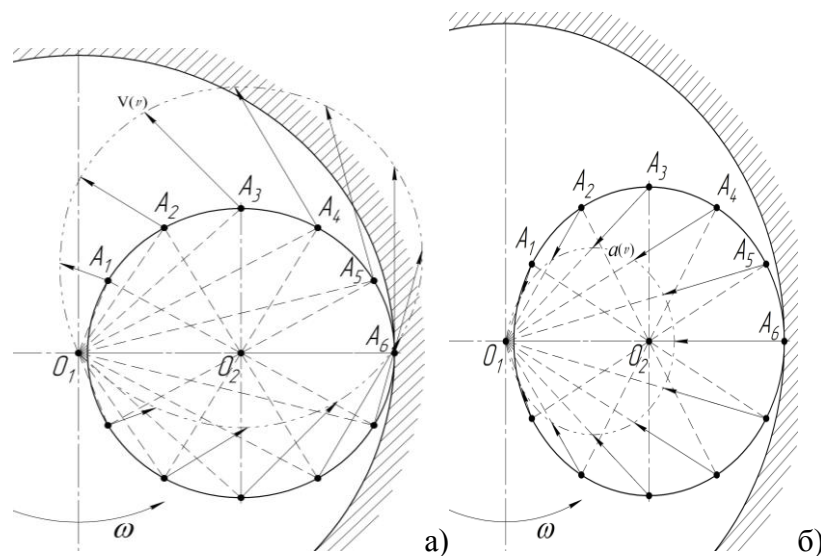


Рисунок 5.4 – План швидкостей та доцентрових прискорень при обертанні БК навколо осі свердловини в середовищі БР

$$r_i^*(v) = \sqrt{2d_{BK} [1 + \cos(v_i)] (d_{BK}/2 - D_{CB}/2) + D_{CB}^2/4}, \quad (5.26)$$

де v_i - кут $O_1O_2A_i$ і йому подібні.

Величина енергії, необхідної на подолання опору при обертанні БК в БР навколо осі свердловини:

$$E_{BP}(x) = 2\pi L_{BK} \int_0^\pi P_i(v) r_i^*(v) dv. \quad (5.27)$$

5.4 Визначення енерговитрат процесу піднімання БК

Енергія, потрібна для реалізації процесу піднімання буріння:

$$E_{СПО} = E_{П} + E_{К}, \quad (5.28)$$

де E_{Π} і E_K – потенціальна і кінетична енергії піднімання БК із свердловини.

$$E_{\Pi} = G_{БК} l_{CB}, \quad (5.29)$$

де l_{CB} – довжина однієї свічки БК або висота, на яку піднімається кронблок БУ.

$$E_K = G_{БК} [g_{\Pi}^2 / 2g], \quad (5.30)$$

де g_{Π} – швидкість піднімання БІ із свердловини;

$G_{БК}$ – сила, яка діє на гак талевої системи під час піднімання БІ із свердловини і визначається:

$$G_{БК} = G_B + G_{ВИК} + G_{ПП}, \quad (5.31)$$

де G_B , $G_{ВИК}$, $G_{ПП}$ – відповідно сили, з якими піднімається БК із вертикальної, викривленої і похило-прямолинійної ділянок надглибокої свердловини:

$$G_B = q l_B; \quad (5.32)$$

$$G_{ВИК} = q l_{ВИК} (\cos(\Delta\alpha/2) + \mu \sin(\Delta\alpha/2)); \quad (5.33)$$

$$G_{ПП} = q l_{ПП} (\cos(\alpha) + \mu \sin(\alpha)), \quad (5.34)$$

де l_B , $l_{ВИК}$, $l_{ПП}$ – відповідно довжини вертикальної, викривленої і похило-прямолинійної частин стовбура свердловини; $\Delta\alpha$ – зміна зенітного кута в інтервалі викривлення стовбура свердловини.

Кількість свічок бурильного інструменту в свердловині:

$$n = (l_B + l_{ВИК} + l_{ПП}) / l_{CB}. \quad (5.35)$$

$$G_{БК} = \frac{q}{2} \left[l_{ВИК} (n_{ВИК} + 1) (\cos(\alpha) + \mu \sin(\alpha)) + l_B (n_B + 1) + \right. \\ \left. + l_{ПП} (n_{ПП} + 1) (\cos(\Delta\alpha/2) + \mu \sin(\Delta\alpha/2)) \right], \quad (5.36)$$

де $n_{ПП}$, $n_{ВИК}$, n_B – кількість свічок БІ у вертикальній, викривленій і похило-прямолинійній ділянках свердловини:

$$\left. \begin{aligned} n_{ПП} &= l_{ПП} / l_{CB} \\ n_B &= l_B / l_{CB} \\ n_{ВИК} &= l_{ВИК} / l_{CB} \end{aligned} \right\}. \quad (5.37)$$

6 РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ПОДАЧІ БУРОВОГО НАСОСА З ВРАХУВАННЯМ ТЕРМОБАРИЧНИХ УМОВ В СВЕРДЛОВИНІ

Швидкість осідання шламу в БР u_0 :

- формула Ретінгера:

$$u_0 = \sqrt{\left(4gd_q/3C\right)\left(\rho_q/\rho_{БР} - 1\right)}, \quad (6.1)$$

де g - прискорення вільного падіння; ρ_q - густини БР і шламу; C - коефіцієнт гідравлічного опору шламу, розміром d_q , який залежить від її форми, табл. 6.1.

$$Re = u_0 d_q / \nu_K, \quad (6.2)$$

де ν_K - кінематична в'язкість БР.

Таблиця 6.1 - Значення коефіцієнта C для геометричних тіл (шламу)

Форма частинки шламу	Параметр C
Кулька з гладкою поверхнею	0,38-0,44
Кулька з шороховатою поверхнею	0,62-0,66
Куб	1,0-1,2
Порода обкатана	0,8-1,3
Порода кубоподібної форми уламкова	1,0-1,4

- формула Архімеда:

$$u_0 = \left(\nu_K/d_q\right) \exp 10 \left(\left(\frac{\sqrt{\ln(Ar)} + 2,3}{2,3} \right) - 1 \right), \quad (6.3)$$

$$Ar = d_q (\rho_q - \rho_{БР}) / \nu_K^2 \rho_{БР}; \quad (6.4)$$

- формула Уокера Мейза:

$$u_0 = \sqrt{\left(2gd_q/C_X\right)\left(\rho_q/\rho_{БР} - 1\right)}, \quad (6.5)$$

$$C_X = (D_{св} - d_{ом}) / d_q, \quad (6.6)$$

де $D_{св}$ і $d_{ом}$ - діаметр свердловини і БК в січенні, де розглядається потік БР.

- формула ВНИИБТ:

$$u_0 = \sqrt{2gd_q (\rho_q - \rho_{БР}) / 1,12 \rho_{БР}}. \quad (6.7)$$

Для оцінки швидкості зрушення частинки шламу потоком БР використовується:

$$v_{зр} = K \sqrt{4\bar{g}d_q (\rho_q - \rho_{БР}) / 3C_W \rho_{БР}}, \quad (6.8)$$

де $K = 1.2 \dots 1.3$; C_W - коефіцієнт гідравлічного опору.

$$\bar{g} = g(\mu_T \sin(\alpha) + \cos(\alpha)), \quad (6.9)$$

де μ_T - коефіцієнт тертя частини шламу до стінки свердловини і БР;

Визначення режиму обтікання частинки шламу ламінарним потоком БР (як в'язкої рідини) проводиться за допомогою параметра C_W :

$$C_W = 24 / Re_q, \quad (6.10)$$

$$Re_q = v_{зр} d_q \rho_{БР} / \mu, \quad (6.11)$$

де μ - коефіцієнт в'язкості БР.

При $Re_q < Re_{KP} = 60$ (для ламінарного обтікання частинки шламу БР) v_{zp} визначається:

$$v_{zp} = d_q^2 \bar{g} (\rho_q - \rho_{BP}) / 18\mu. \quad (6.12)$$

Величина подачі насоса Q при цьому визначається:

$$Q = -\pi d_r^3 (D_{cs} + d_{om}) A / 128 \mu f(\delta), \quad (6.13)$$

$$A = \frac{2\mu v_{zp}}{\left(-d_r/4 + d_q/2\right)^2 - \left(d_r/4\right)^2}, \quad (6.14)$$

$$f(\delta) = -\frac{(1-\delta)^2}{\left(1+\delta^2 + \left(1-\delta^2/\ln(\delta)\right)\right)}, \quad (6.14)$$

$$\delta = d_{om} / D_{cs}, \quad (6.15)$$

$$d_r = D_{cs} - d_{om}. \quad (6.16)$$

Перевірка режиму руху БР при цьому проводиться:

$$Re = \left(Q d_r \rho_{BP} / S_K \mu \right) < Re_{KP} = 2100. \quad (6.17)$$

У випадку, якщо $Re < 2100$, розрахунок Q є правильний, якщо ж $Re > 2100$, то розрахунок v_{zp} проводять за формулою (6.26), а далі – проектують подачу БН із умови забезпечення допустимої концентрації шламу у висхідному потоці БР. Визначення режиму обтікання частинки шламу потоком БР (як в'язко-пластичної рідини) проводиться аналогічно, за параметром C_w :

$$C_w = \frac{24}{Re_q} \left[1 + 1,87 \sqrt{He/Re_q} + 1,15 He/Re_q \right], \quad (6.18)$$

де $He = \tau_0 d_q^2 \rho_{BP} / \eta^2$ - число Хедстрема при обтіканні частинки БР; τ_0 і η - динамічне напруження зсуву і пластична в'язкість БР.

При $Re_q < Re_{KP} = 60$ для ламінарного обтікання частинки шламу БР v_{zp} визначається:

$$v_{zp} = \left(d_q \tau_0 / 2\eta \right) \left[3,51 - 2\Delta - 1,87 \sqrt{3,51 - 4\Delta} \right], \quad (6.19)$$

$$\Delta = 1,15 - \left(d_q \bar{g} (\rho_q - \rho_{BP}) / 18\tau_0 \right). \quad (6.20)$$

Величина подачі БН при цьому визначається:

$$Q = -\tau_0 d_r S_K / \eta Se, \quad (6.21)$$

де S_K - площа поперечного січення кільцевого простору; Se - число Сен-Венана, яке знаходиться по рис. 1. за величиною параметра β :

$$\beta = \frac{4\tau_0}{|A| d_r}. \quad (6.22)$$

Для визначення параметра A , залежно від величини частинки шламу d_q , при умові $\left[d_q/2 \right] \leq \left[H - H_0 \right] / 2$ використовується:

$$A = \frac{16\eta [2\eta v_{zp} + d_q \tau_0]}{\left(d_r^2 - [d_r - d_q]^2 \right)}; \quad (6.23)$$

- якщо $\left[d_q/2 \right] \geq \left[H - H_0 \right] / 2$:

$$A = -\frac{4}{d_r} \left(d_r \tau_0 + 4\eta v_{zp} + 2\sqrt{2\eta v_{zp} (d_r \tau_0 + 2\eta v_{zp})} \right), \quad (6.24)$$

де $H_0 = -2\tau_0/A$ - фронт ядра потоку БР у кільцевому просторі шириною $H = [D_{\text{вс}} - d_{\text{ом}}]/2$.

Проводиться перевірка: якщо $(d_q/2) < (d_r/4 - \tau_0/A)$, то величина A , розрахована зп (6.23) є справедливою; якщо $(d_q/2) \geq (d_r/4 - \tau_0/A)$, то розрахунок A проводиться за формулою (6.24).

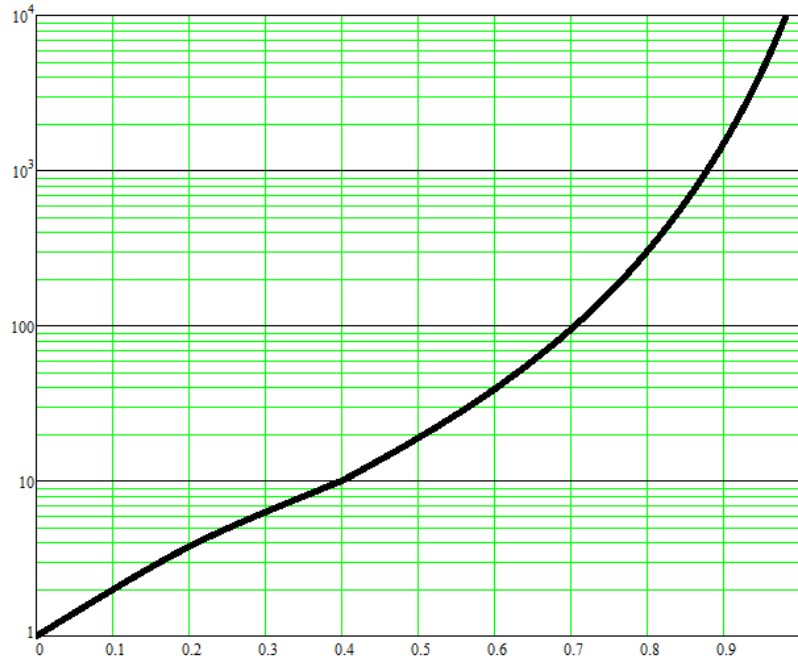


Рисунок 6.1 – Крива залежності $Se = Se(\beta)$ для визначення числа Se по відомому β

Перевірка режиму руху БР при цьому проводиться:

$$Re = Q d_r \rho_{\text{БР}} / S_K \eta < Re_{\text{КР}} = 2100 + 7.3 He^{0.58}, \quad (6.25)$$

де $He = [\tau_0 d_r^2 \rho_{\text{БР}}] / \eta^2$ - число Хедстрема потоку БР.

У випадку, якщо $Re < Re_{\text{КР}}$ - розрахунок Q є правильний, а якщо ж $Re > Re_{\text{КР}}$, то розрахунок v_{zp} проводять за формулою (6.26), а далі – проектують подачу БН із умови забезпечення допустимої концентрації шламу в потоці БР.

$$v_{zp} = \frac{(V_{\text{мех}} S_B + c u_0 S_K)}{c S_K}, \quad (6.26)$$

де $V_{\text{мех}}$ - механічна швидкість буріння; c - об'ємна концентрація шламу у БР кільцевого простору; S_B - площа вибою свердловини, з якого відбувається формування шламу.

Для врахування впливу термобаричних умов на реологічні властивості БР під час промивання надглибоких свердловин і вибору при цьому величини подачі БН, пропонується використати розроблений пакет програм «Реометрія», для моделей БР Ньютона, Освальда, Шведова-Бінгама, Гершеля-Балклі й Шульмана-Кессона. Шляхом оцінки зміни η і τ_0 при різних варіаціях значень тиску $\{P_1, P_2, \dots, P_k\}$ і температури $\{t_1, t_2, \dots, t_k\}$ в програмі «Реометрія» проводять відповідне коректування вищеописаних підходів до проектування і вибору подачі БН.

Перелік джерел посилання

1. Чудик І. І. Узагальнена методика розрахунку енергетичних витрат при роботі неорієнтованих компоновок низу бурильної колони для роторного способу буріння [Текст] / І. І. Чудик // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2013. – № 2(35). – С.
2. Чудык И. И., Особенности процесса прохождения участка бурильной колонны в скважине по винтовой траектории при наличии интенсивного точечного трения [Текст] / И. И. Чудык, Я. С. Гриджук, М. А. Милостян // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – № 5. – 2014.
3. Vytyaz O. Study of the effects of drilling string eccentricity in the borehole on the quality of its cleaning [Текст] / O. Vytyaz, I. Chudyk, V. Mykhailiuk // Theoretical and practical solutions of mineral resources mining 2015. – CRC Press Taylor & Francis Group a balkema book.
4. Chudyk I. Influence of Eccentrically Located Drilling String in the Well Bore Over Cleaning Capabilities of a Wellbore / Igor Chudyk Dr. Sci. (Tech.), Oleg Vytyaz Ph.D., (Tech), Volodymyr Hrymaniuk, Ph.D., (Tech), Andrii Pastukh//Petroleum Science and Engineering 2017; 2(1): 10-16 <http://www.sciencepublishinggroup.com/j/pse> doi: 10.11648/j.pse.20170201.13
5. Чудик І. І. Удосконалений підхід до проектування і вибору конструкції бурильної колони з врахуванням енергоефективності / І. І. Чудик, В. В.Токарук, В. І. Щуцький // Молодий вчений. - №3(43). – 2017.
6. Чудик І. І. Розширена методика прогнозування енергетичних затрат, спричинених роботою неорієнтованих компоновок низу бурильної колони / І. І. Чудик // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2017. – № 1(42).
7. Чудик І.І. Розширення технологічних можливостей орієнтованих компоновок низу бурильної колони / І.І. Чудик, А.М. Лівінський, І. Я. Білецька // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2017. - № 2 (43).
8. Чудик І.І. Вивчення технологічних можливостей орієнтованих опорних компоновок низу бурильних колон / І.І. Чудик, А.М. Лівінський, І. Я. Білецька // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2017. - № 3 (64).
9. Чудик І.І. Щодо впливу термобаричних умов на реалізацію процесу промивання свердловин / І.І. Чудик, Д.А. Грипись, І. Я. Білецька // Нафтогазова енергетика. – 2017. - № 2 (28).
10. Чудик І.І. Методика розрахунку втрат енергії, зумовлених роботою неорієнтованих компоновок низу бурильної колони / І.І. Чудик, // Нафтогазова галузь України. – 2017. - № 3.