

Національний університет «Львівська політехніка»
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Гутий Андрій Володимирович

УДК 622.242:534-16](043.5)

ДИСЕРТАЦІЯ

**ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В БУРОВИХ УСТАНОВКАХ
ПІД ЧАС ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ**

05.02.09 – динаміка та міцність машин

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ А. В. Гутий

Науковий керівник

Харченко Євген Валентинович,
доктор технічних наук, професор

Львів – 2019

АНОТАЦІЯ

Гутий А. В. Динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2019.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячено аналізу сучасного стану проблеми динаміки бурових установок під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. Розглянуто основні тенденції удосконалення пристроїв ударної або вібраційної дії для вивільнення прихопленої колони труб. Проведено аналіз відомих досліджень у галузі динаміки бурових установок в експлуатаційних та аварійних режимах роботи.

Звернено увагу на те, що буріння нафтогазових свердловин є надзвичайно важким технологічним процесом, в ході якого можуть виникати різного роду аварії. Найбільш поширеними серед них є прихоплення колон бурильних труб у свердловинах. Із збільшенням обсягів буріння і ускладненням бурових робіт значно зростають непродуктивні затрати на усунення наслідків цих аварій. Тому розроблення ефективних способів і технічних засобів вивільнення прихоплених бурильних колон є особливо актуальним завданням. Успішне розв'язання даної проблеми є суттєвим резервом підвищення продуктивності праці бурових і нафтогазовидобувних підприємств. В останні роки для вивільнення прихоплених колон труб широко застосовують ударні механізми та машини імпульсної дії.

Ефективність ліквідації прихоплень колон бурильних труб суттєво залежить як від параметрів колони: довжини і площі поперечного перерізу її, так і від конструктивних чинників гідравлічного ударного механізму: ходу бойка і сили спрацювання ударного механізму. Однак, динамічні явища в бурильній колоні під час сумісної дії приводу і гідравлічних ударних

механізмів досліджені недостатньо. Не досліджено вплив таких чинників, як хід бойка та сила спрацювання гідравлічного ударного механізму, а також площа поперечного перерізу та довжина бурильної колони на максимальне значення сили удару бойка по ковадлу. Не з'ясовані раціональні шляхи підвищення ефективності вивільнення прихопленої колони. У зв'язку з цим, методи розрахунку динамічних процесів в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб потребують подальшого розвитку і уточнення.

У другому розділі розглядаються динамічні процеси в буровій установці, що виникають під час вивільнення прихопленої колони труб. Отримала подальший розвиток методологія розрахунку нестационарних процесів у підймальній системі бурових установок в аварійних режимах експлуатації за рахунок урахування одночасної роботи приводу установки і механізму ударної дії для створення імпульсних навантажень колони.

Вперше на основі опрацьованої методології побудована нелінійна математична модель динамічних процесів у підймальній системі установки з урахуванням тісного взаємозв'язку електромагнітних явищ в асинхронному двигуні і коливальних та хвильових явищ у континуально-дискретній механічній системі.

Побудовано часові залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, а також залежності максимальної сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару та на першому періоді коливань цієї сили від ходу бойка. Обґрунтовано раціональні параметри процесу вивільнення прихопленої колони бурильних труб за допомогою підймальній системи та гідравлічного ударного механізму.

Проведено дослідження динамічних процесів, що відбуваються під час ліквідації прихоплення колони бурильних труб. Розглянуто вплив сили спрацювання гідравлічного ударного механізму, площі поперечного перерізу та довжини колони на характеристики динамічних процесів. Проаналізовано

вплив режиму роботи приводу бурової установки під час розгону підіймальної системи за різних значень передавального відношення коробки передач і моменту тертя в муфті на процес вивільнення прихопленої колони бурильних труб.

Одержано аналітичну залежність крутного моменту двигуна ЯМЗ-238 з турбонаддувом від частоти обертання колінчастого вала двигуна і переміщення рейки паливного насоса за допомогою методу найменших квадратів. Для одержання цієї залежності використано графічно задані швидкісні характеристики двигуна.

Третій розділ присвячено удосконаленню методології аналізу хвильових процесів, що виникають в прихопленій у свердловині колоні труб під час її вивільнення за допомогою пристроїв імпульсної дії, за рахунок детального урахування внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі, обумовленого розсіюванням енергії у матеріалі, а також взаємодією труб зі стінкою свердловини і з промивальним розчином.

Побудовано математичну модель і розроблено комп'ютерний алгоритм розрахунку динамічних процесів, що виникають у прихопленій у свердловині колоні бурильних труб під час її вивільнення за допомогою механізму ударної дії або імпульсно-хвильового пристрою, обладнаного лінійним імпульсним двигуном. Бурильна колона з ударним механізмом, який встановлюється над прихопленою нижньою частиною колони після виявлення аварії і приводиться в рух шляхом опускання і піднімання неприхопленої верхньої частини колони за допомогою привідної системи бурової установки, розглядається як континуально-дискретна механічна система. Внаслідок ударної дії бойка по корпусу ударного механізму в колоні бурильних труб виникають хвильові процеси, що сприяють вивільненню прихоплених у свердловині труб.

Вперше проведено скінченно-різницеву апроксимацію побудованої математичної моделі шляхом застосування методу зважених нев'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна, внаслідок чого задачу аналізу

хвильових процесів зведено до розв'язання задачі Коші для нелінійної системи звичайних диференціальних рівнянь.

Досліджено вплив сил тертя на проходження поздовжніх хвиль у колоні бурильних труб. Обґрунтовано практичні рекомендації щодо підвищення ефективності проведення ремонтно-відновлювальних робіт на свердловинах.

Розроблені математичні моделі, розрахункові алгоритми і комп'ютерні програми для проведення досліджень динамічних процесів, що виникають під час вивільнення прихопленої колони труб, мають практичну цінність у галузі нафтогазового машинобудування і дають можливість значно підвищити точність визначення експлуатаційних навантажень, оцінки міцності, прогнозування довговічності і залишкового ресурсу відповідальних деталей і вузлів бурових установок і пристроїв ударної дії для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб.

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень динамічних процесів, що виникають під час вивільнення прихопленої колони труб. Шляхом фізичного моделювання досліджено вплив параметрів ударного механізму (ходу бойка і сили спрацювання) на значення поздовжньої сили в колоні бурильних труб під час ліквідації прихоплення. Результати досліджень подано у вигляді графіків і таблиць. Сформульовані висновки щодо підвищення ефективності технологічних операцій вивільнення прихопленої колони труб. Експериментальною перевіркою результатів теоретичних досліджень підтверджена достовірність та обґрунтованість отриманих результатів, запропонованих автором рішень, висновків і рекомендацій.

Наведено також запропоновані автором нові технічні рішення гідравлічного ударного механізму і пристрою для ліквідації прихоплення колони труб, які дають можливість значно підвищити ефективність проведення ремонтно-відновлювальних робіт на свердловині за рахунок забезпечення можливості нанесення ударних навантажень по прихопленій колоні труб не лише вгору, а й вниз, а також в обертальному напрямі.

Ключові слова: бурова установка, ударний пристрій, колона труб, континуально-дискретна механічна система, нестационарні динамічні процеси.

ANNOTATION

Hutyi A. V. Dynamic processes in drilling units during the release of the grabbed column of pipes. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation for the degree of a candidate of technical sciences on the specialty 05.02.09 - dynamics and strength of machines. – National University «Lviv Polytechnic», Lviv, 2019.

The first section of the dissertation is devoted to the analysis of the current state of the problem of the dynamics of drilling rigs during the release of the tubes taken in the well. The main tendencies of the improvement of the devices of shock or vibration action for the release of the grabbed column of pipes are considered. The analysis of well-known researches in the field of dynamics of drilling rigs in operating and emergency modes of work was carried out.

Attention is drawn to the fact that the drilling of oil and gas wells is an extremely difficult technological process, during which there may be various types of accidents. The most common among them is the grabbing of columns of drill pipes in wells. With increasing drilling volumes and complications of drilling operations, unproductive costs for eliminating the consequences of these accidents are significantly increasing. Therefore, the development of effective methods and techniques for the release of harvested drill pillars is a particularly urgent task. Successful resolution of this problem is an essential reserve for improving the productivity of drilling and oil and gas production enterprises. In recent years shock mechanisms and impulse machines have been widely used to release captured pipe columns.

The efficiency of eliminating the grabbing columns of drill pipes significantly depends on the parameters of the column: the length and area of its

transverse section, as well as on the structural factors of the hydraulic shock mechanism: the stroke and the forces of impact of the impact mechanism. However, dynamic phenomena in the drill column during the joint operation of the drive and hydraulic shock mechanisms are not sufficiently investigated. The influence of such factors as the boom stroke and the force of action of the hydraulic shock mechanism, as well as the cross-sectional area and the length of the drill column on the maximum value of the impact force on the anvil's anvil have not been investigated. The rational ways to increase the efficiency of the release of the grapple column have not been clarified. In this regard, methods for calculating dynamic processes in drilling units during the release of the picked column of pipes require further development and refinement.

The second section deals with the dynamic processes in the drilling unit that arise during the release of the torn pipe. The methodology of calculation of nonstationary processes in the lifting system of drilling rigs in emergency operation modes has been further developed, taking into account the simultaneous operation of the drive of the installation and the impact mechanism for the creation of impulse loads of the column.

For the first time, based on the developed methodology, a nonlinear mathematical model of dynamic processes in the lifting system of the installation was constructed taking into account the close interconnection of electromagnetic phenomena in the asynchronous motor and oscillation and wave phenomena in the continuum-discrete mechanical system.

The time dependence of the force in the transverse section of the column in the place of its connection with the robust hydraulic shock mechanism, as well as the dependence of the maximum interaction force of the jumper with the body of the hydraulic shock mechanism on the initial stage of impact, and on the first period of the fluctuations of this force from the stroke, was constructed. The rational parameters of the process of release of the picked column of drill pipes with the help of the lifting system and the hydraulic shock mechanism are substantiated.

The study of the dynamic processes occurring during the elimination of the picking of the column of drill pipes was carried out. The effect of the force of the hydraulic shock mechanism, the area of the cross section and the length of the column on the characteristics of the dynamic processes is considered. The influence of the operating mode of the drive of the drilling rig during the acceleration of the lift system on the various values of the transmission ratio of the gearbox and the moment of friction in the coupling on the process of releasing the picked column of drill pipes is analyzed.

The analytical dependence of the torque of the engine YMZ-238 with turbocharging on the frequency of rotation of the crankshaft of the engine and the displacement of the rail of the fuel pump using the least squares method is obtained. In order to obtain this dependence, the graphically specified speed characteristics of the engine are used.

The third section is devoted to the improvement of the methodology for analyzing wave processes occurring in the tube pulled in the well during its release by means of impulse devices, due to the detailed consideration of internal and external friction in the mechanical system due to energy dissipation in the material, and also by the interaction of the pipes with the well wall and with a wash solution.

A mathematical model was constructed and a computer algorithm for calculating dynamic processes occurring in a drill pipe collet drilled during its release by means of a shock-action mechanism or a pulsed-wave device equipped with a linear pulse engine was developed. The drill string with a shock mechanism, which is installed over the entrenched lower part of the column after the accident detection and is driven by lowering and raising the unpaved upper part of the column with the drive system of the drilling rig, is considered as a continuum-discrete mechanical system. As a result of the shock action of the buoy on the body of the impact mechanism in the drill pipe column, wave processes that contribute to the release of the pipes taken in the wells occur.

For the first time, a finite-difference approximation of the constructed mathematical model was carried out by applying a method of weighted

nonconformities in conjunction with the Bubnov-Galerkin method, which resulted in the problem of analysis of wave processes reduced to the solution of the Cauchy problem for a nonlinear system of ordinary differential equations.

The influence of frictional forces on the passage of longitudinal waves in the drill pipe column is investigated. Practical recommendations for improving the efficiency of carrying out repair and restoration works on wells are substantiated.

The developed mathematical models, calculation algorithms and computer programs for carrying out researches of dynamic processes that arise during the release of the picked column of pipes have practical value in the field of oil and gas engineering and provide an opportunity to significantly improve the accuracy of the determination of operational loads, prognostication of durability and residual life of critical parts and units of drilling units and impact devices for the release of tubes taken from the well in the well.

The fourth section presents the results of experimental studies of the dynamic processes that arise during the release of the tucked column of the tubes. Through the physical modeling, the influence of the parameters of the shock mechanism (stroke and propulsion) on the value of the longitudinal force in the drill pipe column during the elimination of the grafting is investigated. Research results are presented in the form of charts and tables. Formulated conclusions for improving the efficiency of technological operations for the release of the picked up column of pipes. The experimental verification of the results of theoretical studies confirms the reliability and validity of the results obtained by the author of the decisions, conclusions and recommendations.

The author also presents the new technical solutions of the hydraulic shock mechanism and the device for eliminating the clamping of the column of pipes, which enable to significantly increase the efficiency of conducting repair and restoration works on the well through the provision of the possibility of applying shock loads on the trapped column of pipes not only up, but also down, as well as in the rotational direction.

Keywords: drilling rig, impact device, pipe column, continuum-discrete mechanical system, non-stationary dynamic processes.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях України:

1. Харченко Є. В., Гутий А. В. Обґрунтування раціональних параметрів процесу вивільнення прихопленої колони труб за допомогою гідравлічного ударного механізму. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. 2007. № 583. С. 81-89. *(Автором побудовано математичну модель і проведено дослідження динамічних явищ, збуджених в буровій установці сумісною дією приводу і гідравлічного ударного механізму, а також обґрунтовано раціональні параметри процесу вивільнення прихопленої колони труб).*

2. Харченко Є. В., Гутий А. В. Розрахунок динамічних процесів, збуджених в колоні труб імпульсними навантаженнями, методом скінченних елементів. Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій: Збірник наукових праць. Вип. 7. Львів: Каменярь, 2007. С. 680-692. *(Автором побудовано математичну модель хвильових процесів, що виникають в прихопленій у свердловині колоні бурильних труб під час її вивільнення, проведено скінченно-різницеву апроксимацію побудованої математичної моделі методом зважених нев'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна і досліджено динамічні явища, збуджені в колоні труб серією імпульсних навантажень).*

3. Харченко Є. В., Гутий А. В., Грень Я. В. Експериментальні дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2008. № 42. С. 128-133. *(Автором обґрунтовано параметри фізичної моделі і характеристики виміральної апаратури для проведення експериментальних досліджень динаміки прихопленої колони бурильних труб під час*

її вивільнення. Експериментальним шляхом визначено динамічні зусилля, що виникають у характерних поперечних перерізах колони труб внаслідок прикладання до неї імпульсних навантажень. Проаналізовано вплив розміщення ударного механізму на ефективність процесу вивільнення колони труб).

4. Харченко Є. В., Гутий А. В. Вплив параметрів приводу бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2010. № 678. С. 112-118. (Автором проведено дослідження динамічних процесів у механічній системі бурової установки з прихопленою колоною труб і ударним механізмом для створення імпульсних навантажень колони. Встановлено закономірності впливу параметрів режиму роботи приводу установки на ефективність вивільнення прихопленої у свердловині колони бурових труб).

5. Гутий А. В. Експериментальні дослідження впливу параметрів ударного механізму на ефективність вивільнення прихопленої колони труб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2011. № 45. С. 38-44.

**Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави,
яке включено до міжнародних наукометричних баз:**

6. Kharchenko Ye., Hutyi A., Haiduk V. The influence of friction forces on longitudinal wave propagation in a stuck drill string in a borehole. Tribologia. 2018. Vol. 282. No 6. P. 79-87. (Автором розроблено математичну модель хвильових процесів, що виникають у прихопленій у свердловині колоні труб внаслідок прикладання до колони осьових імпульсних навантажень. У математичній моделі враховано розсіювання енергії у матеріалі і взаємодію труб зі стінкою свердловини та з промивальною рідиною. Здійснено скінченно-елементну дискретизацію математичної моделі та побудовано комп'ютерний алгоритм її числової реалізації. Показано, що підвищення ефективності робіт над вивільненням прихоплених колон труб можна досягти за рахунок раціонального добору потужності гідравлічних ударних

механізмів та застосування для виготовлення бурильних труб і елементів різьбових з'єднань матеріалів підвищеної міцності).

Статті в інших наукових періодичних виданнях України:

7. Харченко Є. В., Гутий А. В. Математичне моделювання швидкісних характеристик дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбонаддувом під час його роботи в неусталеному режимі. Технічні вісті. 2006. № 3(24). С. 66-68. *(Із застосуванням результатів експериментального визначення швидкісних характеристик дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбонаддувом в усталених режимах роботи, за допомогою методу скінченних квадратів автором одержано аналітичну залежність крутного моменту двигуна від частоти обертання колінчастого вала і переміщення рейки паливного насоса).*

8. Харченко Є. В., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб. Технічні вісті. 2007. № 1(25), 2,(26). С. 28-32. *(Автором проведено дослідження динамічних процесів, що відбуваються під час ліквідації прихоплення колони бурильних труб за допомогою підіймальної системи бурової установки і гідравлічного ударного механізму. Визначено вплив сили спрацювання гідравлічного ударного механізму, площі поперечного перерізу та довжини колони на характеристики динамічних процесів).*

Публікації у матеріалах міжнародних наукових конференцій:

9. Харченко Є. В., Гутий А. В. Динамічні процеси в буровій установці під час роботи гідравлічного ударного механізму для вивільнення прихопленої колони труб. 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. Львів: ТЗОВ «КІНПАТРІ ЛТД». 2007. С. 34. *(Автором проведено дослідження динамічних процесів в буровій установці з прихопленою ступінчастою колоною труб, збуджених сумісною роботою підіймальної системи установки і гідравлічного ударного механізму. Обґрунтовано практичні рекомендації, спрямовані на раціональне проектування і ефективну експлуатацію гідравлічних ударних механізмів та на підвищення продуктивності технологічних процесів буріння нафтогазових свердловин).*

10. Харченко Є. В., Демків В. Й., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. 13-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. Львів: КІНПАТРИ ЛТД. 2017. С. 84-85. *(Автором шляхом математичного моделювання встановлено закономірності впливу параметрів ударного пристрою і параметрів режиму роботи бурової установки на ефективність технологічних процесів ліквідації прихоплень в буринні. Встановлено, що зі збільшенням моменту тертя в муфті та під час роботи приводу на нижчих передачах підвищується ефективність процесу вивільнення прихопленої колони труб. Показано, що сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму істотно залежить від ходу бойка, сили спрацювання механізму, площі поперечного перерізу бурильних труб).*

11. Харченко Є. В., Гутий А. В. Математичне моделювання хвильових процесів в колоні бурильних труб під час її вивільнення від прихоплення у свердловині. «Вібрації в техніці та технологіях», XVII Міжнародна науково-технічна конференція 11-12 жовтня 2018 р.: Тези доповідей. Дрогобич: Посвіт. 2018. С. 124-125. *(Автором проведено дослідження динамічних процесів, які виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб з детальним урахуванням внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі колони. Показано, що багатокомпонентне тертя істотно впливає на поширення поздовжніх хвиль у бурильній колоні та значно знижує ефективність робіт над усуненням наслідків аварій. Обґрунтовано доцільність застосування в інженерній практиці бурильних та обсадних труб, матеріал яких має межу плинності не меншу, ніж 650 МПа).*

Патенти України:

12. Патент на корисну модель № 18875, Україна, МПК Е 21 В 31/113. Гідравлічний ударний механізм / Є. В. Харченко, А. В. Гутий; Національний університет «Львівська політехніка» – № u200606618; заяв. 13.06.06; опубл. 15.11.06; Бюл. № 11. *(Автором запропоновано з'єднати шток гідравлічного*

ударного механізму з його нижнім перехідником за допомогою шліцьової пари з можливістю взаємного осьового переміщення, що дозволило одночасно створювати статичні кутові та імпульсні осьові навантаження прихопленої частини колони труб).

13. Патент на корисну модель № 89841, Україна, МПК Е 21 В 23/00. Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині / Є. В. Харченко, П. Я. Пукач, А. В. Гутий; Національний університет «Львівська політехніка» – № u201315503; заяв. 30.12.13; опубл. 25.04.14; Бюл. № 8. *(Автором запропоновано оснастити пристрій для ліквідації прихоплень поршнем з ковадлом, бойком і підпружиненими фіксаторами, що дало можливість створювати подвійне ударне навантаження прихопленої частини колони бурильних труб).*

З М І С Т

ВСТУП	17
1. СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ БУРОВИХ УСТАНОВОК ПІД ЧАС ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ У СВЕРДЛОВИНІ КОЛОНИ ТРУБ	24
1.1 Основні тенденції удосконалення пристроїв ударної або вібраційної дії для вивільнення прихопленої колони труб	24
1.2 Аналіз відомих досліджень у галузі динаміки бурових установок в експлуатаційних та аварійних режимах роботи	30
1.3. Постановка завдань дослідження	43
2. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПІДЙІМАЛЬНІЙ СИСТЕМІ БУРОВИХ УСТАНОВОК ПІД ЧАС ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ	45
2.1. Математична модель динамічних процесів у підйімальній системі бурових установок	45
2.2. Вплив параметрів пристрою ударної дії і колони бурильних труб на динамічні зусилля в елементах механічної системи	54
2.3. Вплив параметрів приводу бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб	66
2.4. Особливості динамічних процесів в бурових установках з дизельним приводом	77
2.5. Висновки	84
3. ХВИЛЬОВІ ПРОЦЕСИ В ПРИХОПЛЕНІЙ У СВЕРДЛОВИНІ КОЛОНИ ТРУБ	86
3.1. Математичне моделювання хвильових процесів у колоні труб з урахуванням розсіювання енергії коливань	86
3.2. Скінченно-елементна дискретизація рівнянь, що описують хвильові процеси в прихопленій у свердловині колоні труб	92
3.3. Вплив параметрів механічної системи на поширення поздовжніх хвиль у колоні	104

3.4. Висновки	111
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ І УДОСКОНАЛЕННЯ УДАРНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ	116
4.1. Методика експериментальних досліджень, установка і вимірювальна апаратура	116
4.2. Результати експериментальних досліджень	119
4.3. Удосконалення ударних пристроїв для вивільнення прихопленої колони труб	133
4.4. Висновки	148
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ	149
ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	153
ДОДАТКИ	173

ВСТУП

Актуальність теми. Забезпечення України сировинними і паливно-енергетичними ресурсами безпосередньо пов'язане з необхідністю збільшення обсягів бурових робіт, що зумовлює потребу подальшого удосконалення технології буріння, підвищення технічного рівня бурових установок. Аналіз особливостей експлуатації бурового обладнання в умовах неперервного зростання глибин видобування нафти і газу показує, що важливим чинником, від якого залежить ефективність технологічних процесів буріння свердловин, є зменшення витрат на проведення непродуктивних робіт, пов'язаних з усуненням наслідків аварій на бурових. До найбільш поширених і найтяжчих видів аварій відноситься прихоплення колон бурильних чи обсадних труб у свердловинах. Для вивільнення прихоплених колон труб застосовують привідні системи бурових установок, спеціальні підймальні пристрої, а також гирлові або занурювальні пристрої ударної чи вібраційної дії. Процеси вивільнення колон труб супроводжуються динамічними явищами, від яких істотно залежать як ефективність ліквідації наслідків аварій, так і надійність експлуатації підймальних механізмів, бурильних чи обсадних труб, спеціальних ударних або вібраційних пристроїв. Добір раціональних параметрів привідних систем і несівних конструкцій бурових установок, пристроїв для вивільнення прихоплених колон труб, а також характеристик технологічних процесів, пов'язаних з усуненням наслідків аварій, можна здійснити лише на основі детального аналізу динамічних процесів, які виникають у бурових установках в аварійних режимах роботи. Теоретичні та експериментальні дослідження, спрямовані на розв'язання цієї проблеми, є актуальними і перспективними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація відповідає науковому напрямку кафедри опору матеріалів та будівельної механіки «Динаміка та міцність машин і інженерних споруд». Роботу виконано в межах держбюджетних науково-дослідних робіт:

– «Розроблення методів аналізу пружно-пластичного деформування і оцінки міцності магістральних трубопроводів з урахуванням наявності дефектів матеріалу» (№ держреєстрації 0113U001349);

– «Розроблення методики та технічних засобів для моніторингу напружено-деформованого стану гідротурбін з урахуванням умов експлуатації» (№ держреєстрації 0117U004447).

Мета і завдання дослідження. У дисертаційній роботі ставиться за мету удосконалення методології аналізу динамічних процесів у механічних системах бурових установок, що виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб, на основі застосування узагальненої континуально-дискретної розрахункової моделі та урахування динамічних властивостей двигунів і особливостей сумісної роботи підіймальної системи установки і спеціального пристрою ударної дії.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації таких завдань:

– розробити математичну модель і алгоритм розрахунку динамічних процесів, що виникають у підіймальній системі бурових установок під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних або обсадних труб з урахуванням сумісного функціонування привідної системи і пристрою ударної дії;

– дослідити вплив конструкційних і експлуатаційних параметрів підіймальної системи бурової установки і параметрів пристрою ударної дії для вивільнення прихопленої колони труб на динамічні зусилля у зазначеному пристрої, колоні, талевому канаті, металоконструкції бурової вишки;

– розробити математичну модель і алгоритм розрахунку хвильових процесів у заблокованій частині колони бурильних труб з урахуванням внутрішнього тертя у матеріалі, а також взаємодії колони зі стінкою свердловини та з в'язко-пластичною промивальною рідиною;

– дослідити вплив параметрів прихопленої колони бурильних труб, а також сил зовнішнього і внутрішнього тертя на процеси поширення поздовжніх хвиль у колоні;

– опрацювати методику і провести експериментальні дослідження динамічних процесів, збуджуваних у колоні бурильних труб ударними навантаженнями, з метою перевірки результатів математичного моделювання і оцінки впливу параметрів ударного механізму та сили статичного натягу колони на динамічні зусилля, що розвиваються під час її вивільнення;

– розробити технічні рішення і практичні рекомендації, спрямовані на підвищення ефективності технологічних процесів, пов'язаних з ліквідацією аварій під час буріння свердловин.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб.

Предмет дослідження – закономірності впливу режимів роботи бурових установок і параметрів спеціального пристрою ударної дії на ефективність технологічних процесів вивільнення прихопленої у свердловині колони труб.

Методи дослідження. Аналіз динамічних процесів у механічних системах бурових установок ґрунтується на наукових засадах теорії механічних коливань та теорії хвильових процесів у одномірних пружних тілах. Бурова установка з колоною бурильних труб розглядається як складна континуально-дискретна механічна система. Рушійні сили асинхронного двигуна визначаються з урахуванням взаємозв'язку електромагнітних явищ в електричній машині і механічних коливальних явищ. Дискретизація рівнянь руху незаблокованої частини колони виконується методом скінченних різниць. Заблокована у свердловині частина колони бурильних труб розглядається як прямолінійний стрижень, у загальному випадку зі східчастою зміною поперечного перерізу, що перебуває під дією імпульсних навантажень, а також сил внутрішнього і зовнішнього тертя. У цьому випадку дискретизація рівнянь руху колони виконується методом скінченних

елементів у поєднанні з методом зважених неув'язок. Експериментальні дослідження динаміки колони бурильних труб виконано на фізичній моделі методом тензометрування.

Наукова новизна одержаних результатів:

– отримала подальший розвиток методологія розрахунку нестационарних процесів у підймальній системі бурових установок під час вивільнення прихопленої колони труб за рахунок урахування одночасної роботи приводу установки і механізму ударної дії для створення імпульсних навантажень колони;

– вперше на основі опрацьованої методології побудована нелінійна математична модель динамічних процесів у підймальній системі установки з урахуванням тісного взаємозв'язку електромагнітних явищ в асинхронному двигуні і коливальних та хвильових явищ у континуально-дискретній механічній системі;

– удосконалено методологію аналізу хвильових процесів, що виникають в прихопленій у свердловині колоні труб під час її вивільнення за допомогою пристроїв імпульсної дії, за рахунок детального урахування внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі, обумовленого розсіюванням енергії у матеріалі, а також взаємодією труб зі стінкою свердловини і з промивальним розчином;

– вперше проведено скінченно-елементну апроксимацію побудованої математичної моделі шляхом застосування методу зважених неув'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна, внаслідок чого задачу аналізу хвильових процесів зведено до розв'язання задачі Коші для нелінійної системи звичайних диференціальних рівнянь.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблені у дисертаційній роботі математичні моделі, розрахункові алгоритми і комп'ютерні програми для проведення досліджень динамічних процесів, що виникають під час вивільнення прихопленої колони труб, мають практичну цінність у галузі нафтогазового машинобудування і дають можливість значно

підвищити точність визначення експлуатаційних навантажень, оцінки міцності, прогнозування довговічності і залишкового ресурсу відповідальних деталей і вузлів бурових установок і пристроїв ударної дії для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб.

Запропоновані автором нові технічні рішення гідравлічного ударного механізму і пристрою для ліквідації прихоплення колони труб дають можливість значно підвищити ефективність проведення ремонтно-відновлювальних робіт на свердловинах за рахунок забезпечення можливості нанесення ударних навантажень по прихопленій колоні труб не лише вгору, а й вниз та в обертальному напрямі.

Розроблена «Методика розрахунку динамічних процесів в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб» пройшла промислові випробування на підприємстві ТОВ «Карпатська бурова компанія» (Івано-Франківська область, Коломийський район, село Сопів) під час проведення геологорозвідувальних робіт на Добрівлянському родовищі (свердловина №5-Добрівлянська).

Особистий внесок здобувача:

Основні науково-практичні результати досліджень, наведені у дисертації, отримані автором особисто. У спільних наукових роботах авторові належать:

- математична модель динамічних процесів у підймальній системі бурових установок з урахуванням сумісної роботи електромеханічного приводу й ударного пристрою для вивільнення прихоплених колон труб;
- результати досліджень впливу параметрів пристрою ударної дії і колони бурильних труб на динамічні зусилля в елементах механічної системи бурової установки;
- результати досліджень впливу параметрів бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб;
- математична модель для визначення швидкісних характеристик дизельного двигуна з турбонаддувом в неусталеному режимі роботи;

- математична модель хвильових процесів у прихопленій колоні з урахуванням розсіювання енергії у матеріалі і взаємодії труб зі стінкою свердловини та з промивальною рідиною;

- скінченно-елементне представлення рівнянь, що описують хвильові процеси в прихопленій у свердловині колоні труб;

- результати дослідження впливу параметрів механічної системи на поширення поздовжніх хвиль у колоні труб;

- методика та результати експериментальних досліджень хвильових процесів у колоні труб, оснащених ударним механізмом, на фізичній моделі;

- запропоновані технічні рішення пристроїв для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб;

Постановка завдань дослідження, аналіз результатів і формулювання висновків здійснено спільно з науковим керівником.

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися і обговорювалися на науково-технічних конференціях та симпозіумах:

- 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (2007 р.);

- 13-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (2017 р.);

- XVII Міжнародна науково-технічна конференція: «Вібрації в техніці та технологіях» (Львів, 2018 р.);

- Konferencja «XXXVII Jesienna Szkoła Tribologiczna» (2018 р., Ольштин-Рин, Польща).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на розширеному засіданні кафедри «Опір матеріалів та будівельна механіка» Національного університету «Львівська політехніка».

Публікації. У 13 наукових публікаціях [54, 128, 129, 159-167, 190] повністю відображені основні результати дисертації, з них 5 публікацій [54, 159, 160, 165, 166] – у наукових фахових виданнях України (з яких 1 –

одноосібна [54]); 1 стаття [190] – у науковому періодичному виданні іншої держави, яке включено до міжнародних наукометричних баз; 2 статті [162, 164] – у інших виданнях України; 3 праці [161, 163, 167] – у матеріалах конференцій та симпозіумів; одержано 2 деклараційні патенти України на корисні моделі [128, 129].

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел із 207 найменувань і додатків. Загальний обсяг роботи становить 210 сторінок і містить 58 рисунків, 12 таблиць і 3 додатки.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ БУРОВИХ УСТАНОВОК ПІД ЧАС ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ У СВЕРДЛОВИНІ КОЛОНИ ТРУБ

1.1. Основні тенденції удосконалення пристроїв ударної або вібраційної дії для вивільнення прихопленої колони труб

Буріння нафто-газової або геологорозвідувальної свердловини – це надзвичайно трудомісткий технологічний процес, який часто ускладнюється у зв'язку з невизначеністю гірничо-геологічних умов [133, 145]. Навіть при застосуванні досконалої технології буріння виникають непередбачувані обставини, коли в тій чи іншій частині геологічного розрізу його реальні фізичні характеристики не відповідають прийнятим на стадії планування технологічного процесу. В результаті порушується нормальний режим поглиблення свердловини, що може призводити до аварій або ускладнень, які знижують продуктивність та підвищують собівартість бурових робіт. Аналіз розповсюджених видів аварій, що виникають під час геологорозвідувального буріння, показує, що на долю обривів і прихоплень колон бурильних або обсадних труб припадає близько 70% усіх аварій [11, 15, 28,36, 41, 43, 62, 80, 105, 117, 118, 136, 151, 156, 180, 184].

Під аварією в бурінні розуміють порушення технологічного процесу спорудження свердловини, пов'язане із втратою рухомості колони труб або її поломкою із залишенням у свердловині елементів колони чи інших предметів і інструментів, добування яких потребує проведення спеціальних ремонтно-відновлювальних робіт [19, 29, 37, 48, 56, 98, 106, 108, 147, 176]. Небезпека виникнення таких аварій зростає із збільшенням глибини буріння свердловин і, відповідно, підвищенням тиску – як гідростатичного, так і пластового. За статистичними даними, якщо в Україні щорічно на 1000 метрів поглиблення свердловин в інтервалі глибин 0-2500 метрів припадає 1,5-2% аварій, то на глибинах понад 5000 метрів – близько 50% аварій.

Майже третина прихоплень колон труб у глибоких свердловинах ліквідується бурінням нового стовбура. Часові затрати на ліквідацію прихоплення колони труб у порівнянні з загальним часом спорудження свердловини можуть бути значними.

Причини виникнення аварій у свердловинах, їх класифікації ґрунтовно висвітлені у працях М. Я. Берковича, В. О. Белорусова, А. К. Вєтрова, М. А. Дудлі, А. В. Коломойця, П. М. Люкшина, М. А. Мислюка, В. А. Никишина, І. С. Польшакова, І. П. Пустовойтенка, І. Й. Рибчича, А. К. Самооя, З. А. Сахарова, А. П. Сельващюка, І. А. Серенка, О. Я. Третьяка, Н. С. Усачова, Б. М. Хахаєва, І. Є. Шевченка, Яня Тайніна, Р. С. Яремійчука та ін.

До основних різновидностей прихоплення колон бурильних труб відносяться наступні [5, 26, 53, 82, 89, 111, 143].

1. Прихоплення колони труб до стінок свердловини під дією перепаду тиску. Аварії цієї групи прихоплень виникають під дією перепаду між гідравлічним і пластовим тиском. При цьому бурильна колона під дією надлишкового тиску притискається до стінки свердловини і, за наявності на ній глинистої кірки, труби вдавлюються в неї, а сили тертя в той час, значно збільшившись, припиняють переміщення колони ввєрх або вниз. Труби прилипають до стінки свердловини в інтервалах залягання пористих порід.

2. Заклинювання колон труб. Ця група прихоплень найпоширеніша під час буріння свердловин глибиною понад 3000 м. Заклинювання колони труб відбувається у звужених інтервалах стовбура і жолобоподібних спрацюваннях. До заклинювання колон труб також призводить попадання у свердловину сторонніх предметів і осідання шламу. Здебільшого відбувається заклинювання долота і елементів бурильної колони, діаметр яких є більшим від діаметра замків бурильних труб (забійні двигуни, калібратори, центратори тощо). Аварії ускладнюються під час заклинювання колони у зонах різкої зміни азимута або набору кривизни.

3. Прихоплення бурильної колони обваленими фрагментами. Під час буріння стовбур свердловини втрачає стійкість, що пояснюється зміною

напруженого стану порід, яка може залежати від геологічних чинників і технології спорудження свердловини.

4. Прихоплення бурильної колони сальником. Такі захоплення спостерігаються під час буріння у глинистих породах, здатних поглинати рідину з утворенням товстої глинистої кірки на стінках свердловини. Утворенню сальників сприяє низка чинників:

- 1) забрудненість стовбура свердловини глинистими та іншими дрібними частинками порід;
- 2) незадовільна швидкість руху вихідного потоку бурового розчину;
- 3) застосування для буріння свердловин бурового розчину з незадовільними параметрами – висока в'язкість, липкість, густина;
- 4) погане очищення площі перерізу стовбура в інтервалі зміни діаметра або в зоні каверни.

В геологорозвідувальній і нафтогазовидобувній практиці нерідко зустрічаються й захоплення колони обсадних труб.

Добір ефективного методу усунення захоплення значною мірою залежить від економічних чинників і термінів ліквідації аварії, при цьому слід орієнтуватися на можливі найкоротші терміни і мінімальні затратувані кошти.

Методи ліквідації захоплення [20, 25, 35, 52, 67, 87, 96, 100, 110-112, 119, 120, 124, 131, 132, 137, 138, 146, 170, 177, 184,] ґрунтуються на застосуванні фізико-хімічних, гідравлічних і механічних дій на зону захоплення, або їх комбінації. Деякі обмеження на добір можливих методів накладає відсутність або наявність циркуляції бурового розчину. Найпростішими вважаються ті, які не потребують відгвинчування вільної частини колони, розташованої над зоною захоплення, і опускання у свердловину спеціального пристрою.

З огляду на різноманітну природу сил, що утримують колону труб, для ліквідації захоплення пропонується використовувати такі методи:

– фізико-хімічні – пов’язані із закачуванням у зону прихоплення порцій спеціальних рідин, які по-іншому називають ваннами. Вони послаблюють або повністю усувають утримувальну силу шляхом хімічного розчинення чи розріднення суміші вибуреної породи і промивальної рідини, зменшують сили тертя та інші сили взаємодії колони труб зі стінкою свердловини;

– гідравлічні – ґрунтуються на зміні гідравлічного тиску в зоні прихоплення шляхом регулювання його гідростатичної складової, або створення гідравлічних імпульсів і хвиль у стовпі бурового розчину (в трубах і затрубному просторі);

– механічні – ґрунтуються на створенні квазістатичних (розгойдування інструмента і відбивання ротором), вібраційних або ударних навантажень бурильної колони, що передаються у зону прихоплення. Причому, розгойдування інструмента і відбивання колони труб ротором не вважають самостійним методом;

– комбіновані – ґрунтуються на сумісному застосуванні фізико-хімічних, гідравлічних і механічних методів дії на зону прихоплення.

На рис. 1.1 наведено алгоритм дій, що рекомендуються для ліквідації прихоплень.

У працях [58, 66, 99, 143] пропонується добирати методи ліквідації прихоплень із застосуванням теорії статистичних рішень. На практиці найраціональніше рішення щодо ліквідації складної аварії виникає в результаті колективного аналізу причин її виникнення і практики проведення бурових робіт у даному районі.

Зазначимо, що методи ліквідації прихоплень із застосуванням ударних механізмів, гідроімпульсний та імпульсно-хвильовий забезпечують досягнення відразу кількох результатів дії на зону прихоплення [35, 52]. Зокрема, наслідком застосування ударних механізмів є механічне руйнування зони прихоплення і деяке зменшення коефіцієнта тертя в зоні контакту. Під час реалізації гідроімпульсного методу відбувається збудження пружних хвиль деформацій колони і розмив зони її контакту зі стінкою свердловини.

Гідроімпульсний метод призначений для вивільнення колони труб, заблокованої у свердловині внаслідок прилипання під дією перепаду тиску, прихоплення сальником, заклинювання в жолопоподібному спрацюванні і заклинюванні колони уламками твердих тіл. Метод ґрунтується на збудженні хвилі розвантаження, шляхом різкого зняття попередньо створених напружень розтягу в матеріалі труб і напружень стиску в промивальній рідині [171].



Рисунок 1.1 – Класифікація методів ліквідації прихоплення за черговістю їх виконання

Імпульсно-хвильовий метод ліквідації прихоплень ґрунтується на передачі колоні труб імпульсного навантаження та формуванні у ній позовжньої хвилі пружних деформацій, яка передається до прихопленої ділянки і вивільняє колону [110, 125, 126]. Для цього застосовують спеціальний пристрій, обладнаний лінійним імпульсним двигуном.

Ліквідація прихоплення бурильної колони торпедами з детонуючого шнура полягає у «струшуванні» колони вибухом [87, 100]. Під час вибуху торпеди навпроти зони прихоплення ударна хвиля сприяє відриву труб від стінки свердловини або від сальника.

Ліквідація прихоплення за допомогою ударних механізмів (ГУМ, ВУК, УЛП та ін.) набула широкого застосування у випадках заклинювання колони або сальникоутворення [2, 4, 27, 30, 49, 59, 60, 61, 77, 92, 139, 142]. В процесі застосування яса у зоні заклинювання руйнується зв'язок між прихопленою частиною колони і стовбуром свердловини. Широкого застосування набули гідравлічний ударний механізм (ГУМ) і ударно-вібраційний пристрій (ВУК). Застосовують ударні механізми тоді, коли методи ліквідації прихоплення без роз'єднання бурильної колони (гідроімпульсний, встановленням ванн, торпедуванням) не дають належного результату.

Ударні механізми, згідно з прийнятою класифікацією [3, 60, 62], розрізняють за такими ознаками:

- 1) ударні механізми з вільним бойком та з бойком, що жорстко зв'язаний з приєднаною масою – колоною труб;
- 2) ударні механізми разової дії – яси та ударні механізми безперервної дії – вібратори;
- 3) ударні механізми, вмонтовані у бурильну колону, і звичайні.

Яси із приєднаною масою здебільшого забезпечуються замковим пристроєм, який дає можливість позовжньо деформувати колону в межах пружних деформацій при заданому положенні бойка, а потім різко звільнити бойок, завдяки чому він ударяє по ковадлу. Бойок разом із приєднаною

масою розганяється за рахунок перетворення потенціальної енергії пружно-деформованої колони у кінетичну енергію.

Робота ударного механізму значною мірою залежить від швидкості удару. Найбільш ефективними у роботі є ударні механізми з замковим пристроєм, швидкість удару яких визначається швидкістю піднімання ударної маси буровою лебідкою.

Ударні механізми вітчизняного і зарубіжного виробництва реалізовані у вигляді різноманітних конструктивних рішень, таких як ударний механізм з вільним бойком разової дії (азотний яс), ударний механізм з вільним бойком багаторазової дії (гідро- або пневмовібратор), ударно-вібраційний механізм багаторазової дії з приєднаною до бойка масою, ударний яс з замковим пристроєм, гідравлічний ударний механізм тощо [60, 62, 72, 111, 131, 137, 143].

Найчисленнішу групу ударних механізмів для ліквідації прихоплень під час буріння нафтових і газових свердловин становлять механізми з механічними або гідравлічними замковими пристроями. Основні напрями удосконалення таких механізмів полягають у раціональному доборі маси і ходу бойка, сили спрацювання замкових пристроїв, забезпеченні одночасної передачі до прихопленої частини колони труб осьових і обертальних динамічних навантажень, а також раціональних режимів сумісної роботи привідної системи бурової установки і механізмів ударної дії. Наукові пошуки з підвищення ефективності ліквідацій аварій в бурінні необхідно проводити на основі всебічного аналізу динамічних процесів, що виникають в аварійних режимах експлуатації бурових установок.

1.2. Аналіз відомих досліджень у галузі динаміки бурових установок в експлуатаційних та аварійних режимах роботи

У нинішній час дослідженням динаміки механізмів і машин приділяється велика увага, оскільки наукові розробки в даній галузі складають теоретичну базу оптимального проектування. Вказані дослідження скерову-

ються на зменшення динамічних навантажень у привідних механізмах та несучих конструкціях, зменшення віброактивності машин та їхніх елементів, прогнозування ресурсу деталей і вузлів, забезпечення стійкості експлуатаційних режимів, вдосконалення систем керування машинних агрегатів. Особливе місце у цих дослідженнях відводиться вивченню коливальних явищ, зумовлених несталістю рушійних сил і сил корисного опору, нелінійністю пружних та інерційних характеристик ланок, незрівноваженістю обертових елементів, похибками виготовлення і монтажу окремих деталей і вузлів. Розв'язанню широкого кола теоретичних і прикладних задач динаміки механізмів і машин присвячено праці А. П. Бессонова, В. Л. Бідермана, В. В. Болотіна, М. В. Василенка, В. Л. Вейца, Д. П. Волкова, Й. І. Вульфсона, О. О. Горошка, В. І. Гуляєва, Ф. К. Іванченка, А. П. Зіньковського, А. Є. Кобринського, С. М. Кожевнікова, М. З. Коловського, М. С. Комарова, В. О. Кононенка, І. В. Кузьо, О. С. Лимарченка, Г. І. Львова, С. А. Панкратова, Г. С. Писаренка, В. А. Светлицького, Б. І. Сокола, В. П. Терских, С. П. Тимошенко, А. П. Філіппова, О. М. Шупікова та багатьох інших авторів.

Важливим етапом дослідження є еквівалентне представлення машинного агрегату спрощеною механічною системою, яку прийнято називати розрахунковою моделю або розрахунковою схемою. В науковій та інженерній практиці знайшли широке застосування дискретні (зі скінченим числом ступенів вільності), а також континуальні та континуально-дискретні (з нескінченим числом ступенів вільності) розрахункові моделі машин та їх елементів [10, 16, 21, 22, 31, 33, 34, 44, 45, 51, 76, 81, 83, 88, 127, 130, 150, 152, 153, 157, 173, 175, 179, 183]. Суттєвою перевагою дискретних розрахункових моделей є те, що їх рух описується звичайними диференціальними рівняннями, математична теорія яких у достатній мірі розроблена. Це значно спрощує аналіз коливальних процесів у машинних агрегатах. Однак, для механізмів і машин, що мають ланки з яскраво вираженими розподіленими параметрами (довгі валопроводи, підіймальні канати, вітки конвейєрів, стріли, щогли, несні ферми та ін.) доцільно

застосовувати континуально-дискретні розрахункові моделі, оскільки хвильові явища в ланках великих розмірів суттєво впливають на динаміку механічних систем. Рух таких розрахункових моделей описується сукупністю звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь з частинними похідними, що значно ускладнює дослідження, особливо, за наявності нелінійних чинників. Незважаючи на це, вказаний підхід сприяє суттєвому підвищенню точності розрахунку динамічних процесів, а в деяких випадках є єдино можливим у розв'язанні актуальних задач динаміки машин.

Пошуки спеціалістів у галузі динаміки машинних агрегатів скеровуються як у напрямі побудови високоточних і, в той же час, раціональних математичних моделей механічних систем, так і в напрямі ефективної числової реалізації цих моделей з метою ґрунтовного аналізу динамічних процесів. У зв'язку з надзвичайною різноманітністю сучасних машин та їх експлуатаційних режимів розвиваються тенденції до розробки методів динамічного розрахунку технічних об'єктів, що утворюють певні класи [14, 46, 64, 65, 71, 73, 79, 101, 140, 141]. Це дає можливість з достатньою повнотою врахувати властивості механічної системи, включаючи її структуру, характеристики та взаємодію окремих ланок, закономірності зміни рушійних сил і технологічних навантажень. Подальший розвиток теорії, розробка узагальнених алгоритмів розрахунку та всебічні дослідження динамічних процесів залишаються необхідною умовою раціонального проектування та ефективної експлуатації машинних агрегатів.

Сучасні бурові установки – це складні комплекси обладнання і споруд, які суттєво розрізняються як за конструктивним виконанням, так і за технічними характеристиками. У відповідності до існуючого стандарту, що діє на території України та інших країн СНД, установки для експлуатаційного і глибокого буріння нафтових і газових свердловин за своїми параметрами діляться на 11 класів [25, 184]. Відомості про конструкції бурових установок достатньо висвітлено в літературі [2, 24, 27, 28, 60, 72, 77]. Найширше застосування у нафтогазовидобувній

промисловості знайшли установки Уралмаш 3Д-76 та Уралмаш 4Э-76. На їх базі створено модернізовані бурові комплекси БУ4000Д-1 і БУ4000Э-1.

За функціональним призначенням можна виділити такі основні системи бурових установок: підймальна, яка використовується для опускання у свердловину та піднімання колони труб; обертальна (система ротора), що приводить в обертальний рух виконавчий орган в процесі буріння свердловини; циркуляційна, за допомогою якої здійснюється промивання свердловини від розбуреної породи шляхом примусової циркуляції розчину. Силові агрегати установок обладнують як дизельними, так і електричними двигунами. У деяких випадках для покращення механічних характеристик дизельного приводу передача руху від двигунів внутрішнього згорання до виконавчого органу здійснюється через гідродинамічні передачі. В бурових установках з електроприводом використовують синхронні і асинхронні двигуни змінного струму, а також двигуни постійного струму. Синхронні двигуни здебільшого застосовують разом з електромагнітними муфтами ковзання, що дає можливість пом'якшити механічну характеристику приводу.

Для проведення пошуково-розвідувальних робіт переважно використовують установки з дизельним приводом у зв'язку з їх автономністю. Разом з тим, число бурових установок з електроприводом безперервно зростає, що пояснюється їх економічністю, високою продуктивністю, можливістю автоматизації технологічних процесів.

Дослідженням динаміки бурових установок приділяється значна увага у зв'язку з відповідальністю бурової техніки, екстремальними умовами її експлуатації, динамічним характером навантажень привідних систем і несучих металоконструкцій. Наукові розробки у даній галузі ґрунтуються на загальних методологічних принципах динаміки механізмів і машин і враховують особливості конструктивного виконання та специфіку експлуатаційних режимів нафтового обладнання. Найбільш широко питання динаміки бурових установок розглянуто у працях В. Л. Архангельського, К. І. Архипова, А. М. Ашавського, П. В. Баліцького, Г. Н. Бержеця,

С. І. Єфімченка, О. Л. Ільського, С. Г. Калініна, З. Г. Керімова, Б. В. Копея, В. О. Малащенко, С. А. Раджабова, А. А. Саїдова, А. О. Сотнікова, В. І. Тарасевича, Є. В. Харченка, В. Г. Юртаєва та інших авторів.

Значна увага спеціалістів у галузі розрахунку та конструювання бурових установок приділяється аналізу коливальних явищ у підймальній системі, що пов'язано з підвищеною навантаженістю її елементів під час виконання спуско-підймальних операцій. Велику кількість робіт присвячено теоретичному дослідженню процесів пуску [68, 69, 74, 104] і гальмування [91, 134, 182] підймальних механізмів. У ряді праць [9, 23, 50, 75, 113, 154, 155] розглянуто перехідні процеси в обертальній системі. Широко досліджується динамічна взаємодія колони бурильних труб зі свердловиною і бурового інструмента з забоєм [12, 39, 40, 107, 116, 121-123, 148]. Практичний інтерес складає визначення навантажень, що діють з боку колони на талеву систему під час буріння [6, 39, 78, 109]. Результати експериментальних досліджень динамічних процесів у бурових установках викладено у працях [18, 86].

Підвищенню точності динамічних розрахунків сприяють роботи, скеровані на визначення тих чи інших параметрів бурових установок. Тут необхідно відмітити праці [6, 7, 13, 102, 103], присвячені дослідженню механічних характеристик приводу і гальмівних пристроїв, аналізу режимів роботи оперативних муфт, дослідженню інерційних та дисипативних властивостей підймальної та обертальної систем.

Більшість досліджень з динаміки бурових установок підтверджують суттєвий вплив коливальних процесів на зусилля в елементах трансмісії, талевому канаті, колоні бурильних труб, несучих металоконструкціях. Результати, отримані в роботах [68, 70, 149, 158, 184], свідчать про те, що під час буріння свердловин можуть виникати резонансні явища у підймальній системі. Це призводить до передчасного спрацювання елементів бурової установки. Крім цього на умови експлуатації талевого канату і привідних

механізмів суттєво впливають динамічні процеси, зумовлені багат шаровим навиванням канату на барабан [17, 18, 86].

Удосконаленню методів дослідження динаміки, міцності та стійкості колон бурильних і обсадних труб наукові праці присвятили В. І. Гуляєв, Є. І. Крижанівський, В. М. Мойсишин, Д. Ю. Мочернюк, Г. М. Улітін, Christophe Germaу, Y. A. Khulief, K. A. Macdonald, C. Santus, Pavlos S. Stephanouab, R. W. Tucker, Ryota Wada, Peng Wang, M. Zamanian та інші.

Під час досліджень знайшли застосування як дискретні [42, 97, 182], так і континуально-дискретні [68, 69, 134, 135] розрахункові моделі. У багатьох працях колона бурильних труб розглядається як пружна ланка з розподіленими параметрами. Такий підхід слід визнати обгрунтованим, оскільки довжина колони сучасних бурових установок досягає кількох тисяч метрів, а її маса – сотень тон. Тому природньо, що хвильові явища в бурильній колоні суттєво впливають на основні характеристики динамічних процесів. Привід бурової установки здебільшого розглядають як абсолютно жорстку масу. Для наближених оцінок динамічних навантажень у колоні, талевому канаті і конструкції вишки таке припущення є сприйнятливим. Однак, для дослідження динаміки трансмісії і аналізу віброактивності силових агрегатів необхідно привідну систему розглядати більш детально. Це пояснюється неоднаковим впливом коливальних явищ на навантаження окремих ланок механізмів, що підтверджується експериментально [32, 38, 47, 63, 144].

Маса талевого каната, а також моменти інерції блоків поліспасти, здебільшого, не враховуються. Уточнені дослідження талевого механізму [86] засвідчили, що динамічні навантаження між вітками канату розподіляються не рівномірно. Із збільшенням маси колони розбіжність цих навантажень зменшується. Тому, розглядаючи піднімання колони великої довжини, не доцільно детально подавати талевий механізм на розрахунковій моделі. У дослідженнях навантаженості несучих металоконструкцій виникає

необхідність урахування податливості бурових вишок та основи [68, 158, 182]. Вплив зазороутворення у кінематичних ланцюгах бурових установок на динамічні явища та навантаження відповідальних елементів розглядається у працях [172, 181].

Під час проведення аналізу перехідних режимів роботи бурових установок використовують залежності рушійних сил від часу [55]. За допомогою часових функцій задають також гальмівний момент [91, 182]. У деяких працях [84, 85, 90, 135, 174] використовуються вирази моменту двигуна як функції швидкості. Подальший розвиток математичного моделювання динамічних процесів у машинних агрегатах бурових установок необхідно здійснювати на основі використання уточнених континуально-дискретних розрахункових моделей і урахування динамічних властивостей привідних двигунів, оперативних муфт, систем керування, а також факторів, що визначають технологічні навантаження.

Проектування бурових установок необхідно здійснювати з врахуванням особливостей їх роботи в аварійних режимах, які виникають унаслідок раптового прихоплення, або під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. Для усунення вказаних аварій широко використовують ударні і ударно-вібраційні механізми, застосовують гідро-імпульсний та імпульсно-хвильовий способи [1, 8, 9, 48, 57, 59, 66, 95, 114, 115, 131, 168, 169, 185], у результаті чого елементи підіймальної системи сприймають інтенсивні динамічні навантаження. Оскільки прихват колони труб є найбільш поширеним і найтяжчим видом аварій на буровому комплексі, розробка ефективних технічних засобів для вивільнення колони і обґрунтування їх експлуатаційних режимів складає важливу для геологорозвідувальної і нафтогазовидобувної промисловості проблему.

Бурові установки комплектують щогловими (А-подібними) і баштовими вишками. Для буріння свердловин на глибину до 3000 м переважно використовують вишки щоглового типу; якщо глибина буріння складає 3000-5000 м, – як щоглові, так і баштові; для буріння на глибину

понад 5000 м – баштові. Висотні споруди щоглового типу мають нижчу матеріаломісткість, кращу транспортабельність і монтажну придатність. Баштові вишки характеризуються більшою жорсткістю та стійкістю. Однак, вони дорожчі у виготовленні, порівняно зі щогловими. Складнішими є транспортування баштових вишок та їх монтаж.

Висотні споруди бурових установок повинні мати достатню міцність, стійкість, високу надійність. З іншого боку, надмірна вага і значні габарити вишок спричиняють певні труднощі їх експлуатації, роблять конструкції дорожчими, тому підвищення точності розрахунку бурових вишок з урахуванням особливостей їх навантаженості під час буріння свердловин має важливе практичне значення.

Під час прихоплення колони труб у свердловині або в процесі її вивільнення мають місце аварійні режими роботи бурових установок. Для ліквідації прихоплень широко застосовують імпульсно-хвильовий спосіб динамічної дії на колону бурильних труб, або сумісну дію на неї приводу і ударних механізмів. Це викликає появу значних динамічних навантажень елементів бурової установки, які можуть передчасно виводити з ладу несівні конструкції, талеву систему, елементи приводу, колону бурильних труб тощо. Оскільки прихоплення колони бурильних труб є найважчим і найпоширенішим видом аварій в бурінні, важливою проблемою для нафтогазовидобувної промисловості є удосконалення методів динамічного розрахунку та обґрунтування аварійних режимів роботи бурової техніки.

Особлива увага приділяється дослідженням міцності, стійкості і коливань колон бурильних труб [93, 94, 178, 191, 192], довжини яких нерідко перевищують 6000 м, а іноді й 10000 м. Широко вивчається статична і динамічна взаємодія колони із свердловиною [198, 201], а також взаємодія бурового інструмента з вибоєм [189, 192, 207]. Аналізується вплив викривлення колони на напружений стан бурильних і обсадних труб, а також на сили тертя колони об стінку свердловини [198, 201]. Досліджується

міцність і надійність різьбових з'єднань бурильних та обсадних труб [195, 197].

У статті [191] побудовано динамічну модель просторових коливань бурильної колони із застосуванням методу скінченних елементів. Компоненти колони (бурильні труби, муфти, замки) розглядаються як низка скінченних елементів, кожен з яких має 12 ступенів вільності. Модель враховує гіроскопічні ефекти, взаємозв'язок сил інерції, що проявляються при крученні та при згині, а також дію сил гравітації. Проведено модальний аналіз колони бурильних труб і проілюстровано особливості протікання вільних коливань у часі. Взаємодія колони зі стінкою свердловини в роботі не розглядається. Аналогічна математична модель для дослідження вимушених коливань і автоколивань бурильної колони викладена у статті [192]. Проведені дослідження автоколивальних процесів, збуджуваних взаємодією бурового долота з вибоєм.

У фундаментальній праці [201] запропоновано інтегровану математичну модель просторових коливань колони бурильних труб для проведення аналізу динамічних явищ, які реально проявляються на технічних об'єктах нафтогазової промисловості. Для запису рівнянь руху застосовано 6 неперервних і, в той же час, незалежних ступенів вільності поперечних перерізів, що дало можливість описати поздовжні, крутильні та поперечні коливання колони як у прямолінійній, так і в просторово викривленій свердловині. Взаємодія бурового інструмента з вибоєм описана за допомогою нелінійної характеристики сухого тертя. Математичну модель застосовано для дослідження динамічної стійкості колони бурильних труб у вертикальній свердловині з урахуванням дії осьових, кутових і поперечних збуджень.

У праці [207] на основі застосування дискретної розрахункової моделі з трьома ступенями вільності досліджуються обертальні і поступальні коливання обваженого низу колони бурильних труб, а також обертальні коливання стола ротора. Вивчаються особливості взаємодії долота з вибоєм,

взаємозв'язок між обертальними і поступальними коливаннями обважненої частини колони, а також демпфування коливань за рахунок взаємодії колони з промивальною рідиною і за рахунок застосування активної системи віброізоляції. Показано, що шляхом підсилення демпфування буровим розчином і раціонального добору коефіцієнтів активного демпфування можна забезпечити ефективний режим буріння і зменшити амплітуди вібрацій стола ротора.

Дослідження автоколивальних явищ у колоні бурильних труб на основі континуального представлення механічної системи проведені у праці [189]. Крайові умови на нижньому кінці колони побудовані з урахуванням особливостей процесів різання і властивостей фрикційного контакту долота з вибоєм. Сили, які сприймає в процесі роботи буровий інструмент, збуджують у колоні взаємопов'язані поздовжні і крутильні коливання. Дискретизація рівнянь у частинних похідних, що описують динамічні процеси, виконується із застосуванням методу скінченних елементів. Проведено порівняльний аналіз розрахункових результатів з результатами, одержаними із застосуванням спрощених динамічних моделей зі скінченним числом ступенів вільності. З'ясовано, що фрикційні коливання механічної системи відбуваються на власних частотах колони бурильних труб, відмінних від основної.

У праці [196] наводиться деяке узагальнення популярних методів математичного моделювання поздовжніх, поперечних і крутильних коливань бурильної колони. Аналізуються моделі тертя між долотом і вибоєм. Наводяться приклади математичних моделей крутильних і поздовжніх коливань колони з урахуванням взаємодії бурильних труб зі свердловиною силами в'язкого тертя.

Взаємодія колони насосно-компресорних труб підземного сховища газу зі стінкою свердловини силами сухого тертя детально відображена у математичній моделі коливальних процесів у праці [198]. Дана модель ґрунтується на застосуванні методу скінченних елементів і враховує незначне

просторове викривлення осі свердловини. Колона труб розглядається як стрижень, що має у недеформованому стані прямолінійну, а в робочому стані – дещо викривлену вісь у зв'язку з криволінійністю осі свердловини. Елементарні ділянки насосно-компресорних труб під дією внутрішніх сил можуть переміщуватися у поперечних напрямках зі співвісного зі свердловиною положення лише в межах зазору між обсадними і насосно-компресорними трубами. Внаслідок дотику насосно-компресорної труби до обсадної з'являється пружний контакт, у якому виникають нормальні сили та сили сухого тертя.

Проектування бурових установок необхідно здійснювати з урахуванням особливостей їх роботи в аварійних режимах, які виникають унаслідок раптового прихоплення, або під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. Для усунення вказаних аварій широко використовують ударні і ударно-вібраційні механізми, застосовують гідро-імпульсний та імпульсно-хвильовий способи, у результаті чого елементи підіймальної системи сприймають інтенсивні динамічні навантаження. Оскільки прихоплення колони труб є найбільш поширеним і найтяжчим видом аварій на буровому комплексі, розробка ефективних технічних засобів для вивільнення колони і обґрунтування їх експлуатаційних режимів становить важливу для геологорозвідувальної і нафтогазовидобувної промисловості проблему.

Аналіз хвильових явищ, що виникають в колоні бурильних труб в процесі експлуатації, безпосередньо пов'язаний з дослідженням розв'язків рівнянь у частинних похідних гіперболічного типу. У книзі [188] розглядається загальний підхід до математичного моделювання і чисельного аналізу динамічних явищ у гіперболічних мережах, які у загальному випадку складаються з компонентів, вбудованих у 3D-систему, деформування якої здійснюється за рахунок поширення хвиль уздовж згаданих компонентів. Прикладами гіперболічних мереж можуть бути мостові конструкції, каркасні споруди, колони бурильних труб, а також вуглецеві нанотрубки, судинні

стентові системи, магістральні транспортні системи, інформаційні мережі тощо. Структуру гіперболічної мережі відтворює топологічний граф. Аналіз динамічних процесів у гіперболічних мережах зводиться до розв'язання систем нелінійних хвильових рівнянь за достатньо складних крайових умов. Для цього застосовують як аналітичні, так і чисельні методи математичного аналізу, зокрема, метод скінченних різниць, а також метод скінченних елементів.

В рамках застосування загальних теоретичних підходів, у статті [193] проведено дослідження резонансних коливань пружного стрижня, що перебуває під дією гармонічного навантаження, з урахуванням релаксаційних властивостей матеріалу, а також опору навколишнього середовища. Диференціальні рівняння руху стрижня одержані із застосуванням реологічних моделей Кельвіна-Фойхта (Kelvin, Voigt) та Максвелла (Maxwell) [187]. Із застосуванням чисельних методів з'ясовано вплив релаксаційних характеристик матеріалу, а також параметрів навколишнього середовища на характер резонансних коливань системи.

У праці [194] із застосуванням комплексної теорії збурень розроблено скінченно-різницеvu ейлерову модель нелінійних поздовжніх хвиль у кінцевих пружних стрижнях. Показано, що чисельна реалізація запропонованої моделі дає можливість з достатньою точністю відтворювати еволюцію хвильових процесів і ударних явищ та відобразити характерні нелінійні властивості коливної системи.

У статті [202] розглядаються хвильові явища у колоні бурильних труб, які можуть бути викликані поздовжнім ударом колони об дно свердловини під час її опускання або підскакуванням долота у вибої в процесі буріння. Вивчаються власні значення і власні функції механічної системи. Проводиться оцінка напружень, які виникають в бурильних трубах внаслідок поздовжнього удару.

Результати експериментальних і теоретичних досліджень поздовжніх коливань бурильної колони довжиною 8000 м з компенсатором під час

буріння свердловини на шельфі розглядаються у праці [203]. Математична модель побудована з урахуванням в'язкого тертя в матеріалі труб. Відзначається істотний вплив компенсатора на частоти коливальних процесів в колоні під час експлуатації.

У праці [204] проведені дослідження процесу перенесення навантаження від бурильної колони на долото шляхом збудження поздовжніх і крутильних вібрацій колони. Побудована математична модель коливальних явищ, яка реалізована за допомогою методу скінченних різниць. Результати моделювання показали, що застосування вібрацій для перенесення навантаження дає можливість уникнути прилипання інструмента у забої та забезпечити плавний процес буріння свердловини. Серед розглянутих способів збудження коливань найбільший ефект щодо зменшення тертя і стабілізації роботи інструмента одержано для випадку застосування осьової вібрації нижньої частини колони.

У статті [186] із застосуванням континуальних розрахункових моделей бурильних колон проведені дослідження їх поздовжніх і крутильних коливань, зв'язаних між собою через взаємодію долота з вибоєм. Встановлено мінімальне число параметрів, що характеризують лінеаризовану аксіально-крутильну динаміку колони, як системи з розподіленими параметрами. У безрозмірних величинах побудовано карти стійкості, які охоплюють широкий спектр реальних параметрів досліджуваних систем. Обґрунтовуються рекомендації щодо забезпечення стійкості руху бурильних колон, які становлять практичний інтерес і можуть бути використані як на стадії проектування, так і на стадії експлуатації бурових установок.

Бурові розчини переважно відносяться до в'язкопластичних рідин, реологічні характеристики яких описують за допомогою різноманітних моделей [200, 205, 206]. Під час проведення досліджень вважається, що промивальна рідина підпорядковується рівнянню Бінгама (Bingham) [199], внаслідок чого на колону з боку рідини діють сили як в'язкого, так і сухого тертя.

Отже, проблеми динаміки та міцності колон бурильних труб становлять достатньо велику область наукових досліджень і привертають увагу багатьох учених і наукових колективів. Незважаючи на те, що у цій галузі проведено значні обсяги науково-дослідних робіт, взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини потребує подальшого вивчення, а методи математичного моделювання коливань зануреної у свердловину колони труб – удосконалення і уточнення.

1.3. Постановка завдань дослідження

Буріння нафтогазових свердловин є важливим і складним процесом, під час виконання якого можуть виникати різного роду аварії. Найбільш поширеними та важкими серед них є прихоплення колони бурильних труб. Для ліквідації прихоплень широко застосовують гідравлічні ударні механізми.

Ефективність ліквідації прихоплень колон бурильних труб суттєво залежить як від параметрів колони: довжини і площі поперечного перерізу, так і від конструктивних чинників гідравлічного ударного механізму: ходу бойка і сили спрацювання механізму. Її підвищення можна досягнути, провівши детальний аналіз динамічних процесів і підбір параметрів елементів бурової установки і гідравлічного ударного механізму.

Теоретичні й експериментальні дослідження, направлені на розв'язання цієї проблеми, є актуальними і перспективними.

У дисертаційній роботі *ставиться за мету* удосконалення методології аналізу динамічних процесів у механічних системах бурових установок, що виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб, на основі застосування узагальненої континуально-дискретної розрахункової моделі та урахування динамічних властивостей двигунів і особливостей сумісної роботи підіймальної системи установки і спеціального пристрою ударної дії.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації таких завдань:

– розробити математичну модель і алгоритм розрахунку динамічних процесів, що виникають у підймальній системі бурових установок під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних або обсадних труб з урахуванням сумісного функціонування привідної системи і пристрою ударної дії;

– дослідити вплив конструкційних і експлуатаційних параметрів підймальної системи бурової установки і параметрів пристрою ударної дії для вивільнення прихопленої колони труб на динамічні зусилля у зазначеному пристрої, колоні, талевому канаті, металоконструкції бурової вишки;

– розробити математичну модель і алгоритм розрахунку хвильових процесів у заблокованій частині колони бурильних труб з урахуванням внутрішнього тертя у матеріалі, а також взаємодії колони зі стінкою свердловини та з в'язко-пластичною промивальною рідиною;

– дослідити вплив параметрів прихопленої колони бурильних труб, а також сил зовнішнього і внутрішнього тертя на процеси поширення поздовжніх хвиль у колоні;

– опрацювати методику і провести експериментальні дослідження динамічних процесів, збуджуваних у колоні бурильних труб ударними навантаженнями, з метою перевірки результатів математичного моделювання і оцінки впливу параметрів ударного механізму та сили статичного натягу колони на динамічні зусилля, що розвиваються під час її вивільнення;

– розробити технічні рішення і практичні рекомендації, спрямовані на підвищення ефективності технологічних процесів, пов'язаних з ліквідацією аварій під час буріння свердловин.

РОЗДІЛ 2

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПІДЙІМАЛЬНІЙ СИСТЕМІ БУРОВИХ УСТАНОВОК ПІД ЧАС ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ

2.1. Математична модель динамічних процесів у підймальній системі бурових установок

Диференціальні рівняння руху механічної системи. Побудуємо математичну модель нестационарних процесів, зумовлених роботою підйимального механізму під час ліквідації аварії, на прикладі бурової установки УКБ-4П. Установку розглядаємо як континуально-дискретну механічну систему, розрахункова схема якої зображена на рис. 2.1, де J_1, J_2 – зведені до підйимального вала моменти інерції ротора двигуна з механічними передачами та барабана лебідки з приєднаними до нього частинами приводу; m_1 – зведена маса вишки, визначена з урахуванням маси кронблока; m_2 – маса крюкоблока з підвісним обладнанням, m_3 – маса бойка, $\gamma_1, \gamma_2, y_1, y_2$ – координати руху твердих тіл системи; c_B, v_B – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору металоконструкції вишки. Бурильну колону розглядаємо як однорідний прямолінійний стержень зі ступінчастою зміною поперечного перерізу. Довжини та площі поперечних перерізів ділянок, у межах котрих

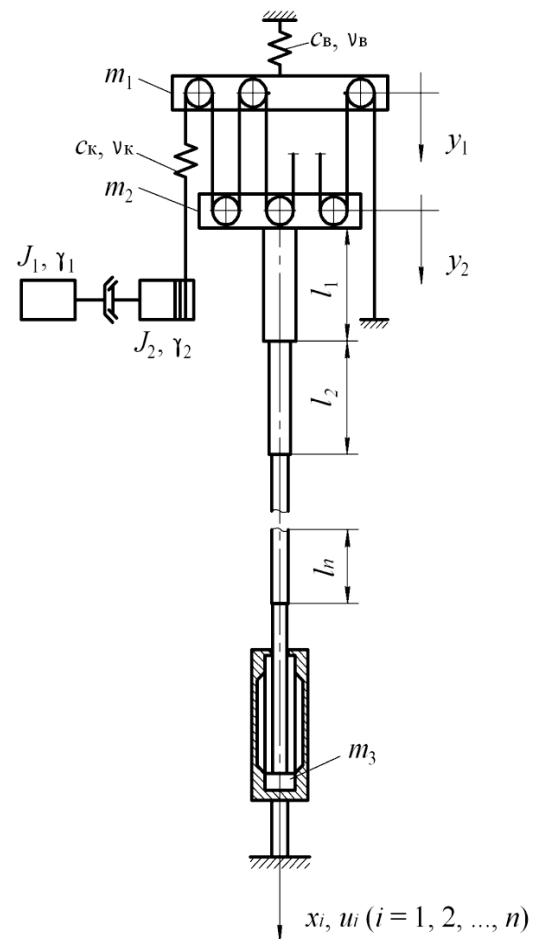


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема бурової установки з прихопленою колоною бурильних труб

пружно-інерційні характеристики стержня сталі, позначаємо як l_i, A_i ($i = 1, 2, \dots, n$). Поступальні переміщення перерізів визначаються функціями u_i , що залежать від часу і поздовжніх координат x_i з початками у верхніх крайніх перерізах ділянок.

Приймаючи до уваги, що кратність поліспасти установки мінімальна ($k = 2$), інерційністю шківів нехтуємо.

Рівняння руху елементів приводу з моментами інерції J_1 та J_2 для випадку, коли має місце буксування у фрикційному пристрої, записуємо у вигляді

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = u [M_E - M_R \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)];$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_2}{d\gamma_2} \omega_2^2 + c_k r_t (\delta_k + v_k \eta_k) = u M_R \text{sign}(\omega_1 - \omega_2);$$

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_1; \quad \frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_2, \quad (2.1)$$

де M_E – електромагнітний момент двигуна; M_R – момент тертя, що розвивається фрикційним пристроєм; ω_1, ω_2 — кутові швидкості ланок; c_k, v_k – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору каната; u – передавальне відношення від ротора двигуна до барабана лебідки; r_t – радіус навивки каната на барабан; δ_k і η_k – абсолютна деформація і швидкість абсолютної деформації каната,

$$\delta_k = \gamma_2 r_t - (k + 2) y_1 + k y_2; \quad \eta_k = \omega_2 r_t - (k + 2) v_1 + k v_2,$$

причому v_1, v_2 – швидкості руху ланок масами m_1, m_2 .

Початкові умови інтегрування рівнянь (2.1) визначаються співвідношеннями

$$\gamma_1(0) = \gamma_2(0) = \omega_2(0) = 0; \quad \omega_1(0) = \omega_0 / u, \quad (2.2)$$

де ω_0 – синхронна швидкість обертання ротора двигуна.

Якщо після вирівнювання кутових швидкостей ведучої і веденої частин привідного механізму значення моменту M_R достатнє для зчеплення елементів фрикційного пристрою, тобто, якщо виконуються умови

$$\omega_1 = \omega_2; \quad \text{abs}\left(\frac{J_1}{u} \frac{d\omega_1}{dt} - M_E\right) \leq M_R, \quad (2.3)$$

то ланки з моментами інерції J_1 та J_2 здійснюють сумісний рух, який описується рівняннями

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_\Sigma}{d\gamma} \omega^2 + r_t (c_k \delta_k + v_k \eta_k) = u M_E; \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega, \quad (2.4)$$

де J_Σ – сумарний момент інерції обертальних частин приводу; γ і ω – координата і швидкість обертання ланки, що має момент інерції J_Σ .

Коливання навантажень на елементи підйимальної системи можуть привести до того, що нерівність, яка входить до умов (2.3), порушиться. Внаслідок цього пробуксовування у фрикційному пристрої повторюється. Для моменту часу, коли припиняється або повторно виникає буксування, початкові умови інтегрування рівнянь (2.1), (2.4) визначаємо як відповідні кінематичні характеристики ланок системи наприкінці попереднього етапу руху.

Значення моменту, що розвивається фрикційним пристроєм, знаходимо за формулами

$$M_K = M_R, \text{ якщо } \omega_1 \neq \omega_2; \quad M_K = M_E - J_1 \frac{d\omega_1}{dt}, \text{ якщо } \omega_1 = \omega_2 \quad (2.5)$$

Рівняння руху кронблока і крюкоблока записуємо у вигляді

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k + 2)(c_k \delta_k + v_k \eta_k) + c_\delta y_1 + v_\delta v_1 = m_1 g;$$

$$m_2 \frac{dv_2}{dt} + k(c_k \delta_k + v_k \eta_k) - N_1(0, t) = m_2 g;$$

$$\frac{dy_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2, \quad (2.6)$$

де g – прискорення вільного падіння; $N_i(x_i, t)$ – поздовжня сила у поперечному перерізі i -тої ділянки колони.

Початкові умови, яким повинні задовільняти розв'язки рівнянь (2.6), записуємо як

$$y_1(0) = \frac{1}{c_k c_\theta k^2} \left\{ m_2 g c_k (k+2) + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_k k^2 \right\};$$

$$y_2(0) = \frac{1}{c_k c_\theta k^2} \left\{ m_2 g [c_\theta + c_k (k+2)^2] + [m_1 g + N_1(0, 0)] c_k k (k+2) \right\};$$

$$v_1(0) = v_2(0) = 0. \quad (2.7)$$

Розглядаючи піднімання підвішеної за допомогою поліспасти колони бурильних труб, значення моменту M_R задаємо у вигляді

$$M_R = M_{R0} + M_U, \quad (2.8)$$

де M_{R0} – момент, що зрівноважує сили ваги підвішених елементів системи; M_U – надлишковий момент.

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі записуємо у вигляді

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.9)$$

де a_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій; b_i – коефіцієнт лінійного опору рухові колони у свердловині; g_i – функція, за допомогою якої враховується розподілене навантаження.

Значення a_i^2 , $2b_i$, g_i визначаються співвідношеннями

$$a_i^2 = \frac{E_i}{\rho_i}; \quad 2b_i = \frac{\kappa_i}{A_i \rho_i};$$

$$g_i = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i^2 f}{\rho_0} \operatorname{abs} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \quad (2.10)$$

причому E_i , ρ_i – модуль пружності першого роду і густина матеріалу бурильних труб; ρ – густина промивальної рідини; κ_i – коефіцієнт, чисельно рівний силі, що діє на ділянку одиничної довжини під час її руху з одиничною швидкістю; α_0 – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі; f – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини; ρ_0 – усереднений радіус кривизни свердловини.

Крайові умови інтегрування рівнянь (2.9) такі. Для верхнього кінця колони (якщо $x_1=0$) повинні задовільнятися друге та четверте співвідношення (2.6), причому

$$y_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \quad (2.11)$$

На межах сусідніх ділянок колони бурильних труб крайові умови мають вигляд

$$E_i A_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x_{i+1}} = F_i, \quad u_i = u_{i+1} \quad (i=1, 2, \dots, n-1),$$

якщо $x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0;$ (2.12)

де F_i – зосереджені сили взаємодії колони з промивальною рідиною,

$$F_i = \pi \left[p_{1i}(l_i) r_{1i}^2 + p_{2i}(l_i) (r_{3i}^2 - r_{2i}^2) - p_{1, i+1}(0) r_{1, i+1}^2 - p_{2, i+1}(0) (r_{3, i+1}^2 - r_{2, i+1}^2) \right]$$

$(i=1, 2, \dots, n-1);$

$$F_n = \pi \left[p_{1n}(l_n) r_{1n}^2 - p_{2n}(l_n) r_{2n}^2 \right]. \quad (2.13)$$

Тут r_{1i} , r_{2i} – внутрішній і зовнішній радіуси поперечного перерізу бурильної колони; r_{3i} – радіус поперечного перерізу свердловини; $p_{1i}(x_i)$, $p_{2i}(x_i)$ – значення тиску всередині колони та у затрубному просторі.

Для нижнього кінця колони крайова умова змінюється під час перебігу динамічного процесу. На початковій стадії, допоки сила в нижньому крайньому перерізі колони не досягне сили тиску рідини на поршень гідравлічного механізму F_0 , переміщення нижнього кінця дорівнюють нулеві, тобто,

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0), \quad \text{якщо} \quad N_n(l_n, t) < F_0. \quad (2.14)$$

За умови, коли

$$N_n(l_n, t) = F_0, \quad (2.15)$$

наступає рівновага поршня у нижній частині гідроциліндра, а подальше зростання поздовжньої сили приводить його в рух. Практично відразу після цього поршень виходить з нижньої частини гідроциліндра і крайова умова набуває вигляду

$$m_3 \frac{\partial^2 u_n(l_n, t)}{\partial t^2} + N_n(l_n, t) = 0, \quad \text{якщо} \quad h < u_n(l_n, t) < 0. \quad (2.16)$$

Досягнувши верхнього крайнього положення, поршень фіксується у верхній частині гідроциліндра, в подальшому виконується умова

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0) - h. \quad (2.17)$$

Початкові умови, яким повинні задовільняти розв'язки рівнянь (2.9), отримуємо, розглядаючи ступінчастий стержень у рівновазі,

$$u_i(x_i, 0) = \frac{N_i(0, 0)}{E_i A_i} x_i - \frac{g_i}{2a_i^2} x_i^2 + u_i(0, 0);$$

$$\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (2.18)$$

де

$$N_i(0, 0) = \sum_{j=i}^n (A_j l_j \rho_j g_j + F_j) + m_3 g - P \quad (i=1, 2, \dots, n);$$

$$u_1(0, 0) = y_2(0);$$

$$u_i(0,0) = y_2(0) + \sum_{j=1}^{i-1} \left[\frac{N_j(0,0)l_j}{E_j A_j} - \frac{l_j^2 g_j}{2a_j^2} \right] \quad (i = 2, 3, \dots, n), \quad (2.19)$$

причому P – сила взаємодії колони з гідравлічним ударним механізмом.

Поздовжня сила у поперечному перерізі колони визначається залежністю

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (2.20)$$

Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні. Для забезпечення достатньої точності аналізу динамічних процесів детально враховуємо не лише пружно-інерційні властивості механічної системи за допомогою континуально-дискретної математичної моделі, а й характер зміни в часі рушійних сил.

Розглянемо, зокрема, особливості урахування динамічної характеристики електроприводу. Диференціальні рівняння електромагнітного стану асинхронного двигуна мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt_s} &= A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\ \frac{di_r}{dt} &= A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (2.21)$$

де i_s, i_r, u_s – матриці-колонки струмів і напруг; A_s, B_s, A_r, B_r – матриці зв'язку; Ω_s, Ω_r – матриці частот обертання; Ψ_s, Ψ_r – матриці-колонки потокозчеплень; R_s, R_r – активні опори. Індeksi s та r вказують на приналежність параметрів обмоткам статора і ротора відповідно.

Матриці-колонки i_s, i_r, u_s визначаються рівностями

$$i_j (j = s, r) = \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); \quad u_s = \text{col}(U_m, 0),$$

де i_{jx}, i_{jy} – проекції струмів на координатні осі x, y ; U_m – амплітуда напруги живильної мережі.

Квадратні матриці A_s, B_s, A_r, B_r обчислюються за формулами

$$A_s = \alpha_s (1 - \alpha_s G); \quad B_s = -\alpha_s \alpha_r G; \quad A_r = \alpha_r (1 - \alpha_r G); \quad B_r = B_s,$$

де

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{pmatrix} Ri_x^2 + Ti_y^2 & (R-T) i_x i_y \\ (R-T) i_x i_y & Ti_x^2 + Ri_y^2 \end{pmatrix},$$

причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}; \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r}.$$

Тут i_m, i_x, i_y – струм намагнічування і його складові за осями x, y ; τ, ρ – величини, що визначаються за кривою намагнічування, якою є залежність робочого потокозчеплення Ψ_m від струму намагнічування i_m ; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання записуємо у вигляді

$$\Omega_s = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{pmatrix}; \quad \Omega_r = p_0 \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_{1u} \\ \omega_{rs} - \omega_{1u} & 0 \end{pmatrix}. \quad (2.22)$$

Матриці-стовпці повних потокозчеплень обмоток статора і ротора визначаються залежностями

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i; \quad \Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i,$$

де

$$i = \text{col}(i_x, i_y).$$

Величини i_x, i_y, i_m становлять

$$i_x = i_{sx} + i_{rx}; \quad i_y = i_{sy} + i_{ry}; \quad i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}.$$

Значення τ і ρ визначаємо за допомогою співвідношень

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (2.23)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}). \quad (2.24)$$

Криву намагнічування подаємо залежностями

$$\begin{aligned} \Psi_m &= a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \Psi_m &= \alpha_m^{-1} i_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \end{aligned} \quad (2.25)$$

де i_{mk} критичне значення струму намагнічування, за межами якого функція $\Psi_m(i_m)$ нелінійна. Вирази для визначення τ і ρ , згідно зі співвідношеннями (2.20), (2.22), набувають вигляду

$$\begin{aligned} \tau &= \left(a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4 \right)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \tau &= \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \rho &= \left(a_1 + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4 \right)^{-1}, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \rho &= \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

У процесі числового інтегрування диференціальних рівнянь (2.21) безпосередньо використовуємо вирази (2.26), (2.27). Характерною особливістю рівнянь (2.21) є їх запис безпосередньо у нормальній формі Коші, що суттєво спрощує числове інтегрування.

Початкові умови розв'язування рівнянь електромагнітного стану записуємо у вигляді

$$i_s(0) = \text{col}(i_{sx0}, i_{sy0}); \quad i_r(0) = \text{col}(i_{rx0}, i_{ry0}). \quad (2.28)$$

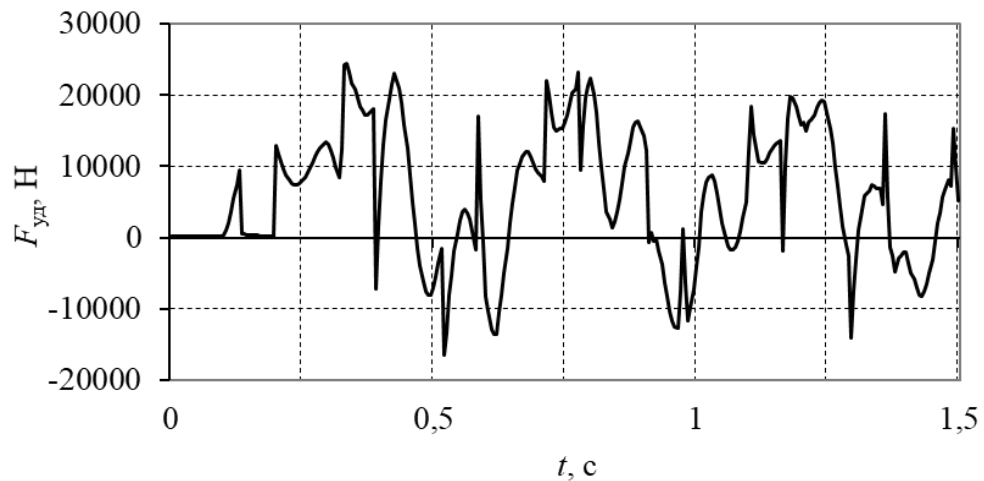
Отже, розрахунок перехідного процесу полягає в інтегруванні рівнянь (2.1), (2.4), (2.6), (2.9), (2.21) з урахуванням крайових умов (2.12), (2.14)–(2.17), співвідношень (2.3), (2.5), (2.8), (2.10), (2.13), (2.19), (2.20), (2.22), (2.24), (2.26), (2.27) та початкових умов (2.2), (2.7), (2.18), (2.28).

2.2. Вплив параметрів пристрою ударної дії і колони бурильних труб на динамічні зусилля в елементах механічної системи

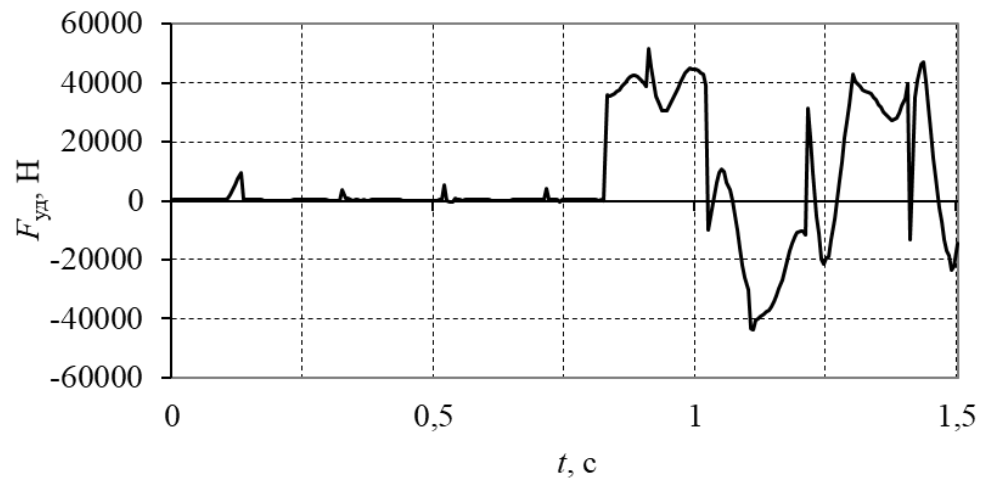
Розглянемо динамічні процеси, що відбуваються під час вивільнення прихопленої колони за допомогою підйімальної системи бурової установки УКБ-4П і гідравлічного ударного механізму. Оскільки вивільнення прихоплених колон здебільшого проводиться на низьких швидкостях, вважатимемо, що підймальна система бурової установки працює на другій передачі. Параметри підйімальної системи установки: $u=13,07$; $J_1=0,99$ кгм²; $J_2=1,55$ кгм²; $k=2$; $n=1$; $m_1=206,5$ кг; $m_2=39,6$ кг; $m_3=20$ кг $r_i=0,13$ м; $c_B=120,0$ МН/м; $c_K=1,9$ МН/м; $v_B=482,0$ Нс/м; $v_K=2,0$ Нс/м; $l_1=300$ м; $E_1=2,110^5$ Мпа; $A_1=590$ мм²; $A_2=1172$ мм²; $A_3=1450$ мм²; $\rho_1=9066,0$ кг/м³; $b_1=0,4$ с⁻¹; $\rho=1200$ кг/м³; $\rho_0=500$ м; $\alpha_0=0,1$ рад; $f=0$; $\alpha_s=8,20$ Г⁻¹; $\alpha_r=8,20$ Г⁻¹; $\alpha_m=0,22$ Г⁻¹; $r_s=8,2510^{-2}$ Ом; $r_r=0,107$ Ом; $U_m=310,5$ В; $p_0=2$; $a_1=4,71410^{-2}$ Вб/А; $a_2=-2,09410^{-5}$ Вб/А; $a_3=6,00310^{-9}$ Вб/А; $i_{mk}=15,0$ А, $F_0=10$ кН; $h=1 \dots 30$ см.

На рис. 2.2 подані часові залежності сили у поперечному перерізі колони ($A = 1,172 \cdot 10^{-3}$ м²) в місці з'єднання колони з бойком гідравлічного ударного механізму. Як видно з графіка, зображеного на рис. 2.2, а, протягом приблизно 0,1 с ця сила дорівнює нулеві, оскільки саме такий проміжок часу потрібний для проходження хвилі деформацій від верхнього кінця колони до місця встановлення механізму. Після цього згадана поздовжня сила різко зростає, а в момент, коли її значення досягає сили тиску рідини на поршень гідравлічного ударного механізму, цей поршень вивільняється з нижньої частини гідроциліндра і переміщується вгору. Внутрішня сила на нижньому кінці колони під час вільного переміщення поршня має значення, близьке до

нуля. В момент дотику бойка до корпусу гідравлічного ударного механізму сила в колоні починає стрімко зростати. Але максимальне значення цієї сили досягається не в початковий момент удару, а дещо пізніше, що зв'язано з поступовим зростанням натягу колони за допомогою приводу підіймальної системи.



а



б

Рисунок 2.2 – Залежності сили у поперечному перерізі колони ($A = 1,172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$) в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень ходу бойка $h=2$ см (а) і $h=30$ см (б)

Більше значення сили удару бойка по корпусу гідравлічного ударного механізму можна забезпечити за рахунок збільшення ходу бойка (рис. 2.2, б). У цьому випадку введення колони в рух приводить до вивільнення поршня з

нижньої частини гідроциліндра і поширення в колоні поздовжніх хвиль пружних деформацій. Відбита від нижнього кінця хвиля проходить до верхнього кінця і навпаки. Протягом близько 0,7 с, коли бойок з поршнем рухаються від нижньої частини гідроциліндра до верхньої, на графіку тричі проглядається доходження хвилі до нижнього кінця рухомої частини колони. Причиною збільшення сили удару в цьому випадку є те, що до моменту дотику бойка з корпусом колона встигає набути більшої швидкості, ніж у попередньому випадку.

Часові залежності зусиль у талевому канаті і металоконструкції бурової вишки (рис. 2.3, 2.4) свідчать про те, що їх максимальні значення не перевищують, але є близькими до допустимих, це вказує на необхідність детального вивчення динамічних процесів перед проведенням технологічних операцій з вивільнення прихопленої колони труб.

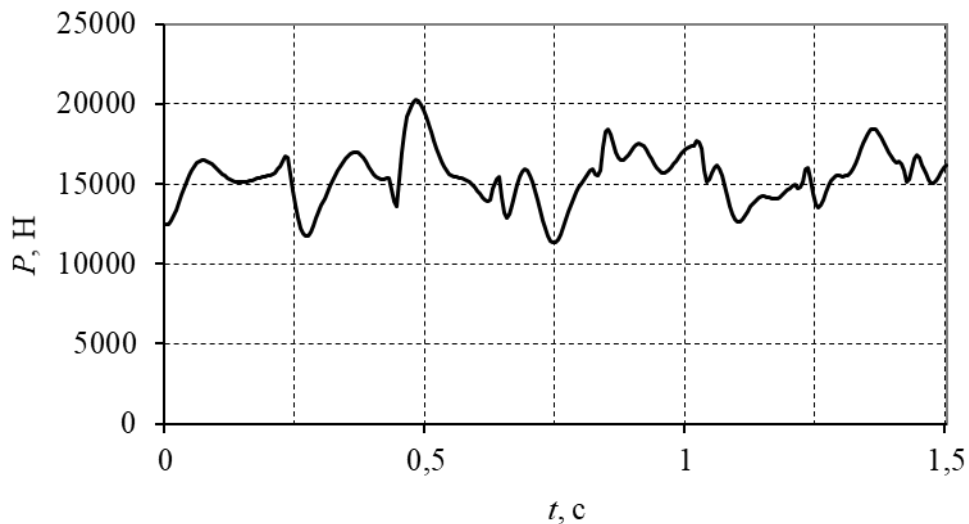


Рисунок 2.3 – Часова залежність зусилля у талевому канаті

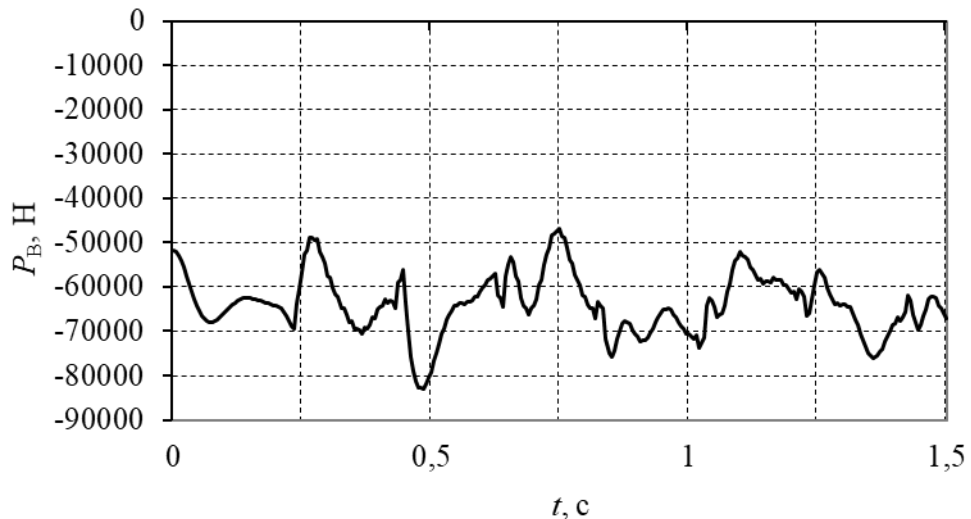
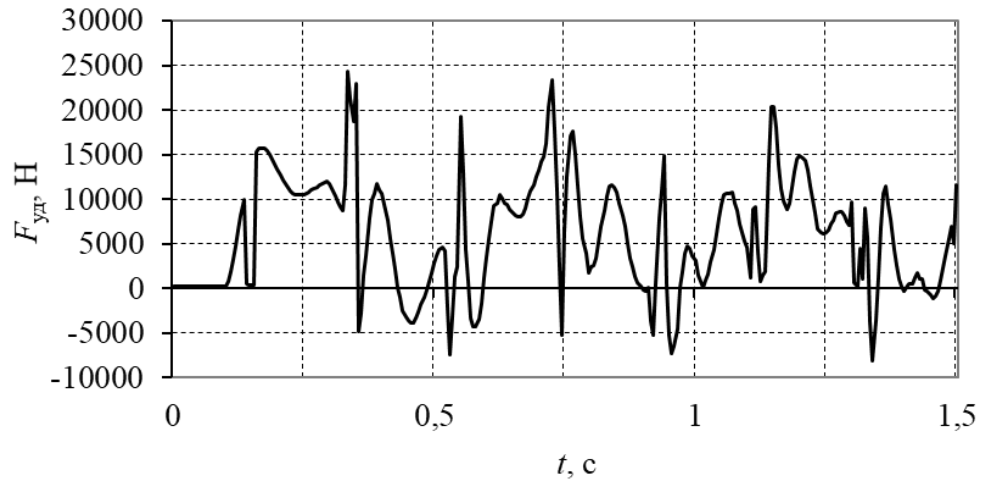


Рисунок 2.4 – Часова залежність зусилля в металоконструкції бурової вишки

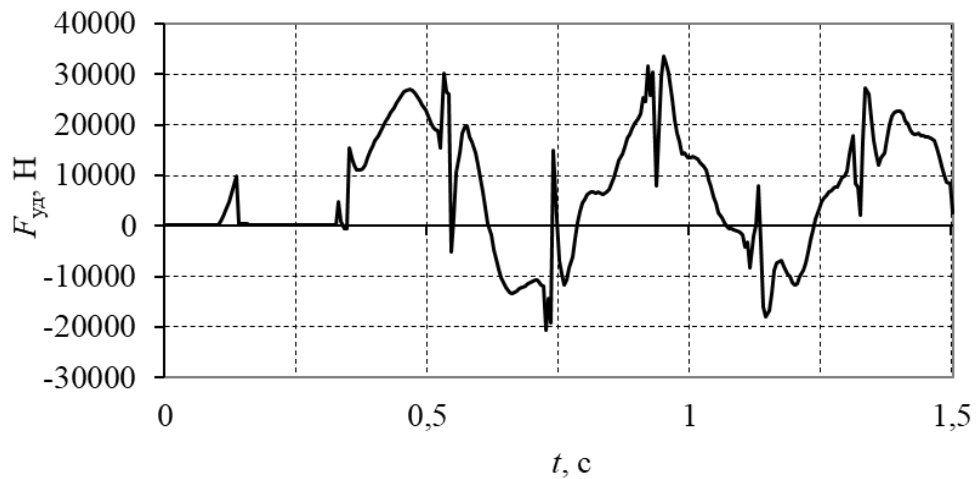
Розглянемо роботу підйомної системи бурової установки на другій передачі ($u=13, 07$). Масу бойка задаємо рівною $m_3=20$ кг; довжину колони $L=462,6$ м; площу поперечного перерізу бурильних труб колони $A=0,59 \cdot 10^{-3}$ м²; силу спрацювання гідравлічного ударного механізму $F_0=10$ кН.

На рисунках 2.5 і 2.6 подані часові залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, тобто, сили удару бойка по корпусу механізму. Як видно з графіка, зображеного на рис. 2.5, а, хвиля деформацій від верхнього кінця колони до місця встановлення механізму проходить приблизно за 0,13 с, про що свідчить близьке до нуля значення цієї сили в згаданому проміжку часу. Після цього на графіку спостерігається зростання згаданої поздовжньої сили, а в момент часу, коли її значення досягає сили спрацювання гідравлічного ударного механізму, тобто, сили тиску рідини на поршень (10 кН), поршень вивільняється з нижньої частини гідроциліндра і протягом короткого проміжку часу переміщується вгору. Під час вільного переміщення поршня внутрішня сила в нижньому кінці колони має значення, близьке до нуля. Це триває допоки боек не зіткнеться із корпусом гідравлічного ударного механізму, після чого сила в колоні різко зростає. Проте, максимальне

значення сили удару бойка по корпусу досягається не в початковий момент удару, а дещо згодом, що можна пояснити поступовим натягом колони за допомогою приводу підйимальної системи.



a

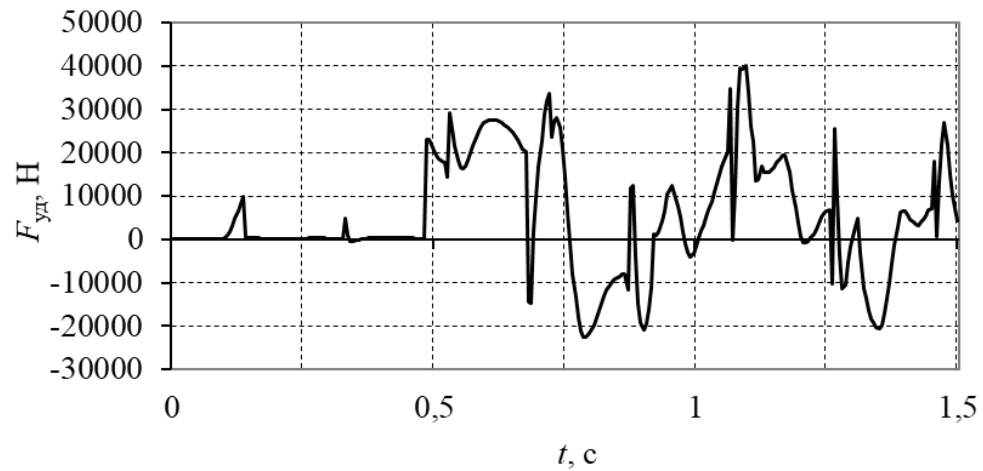


б

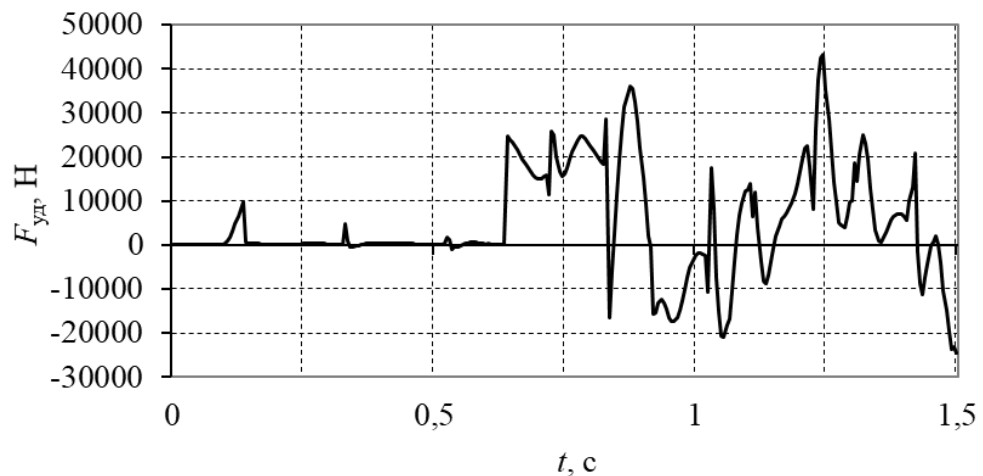
Рисунок 2.5 – Залежності сили у поперечному перерізі колони ($A = 0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$) в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень ходу бойка $h=1 \text{ см}$ (*a*), $h=10 \text{ см}$ (*б*)

Для досягнення більшого значення сили удару бойка по ковадлу, жорстко зв'язаному з корпусом гідравлічного ударного механізму, доцільно збільшити хід бойка (рис. 2.5, *б*, рис. 2.6, *a*, *б*). Опишемо процеси, зображені на рисунках 2.5, 2.6 і порівняємо їх між собою. Після того, як колона була

введена в рух і сила натягу колони досягла сили спрацювання гідравлічного ударного механізму, відбувається



a



б

Рисунок 2.6 – Залежності сили у поперечному перерізі колони ($A = 0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$) в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень ходу бойка $h=20$ см (*a*), $h=30$ см (*б*)

вивільнення поршня з нижньої частини гідроциліндра. В цей час по колоні поширюються поздовжні хвилі пружних деформацій. Як можна зауважити, відбита хвиля проходить до верхнього кінця колони і навпаки. Бойок з поршнем рухаються від нижньої частини гідроциліндра до верхньої протягом близько 0,025 с, якщо хід бойка $h=1$ см (рис. 2.5, *a*); близько 0,125 с, якщо $h=10$ см (рис. 2.5, *б*); близько 0,350 с, якщо $h=20$ см (рис. 2.6, *a*); близько 0,475 с, якщо $h=30$ см (рис.2.6, *б*). На графіках (рис. 2.5, *б*, рис. 2.6, *a*) один

раз, а на рис. 2.6, в двічі проглядається доходження хвилі до нижнього кінця рухомої частини колони. Збільшенню сили удару сприяє те, що із збільшенням ходу бойка колона встигає набути більшої швидкості до моменту зіткнення бойка з корпусом механізму.

У таблиці 2.1 наведені максимальні значення сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму в момент удару, а також протягом першого і другого періодів коливань.

Таблиця 2.1 – Максимальні значення сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму за різних значень ходу бойка механізму і площі поперечного перерізу колони

Хід бойка, м	Площа поперечного перерізу колони, м ²	Максимальне значення, Н			Тривалість руху поршня, с
		в момент удару	протягом першого періоду коливань	протягом другого періоду коливань	
0,01	0,59·10 ⁻³	15300	24300	23400	0,025
0,10		15600	30300	33600	0,215
0,20		23200	33600	40000	0,35
0,30		26600	33800	41900	0,475
0,01	1,172·10 ⁻³	18700	24500	26300	0,04
0,10		23800	35400	34500	0,33
0,20		26800	43100	44600	0,535
0,30		35800	51600	47200	0,7
0,01	1,45·10 ⁻³	18900	25500	21700	0,045
0,10		27400	44700	38900	0,395
0,20		31500	44100	47500	0,61
0,30		36200	51900	55500	0,785

В останній графі наведена тривалість руху поршня з бойком до початку ударної взаємодії бойка з корпусом. Як можна зауважити, із зростанням ходу бойка збільшується час, протягом якого бойок з поршнем рухаються від нижньої частини гідроциліндра до верхньої.

Залежності, зображені на рис. 2.7, 2.8, 2.9, показують, що із зростанням ходу бойка в межах від 1 до 30 см початкова сила удару, а також максимальна сила взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного

механізму в наступні періоди коливань зростає. Проте, це зростання не є монотонним, на основі чого можна зробити висновок, що коливальні явища у механічній системі вагомо впливають на взаємодію рухомої і прихопленої частин колони.

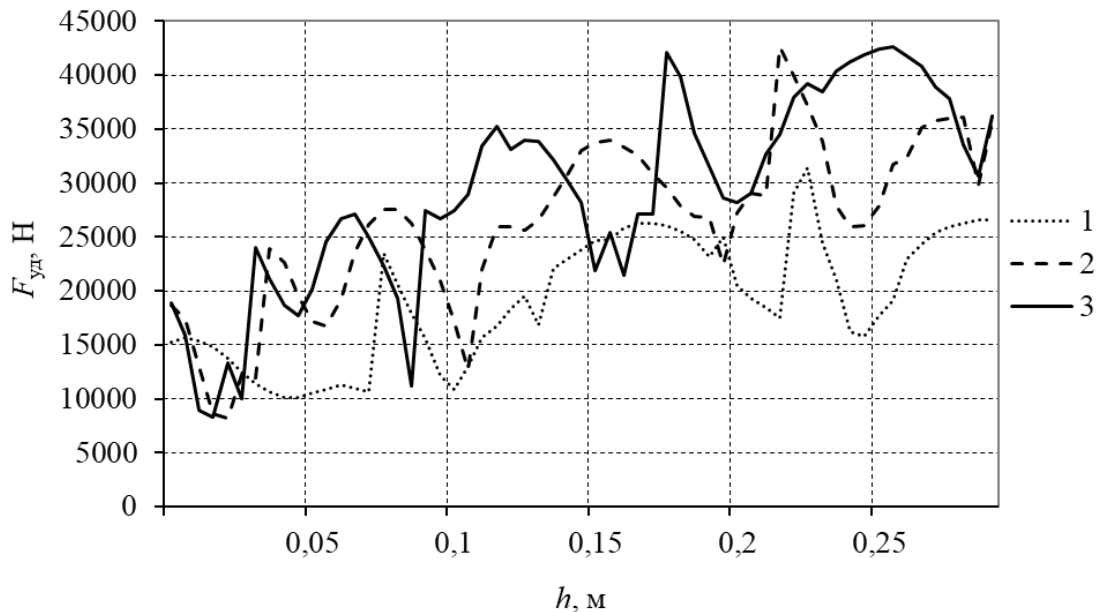


Рисунок 2.7 – Залежності сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару від ходу бойка: $A=0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 1), $A=1,172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 2), $A=1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 3)

У зв'язку з повільним зростанням швидкості руху елементів підіймальної системи сила взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару є меншою у порівнянні з максимальним значенням цієї сили на першому і другому періоді коливань. Це можна пояснити тим, що швидкість руху елементів підіймальної системи зростає повільно. Як видно з графіків, показаних на рис. 2.6, 2.7 і 2.8, збільшення площі поперечного перерізу колони у більшості випадків приводить і до зростання сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму у зв'язку із збільшенням жорсткості колони.

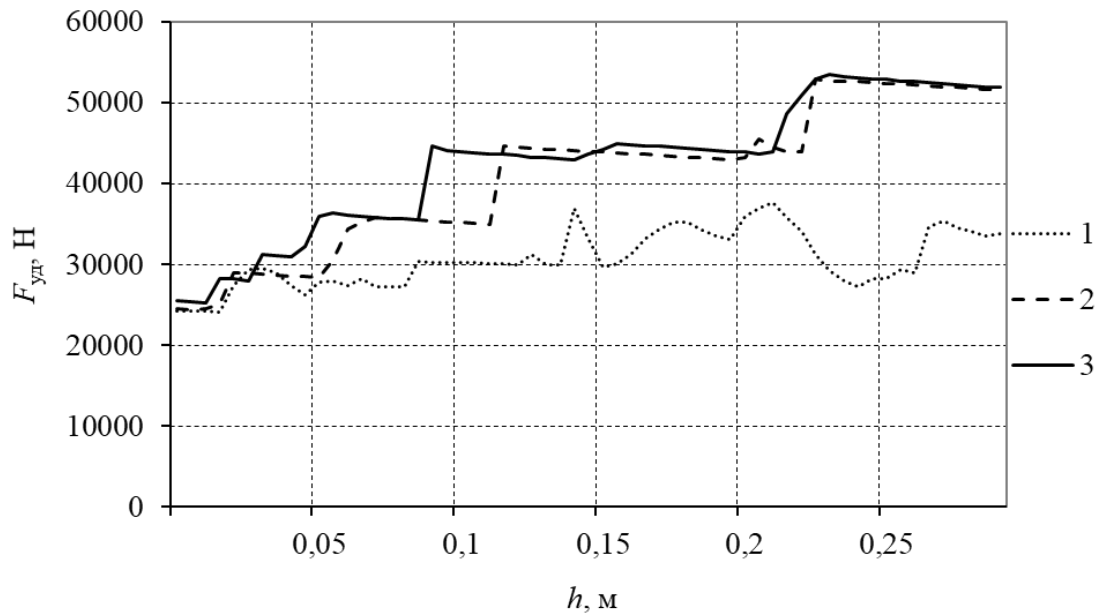


Рисунок 2.8 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на першому періоді коливань цієї сили від ходу бойка: $A=0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 1), $A=1,172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 2), $A=1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 3)

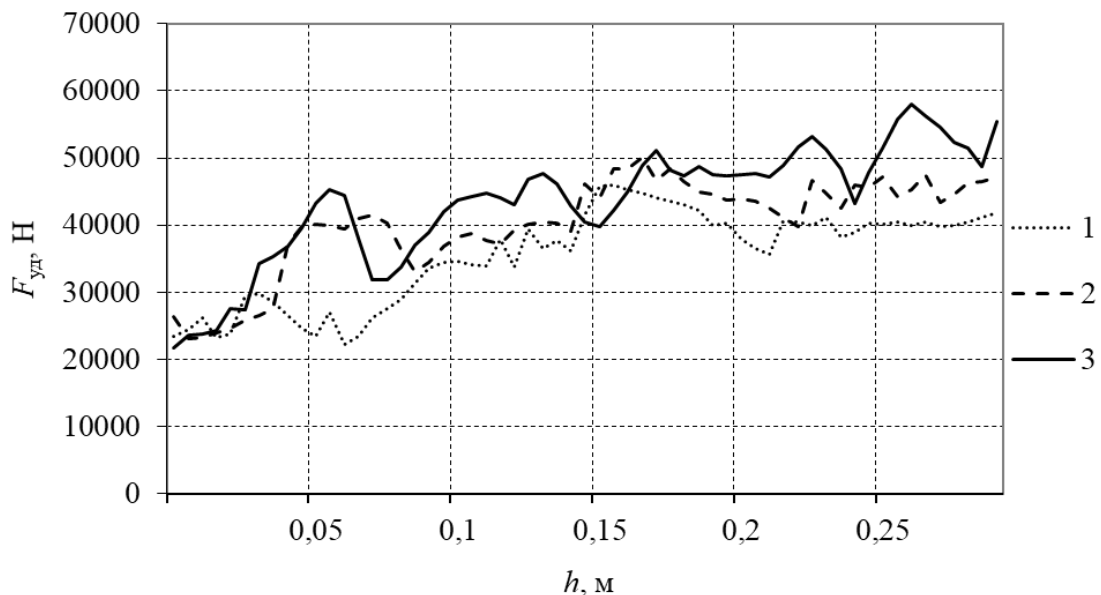


Рисунок 2.9 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на другому періоді коливань цієї сили від ходу бойка: $A=0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 1), $A=1,172 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 2), $A=1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ (крива 3)

Розглянемо, як впливає зміна довжини колони площею поперечного перерізу $A=0,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ на силу у поперечному перерізі в місці з'єднання колони з бойком масою $m_3=20 \text{ кг}$ гідравлічного ударного механізму. Сила

спрацювання механізму становить $F_0=10$ кН, натягування колони відбувається на другій передачі з передавальним відношенням $u=13,07$. Графічні залежності, побудовані для даного випадку (рис. 2.10, 2.11, 2.12), дають чітке уявлення про характер зміни сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму в залежності від ходу бойка і довжини колони.

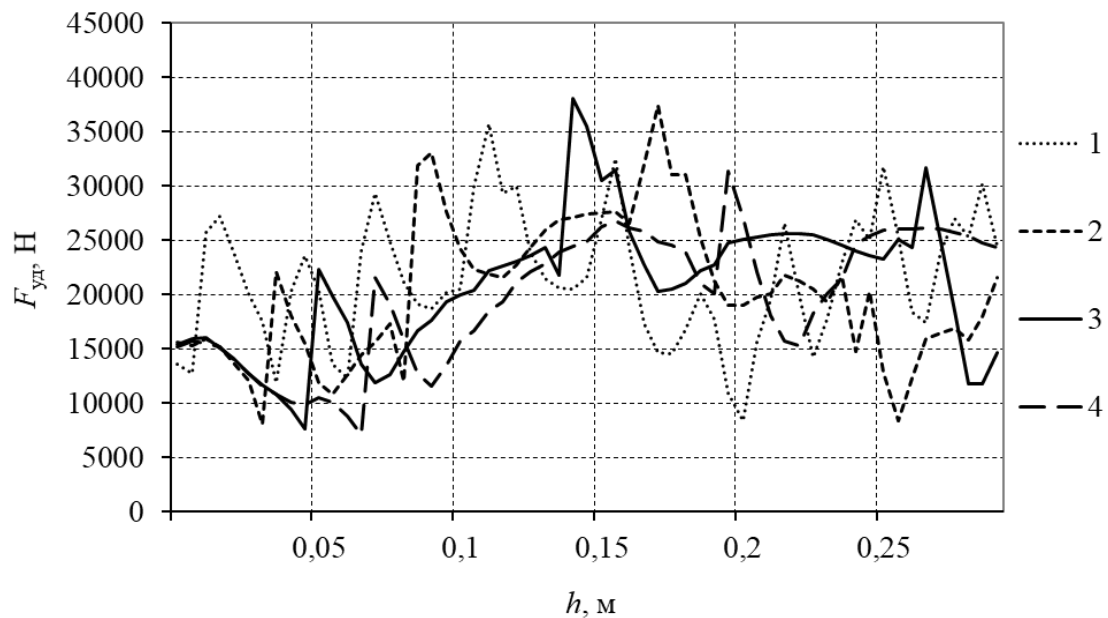


Рисунок 2.10 – Залежності сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару від ходу бойка: $L=100$ м (крива 1), $L=200$ м (крива 2), $L=300$ м (крива 3), $L=400$ м (крива 4)

Із збільшенням ходу бойка в межах від 1 до 30 см спостерігаємо наступне: згадана сила в початковий момент удару, а також максимальне її значення в наступний період коливань зростає, але, як видно з рис. 2.10, 2.11, 2.12, це зростання має хвилеподібний характер. Як і в попередньому випадку, це свідчить про значний вплив коливальних явищ у механічній системі на взаємодію рухомої і прихопленої частин колони. Збільшення довжини колони, як видно з рис. 2.10, 2.11, 2.12, приводить до зменшення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму.

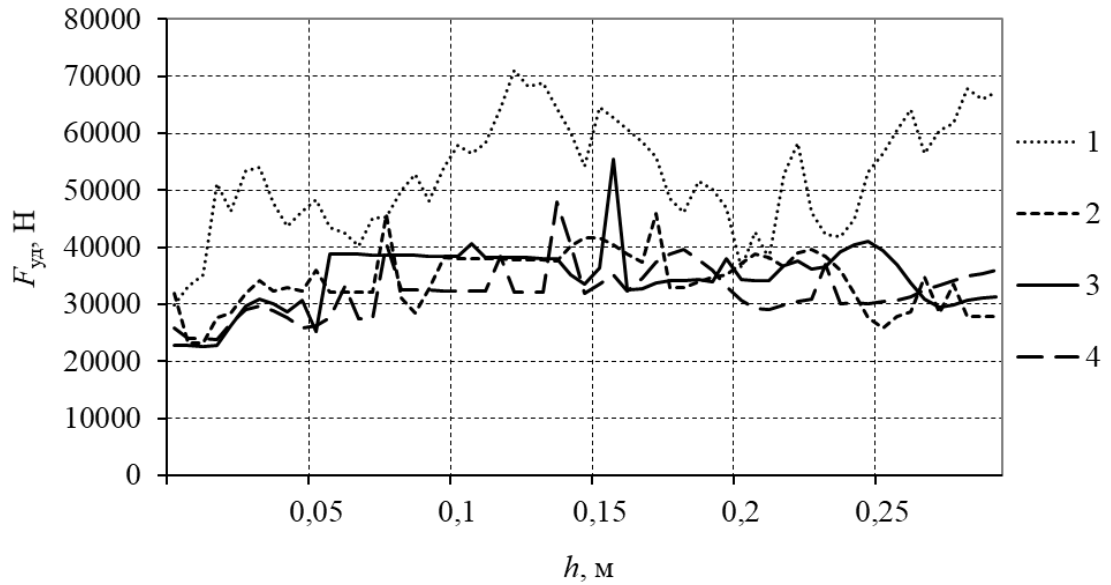


Рисунок 2.11 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на першому періоді коливань цієї сили від ходу бойка: $L=100$ м (крива 1), $L=200$ м (крива 2), $L=300$ м (крива 3), $L=400$ м (крива 4)

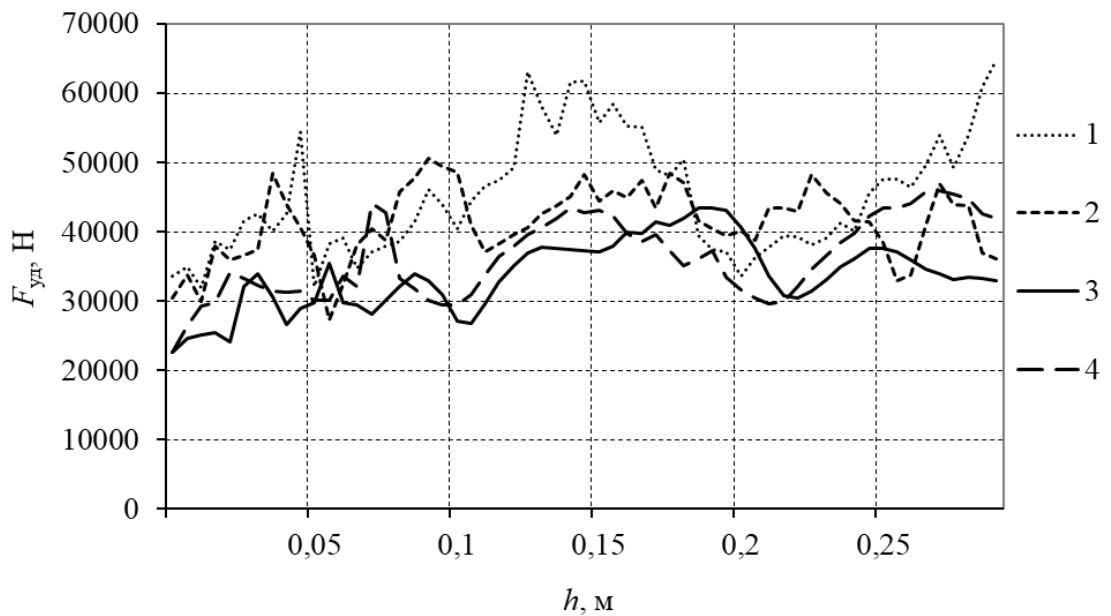


Рисунок 2.12 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на другому періоді коливань цієї сили від ходу бойка: $L=100$ м (крива 1), $L=200$ м (крива 2), $L=300$ м (крива 3), $L=400$ м (крива 4)

Найбільших значень ця сила набуває не в початковий момент удару, а на наступних періодах коливань.

На рис. 2.13, рис. 2.14, рис. 2.15 подані залежності максимальних значень сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму в момент удару та протягом першого і другого періодів коливань від ходу бойка при різних значеннях сили спрацювання механізму, причому процес вивільнення прихопленої колони довжиною 462,6 м здійснюється на другій передачі з передавальним числом 13,07 за допомогою гідравлічного ударного механізму, маса бойка якого рівна 20 кг.

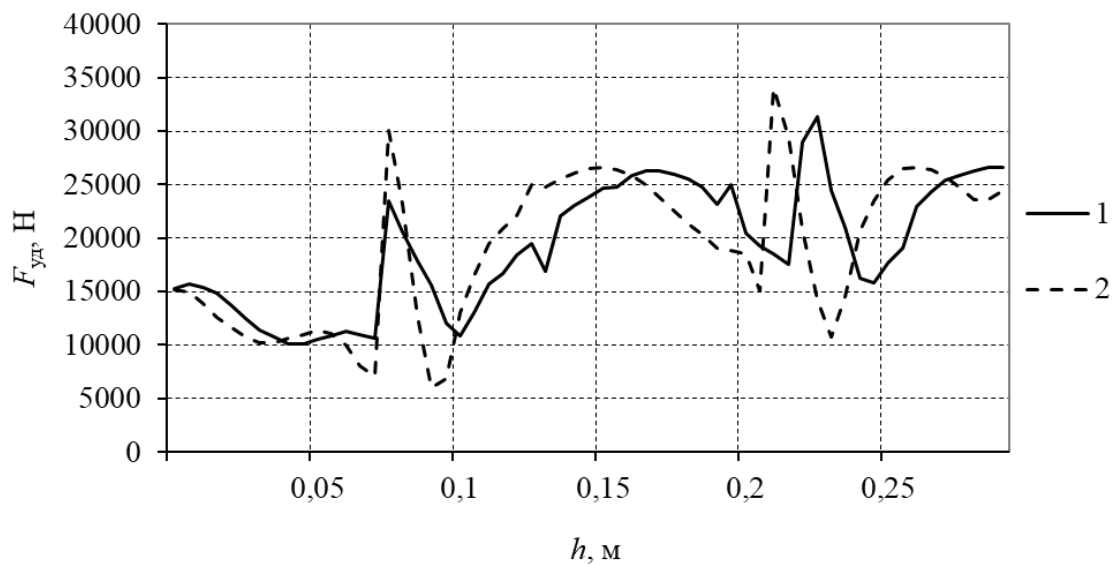


Рисунок 2.13 – Залежності сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару від ходу бойка: $F_0=10$ кН (крива 1), $F_0=15$ кН (крива 2)

За рахунок збільшення ходу бойка досягається зростання сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму. Враховуючи повільне зростання швидкості руху елементів підіймальної системи, згадана сила на початковій стадії удару є меншою, ніж протягом першого і другого періодів коливань.

Збільшуючи силу спрацювання гідравлічного ударного механізму, підвищуємо ударне навантаження з боку бойка по корпусу механізму (рис. 2.13, 2.14, 2.15).

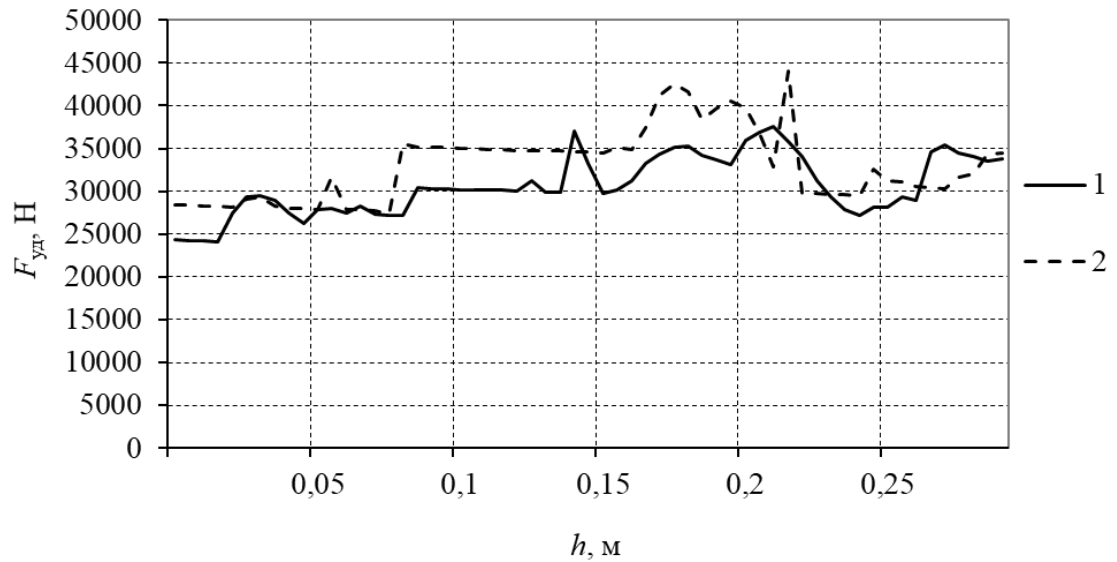


Рисунок 2.14 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на першому періоді коливань цієї сили від ходу бойка: $F_0=10$ кН (крива 1), $F_0=15$ кН (крива 2)

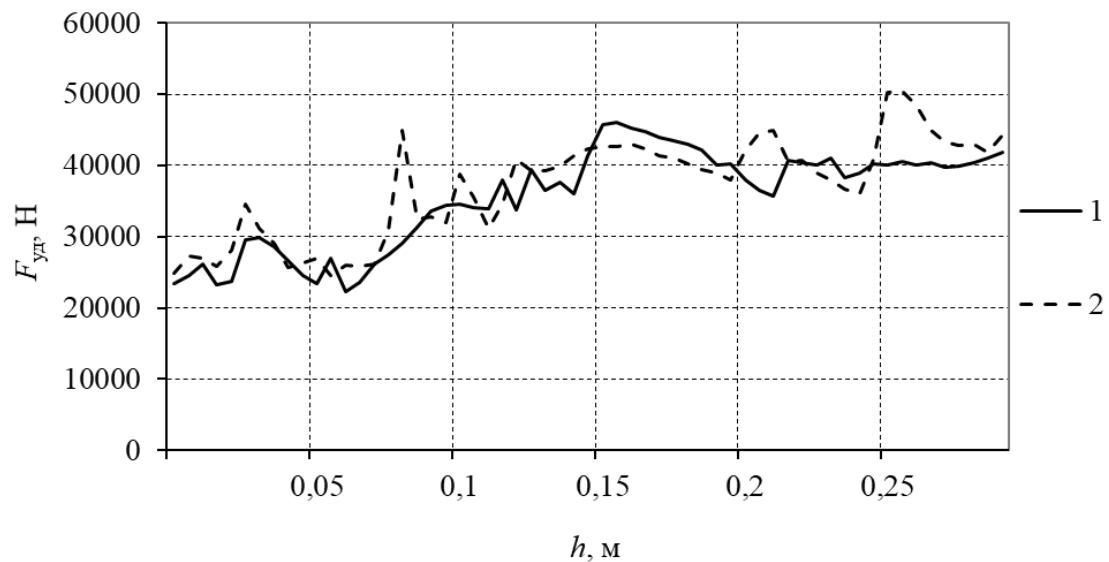


Рисунок 2.15 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на другому періоді коливань цієї сили від ходу бойка: $F_0=10$ кН (крива 1), $F_0=15$ кН (крива 2)

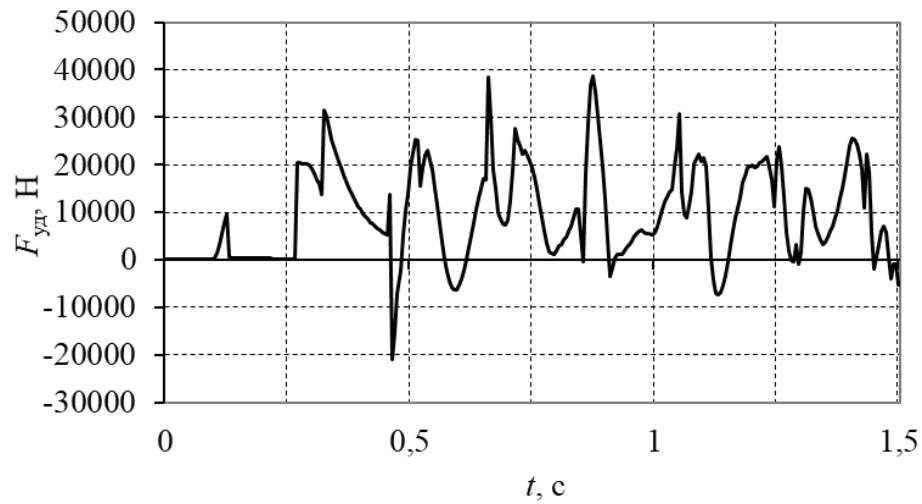
2.3. Вплив параметрів приводу бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб

Параметри підіймальної системи мають значення: $J_1=0,99$ кгм²; $J_2=1,55$ кгм²; $k=2$; $n=1$; $m_1=206,5$ кг; $m_2=39,6$ кг; $m_3=20$ кг; $r_t=0,13$ м; $c_B=120,0$ МН/м; $c_K=1,9$ МН/м; $v_B=482,0$ Нс/м; $v_K=2,0$ Нс/м; $l_1=300$ м; $E_1=2,110^5$ МПа; $A=590$ мм²;

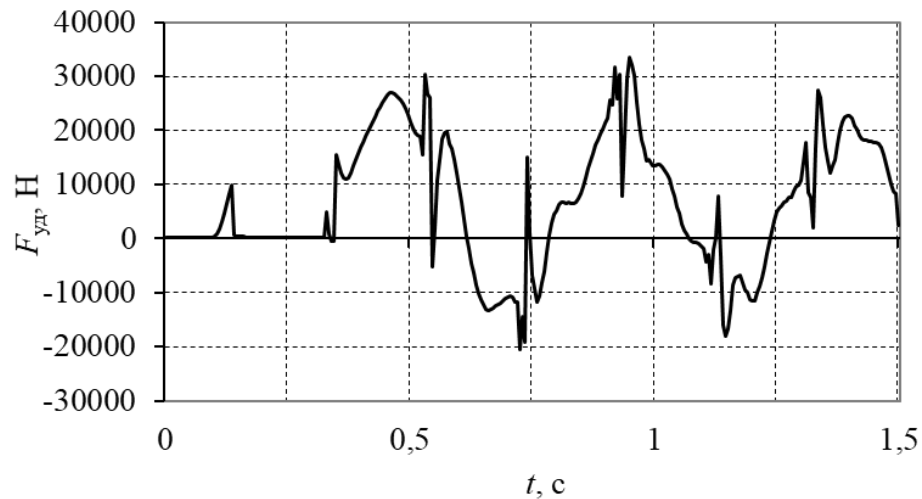
$\rho_1=9066,0 \text{ кг/м}^3$; $b_1=0,4 \text{ с}^{-1}$; $\rho=1200 \text{ кг/м}^3$; $\rho_0=500 \text{ м}$; $\alpha_0=0,1 \text{ рад}$; $f=0$; $\alpha_s=8,20 \text{ Г}^{-1}$; $\alpha_r=8,20 \text{ Г}^{-1}$; $\alpha_m=0,22 \text{ Г}^{-1}$; $r_s=8,25 \cdot 10^{-2} \text{ Ом}$; $r_r=0,107 \text{ Ом}$; $U_m=310,5 \text{ В}$; $p_0=2$; $a_1=4,714 \cdot 10^{-2} \text{ Вб/А}$; $a_2=-2,094 \cdot 10^{-5} \text{ Вб/А}$; $a_3=6,003 \cdot 10^{-9} \text{ Вб/А}$; $i_{mk}=15,0 \text{ А}$; $F_0=10 \text{ кН}$, де J_1, J_2 – зведені до підйимального вала моменти інерції ротора двигуна з механічними передачами та барабана лебідки з приєднаними до нього частинами приводу; m_1 – зведена маса вишки, визначена з урахуванням маси кронблока; m_2 – маса крюкоблока з підвісним обладнанням; m_3 – маса бойка; c_B, ν_B – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору металоконструкції вишки; c_K, ν_K – жорсткість і коефіцієнт лінійного опору каната; r_t – радіус навивки каната на барабан; l_1 – довжина першої ділянки, у межах якої пружно-інерційні характеристики стержня сталі; E_1 – модуль пружності першого роду; A – площа поперечного перерізу колони бурильних труб; ρ_1 – густина матеріалу бурильних труб; ρ – густина промивальної рідини; ρ_0 – усереднений радіус кривизни свердловини; b_1 – коефіцієнт лінійного опору рухові колони у свердловині; α_0 – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі; f – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора; α_m – величина, обернена до індуктивності намагнічування; r_s, r_r – опори обмоток статора і ротора; U_m – амплітуда напруги живильної мережі; p_0 – число пар магнітних полюсів; i_{mk} – критичне значення струму намагнічування; F_0 – сила спрацювання механізму

На рисунках 2.16, 2.17 подані часові залежності сили у поперечному перерізі колони в місці з'єднання колони з бойком гідравлічного ударного механізму (сили, що приблизно дорівнюють силі удару) для різних режимів роботи приводу: розгін підйимальної системи на першій (рис. 2.16, а), другій (рис. 2.16, б), третій (рис. 2.17, а) і четвертій (рис. 2.17, б) передачах. Передавальні відношення привідного механізму на вказаних передачах становлять 23,44; 13,07; 8,4; 5,71 відповідно. Силу спрацювання механізму задавали рівною 10000 Н, хід бойка – 10 см, момент тертя в муфті приводу – 30 Н·м. Сила у поперечному перерізі колони в місці з'єднання колони з

бойком гідравлічного ударного механізму, як видно з графіка, зображеного на рис. 1, *а*, протягом часу проходження хвилі деформацій від верхнього кінця колони до місця встановлення механізму (близько 0,1 с) залишається рівною нулю. Після цього спостерігається різке зростання цієї сили. Коли її значення досягає сили тиску рідини на поршень гідравлічного ударного механізму (сили спрацювання механізму), поршень з бойком зрушується з місця і переміщується вгору до верхньої частини гідроциліндра.



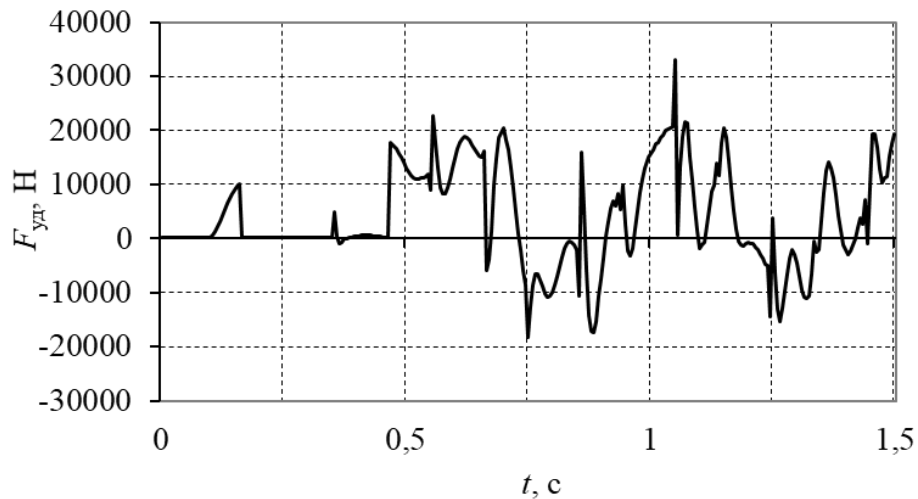
а



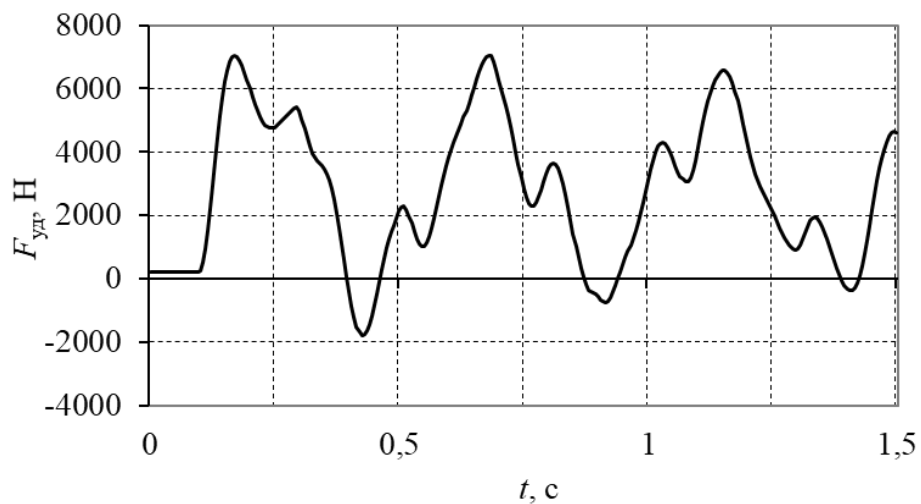
б

Рисунок 2.16 – Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень передавального відношення приводу $u=23,44$ (*а*), $u=13,07$ (*б*)

Під час вільного переміщення поршня внутрішня сила на нижньому кінці колони має значення, близьке до нуля. В момент дотику бойка до корпусу гідравлічного ударного механізму сила в колоні починає стрімко зростати. Але максимальне значення цієї сили досягається не в початковий момент удару, а дещо пізніше, внаслідок поступового зростання натягу колони за допомогою приводу підіймальної системи.



а



б

Рисунок 2.17 – Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень передавального відношення приводу $u=8,4$ (а), $u=5,71$ (б)

На другій (рис. 2.16, б) і на третій (рис. 2.17, а) швидкостях редуктора двічі проглядається доходження хвилі деформацій до нижнього кінця

рухомої частини колони, причому, на другій швидкості – протягом близько 0,33 с, а на третій – протягом близько 0,355 с. На різних швидкостях удар бойком по корпусу гідравлічного ударного механізму наноситься через різні проміжки часу від моменту прикладання сили натягу до колони бурильних труб. На першій передачі (рис. 2.16, *a*) – через 0,27 с; на другій (рис. 2.16, *б*) – через 0,35 с; на третій (рис. 2.17, *a*) – через 0,47 с. На четвертій передачі, як видно з рис. 2.17, *б*, привід не розвиває необхідного моменту, щоб натягнути колону із силою, рівною за величиною силі спрацювання гідравлічного ударного механізму. В даному випадку створюється сила натягу, максимальне значення якої становить 7060 Н.

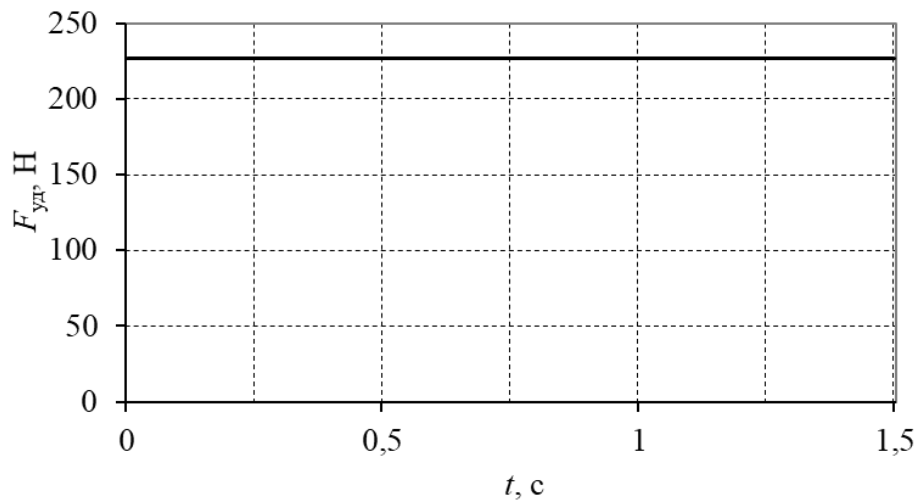
Максимальні значення сили, що відповідають роботі бурової установки на різних передачах, наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Максимальні значення сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму під час роботи бурової установки на різних передачах

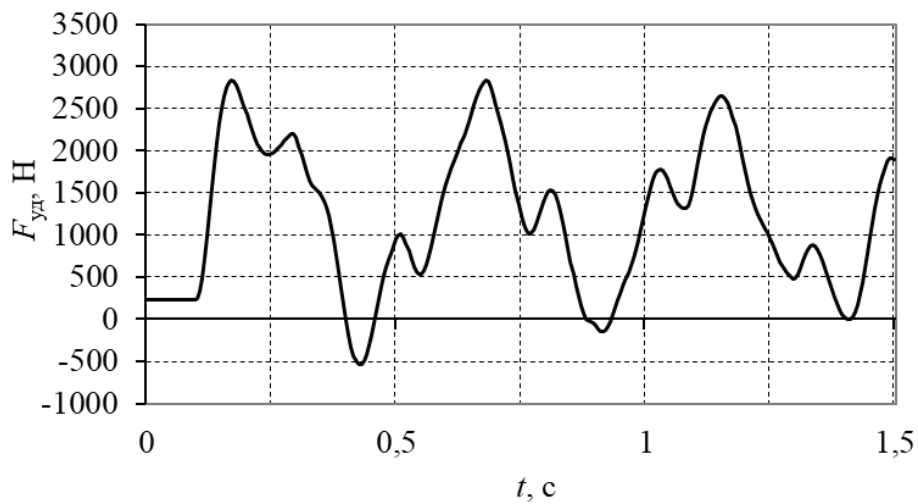
Передавальне відношення u	Максимальне значення сили, Н		
	в момент удару	протягом першого періоду коливань	протягом другого періоду коливань
23,44 (1-ша передача)	20300	31400	38700
13,07 (2-га передача)	15550	30300	33610
8,40 (3-я передача)	17700	22700	33100
5,71 (4-га передача)	0	0	0

Можна побачити (рис. 2.16, 2.17, табл. 2.2), що найбільших максимальних значень сила у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму набуває під час роботи приводу бурової установки на першій передачі з передавальним відношенням 23,44. Крім того, максимальні значення цієї сили на першій, другій чи третій передачах досягаються не в початковий момент удару, а впродовж наступних періодів коливань.

Графіки, зображені на рис. 2.18, 2.19, 2.20 відображають часові залежності сили у поперечному перерізі колони в місці з'єднання колони з бойком гідравлічного ударного механізму під час роботи приводу з різними значеннями моменту тертя в муфті.

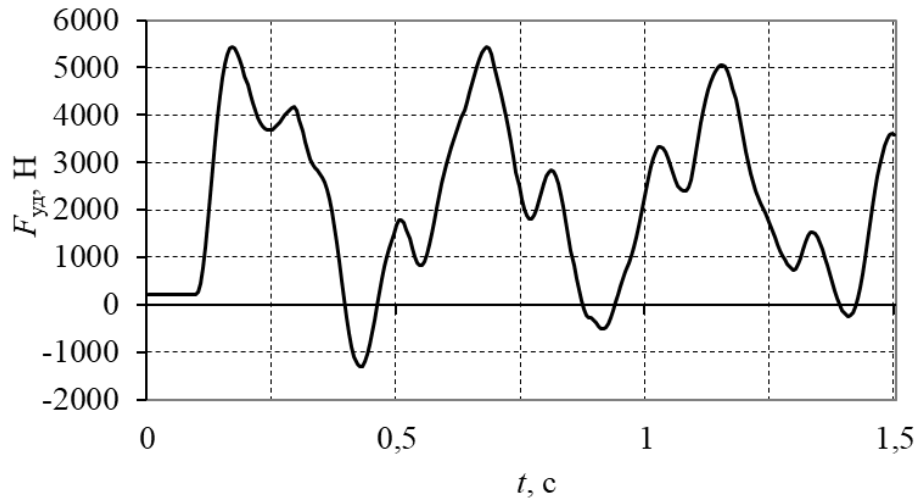


a

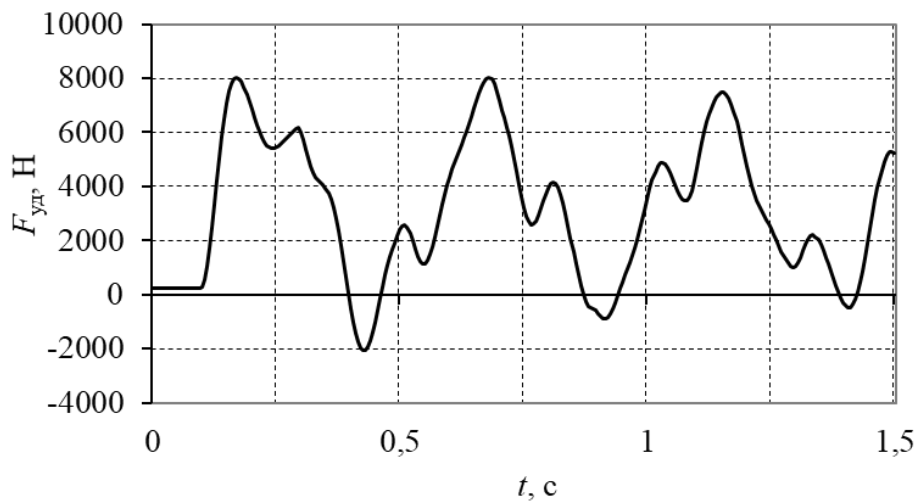


б

Рисунок 2.18 – Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень моменту тертя в муфті $M_t=0$ Н·м (*a*), $M_t=5$ Н·м (*б*)



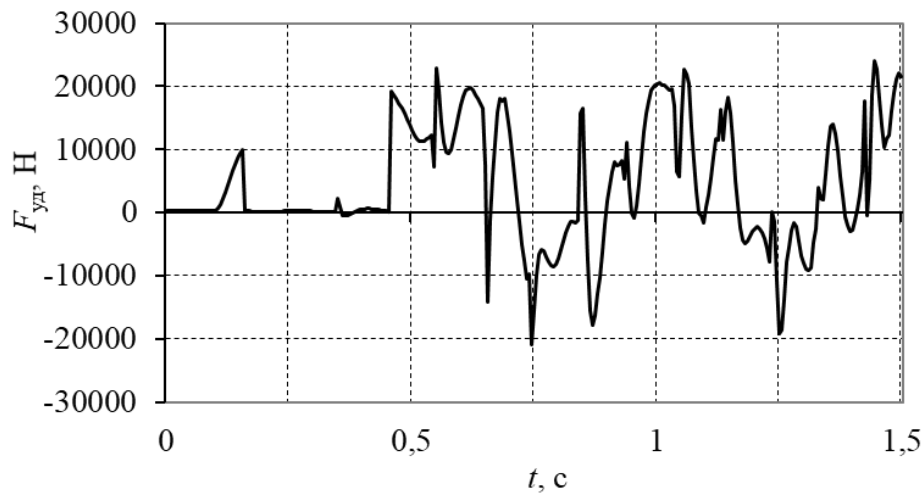
a



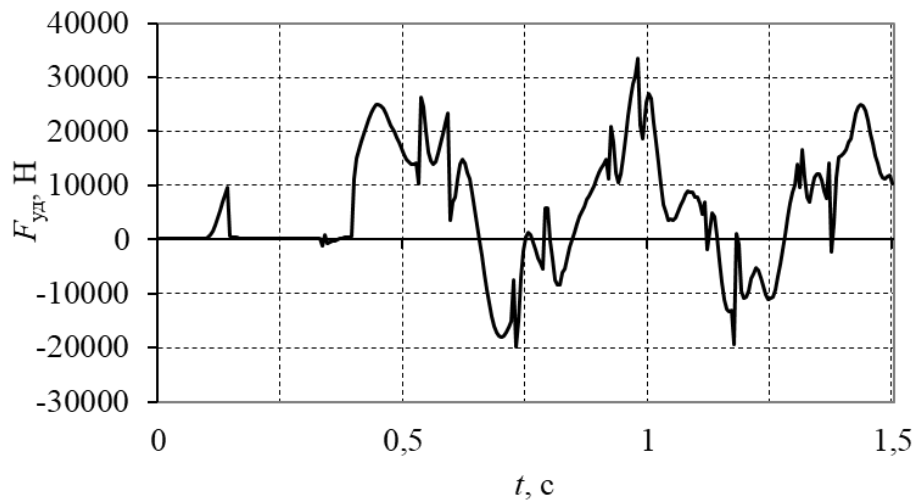
б

Рисунок 2.19 – Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень моменту тертя в муфті $M_t = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (*a*), $M_t = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (*б*)

Для значень моменту тертя в муфті $0 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $15 \text{ Н}\cdot\text{м}$, як видно з графіків (рис. 2.18, *a*, *б*, рис. 2.19, *a*, *б*), приводом не досягається натяг бурової колони, рівний зусиллю, що необхідне для зрушення бойка з поршнем гідравлічного ударного механізму (силі спрацювання механізму, що в даному випадку дорівнює 10000 Н).



a

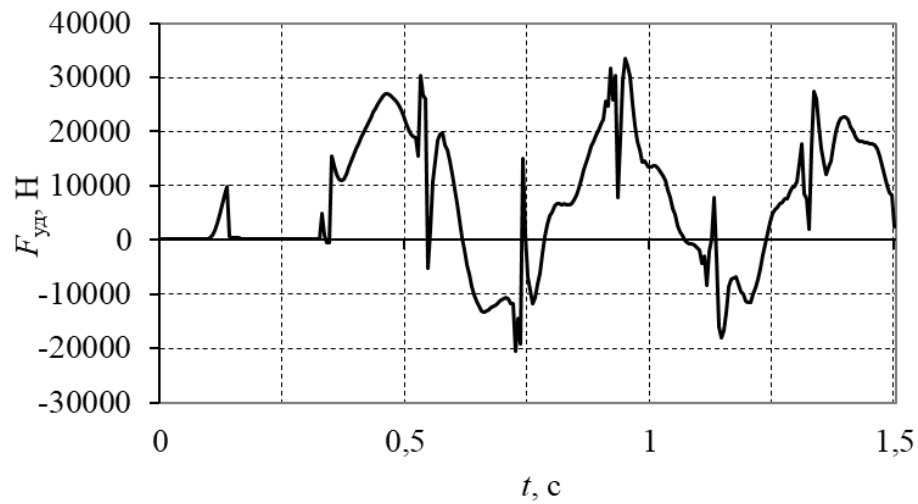


б

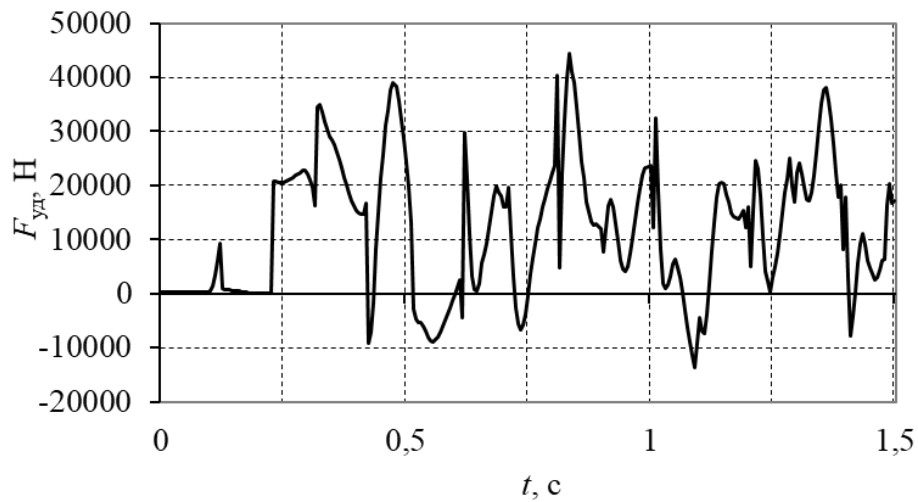
Рисунок 2.20 – Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень моменту тертя в муфті $M_t = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (*a*), $M_t = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (*б*)

Досягнення потрібної сили натягу приводом бурової установки відбувається при значенні моменту тертя $20 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 2.20, *a*) і вищих. Із збільшенням моменту тертя в муфті (рис. 2.20, *a*, *б*, рис. 2.21, *a*, *б*, рис. 2.22) проміжок часу між початком натягування колони і початковим моментом удару зменшується. Так, якщо цей проміжок часу для значень моменту тертя $20 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $25 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $30 \text{ Н}\cdot\text{м}$ становить $0,46 \text{ с}$, $0,4 \text{ с}$, $0,35 \text{ с}$ відповідно (рис. 2.20, *a*, *б*, рис. 2.21, *a*), то для моменту тертя $60 \text{ Н}\cdot\text{м}$ він становить $0,23 \text{ с}$ (рис. 2.21, *б*), а моменту тертя $90 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – $0,21 \text{ с}$ (рис. 2.22). На графіках, зображених на

рис. 2.20, *а*, *б*, рис. 2.21, *а*, спостерігається доходження хвилі деформацій до нижнього кінця рухомої частини колони двічі, а на рис. 2.21, *б*, рис. 2.22 – лише один раз.

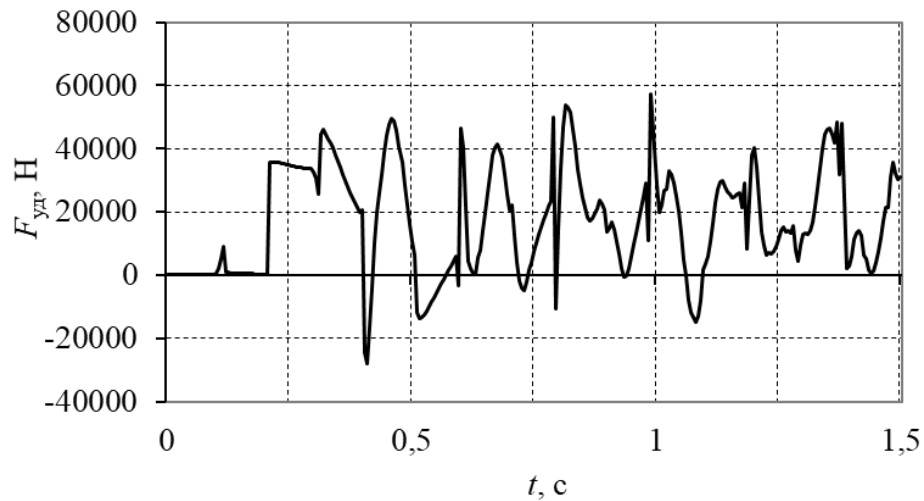


а



б

Рисунок 2.21 – Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значень моменту тертя в муфті $M_t = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (*а*), $M_t = 60 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (*б*)



в

Рисунок 2.22 – Залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму, одержані для значення моменту тертя в муфті $M_t = 90 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Як показують залежності, подані на рис. 2.23, 2.24 і 2.25, із зростанням моменту тертя в муфті приводу в межах від 0 до $100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ з інтервалом $5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, сила взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму в початковий момент удару, а також максимальні її значення в наступні періоди коливань, в основному, зростають.

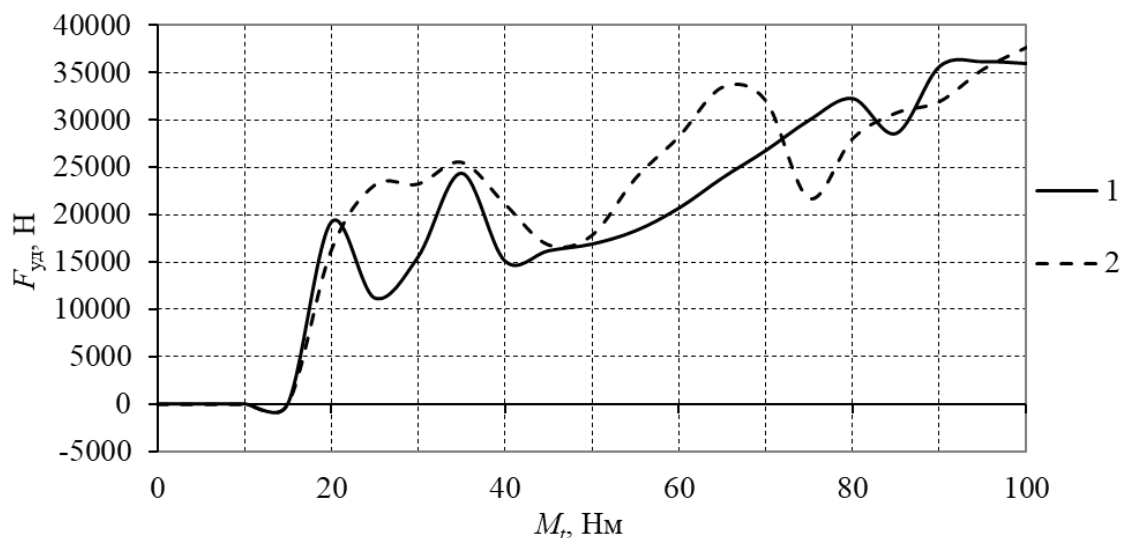


Рисунок 2.23 – Залежності сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару від моменту тертя в муфті: $h=0,10 \text{ м}$ (крива 1), $h=0,20 \text{ м}$ (крива 2)

Через значний вплив коливальних явищ у механічній системі на взаємодію рухомої і прихопленої частин колони це зростання не є монотонним.

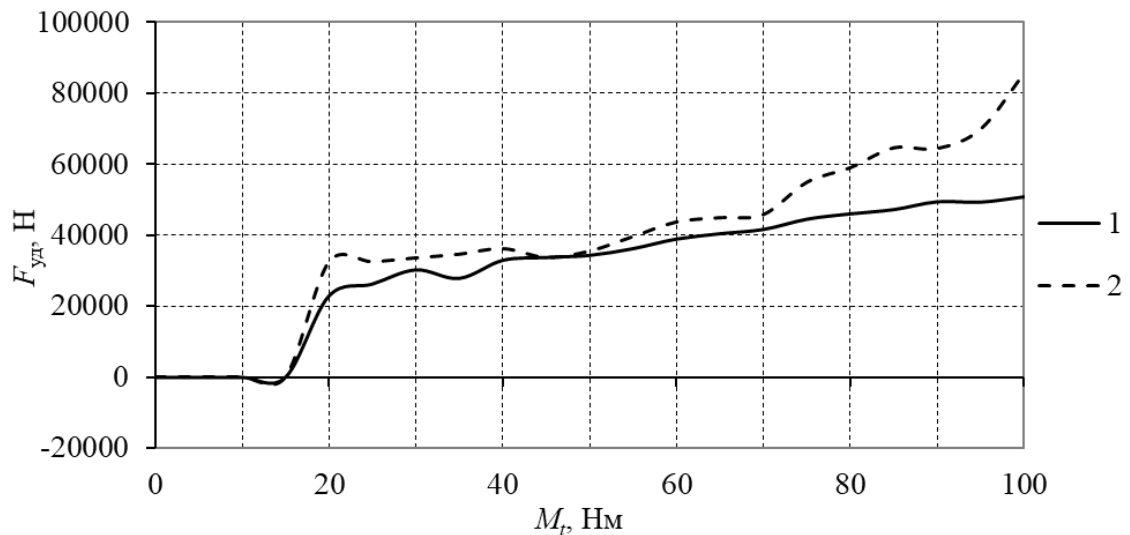


Рисунок 2.24 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на першому періоді коливань цієї сили від моменту тертя в муфті: $h=0,10$ м (крива 1), $h=0,20$ м (крива 2)

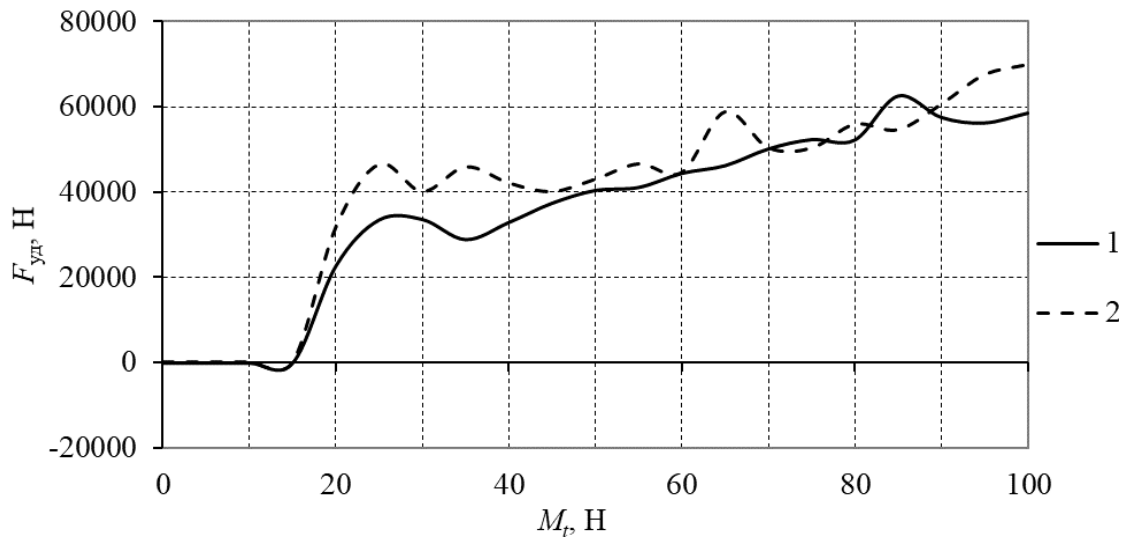


Рисунок 2.25 – Залежності максимального значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на другому періоді коливань цієї сили від моменту тертя в муфті: $h=0,10$ м (крива 1), $h=0,20$ м (крива 2)

У зв'язку з повільним зростанням швидкості руху елементів підйомної системи сила взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму на початковій стадії удару є меншою, ніж максимальні

значення цієї сили на першому і другому періоді коливань. Збільшення ходу бойка h здебільшого приводить до зростання сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму (рис. 2.23, 2.24, 2.25).

2.4. Особливості динамічних процесів в бурових установках з дизельним приводом

Дизельні двигуни широко використовуються в різних галузях техніки: в автомобільному, залізничному і водному транспорті, в нафтогазовидобувній промисловості, в сільськогосподарських, підіймально-транспортних, дорожніх машинах тощо. Для дослідження динамічних процесів, що виникають під час роботи привідних систем, необхідно докладно враховувати механічні характеристики двигунів. В той час, коли усталені режими роботи дизелів є добре вивченими, перехідні процеси, що виникають під час їхньої роботи, досліджені недостатньо. В теоретичних дослідженнях з динаміки машин момент двигуна здебільшого задають як функцію частоти обертання колінчастого вала. Мета даної роботи полягає в одержанні аналітичної залежності крутного моменту двигуна ЯМЗ-238 з турбонаддувом від частоти обертання колінчастого вала двигуна і переміщення рейки паливного насоса. Така залежність є необхідною для досліджень перехідних режимів роботи привідної системи. Для одержання цієї залежності використовуємо швидкісні характеристики дизеля, що являють собою функції $M_i(n)$ ($i = 1, 2, \dots, r$), отримані експериментальним шляхом для фіксованих значень переміщення рейки z_1, z_2, \dots, z_r (рис. 2.26), де M_i – крутний момент двигуна, що відповідає переміщенню рейки z_i , n – частота обертання колінчастого вала двигуна.

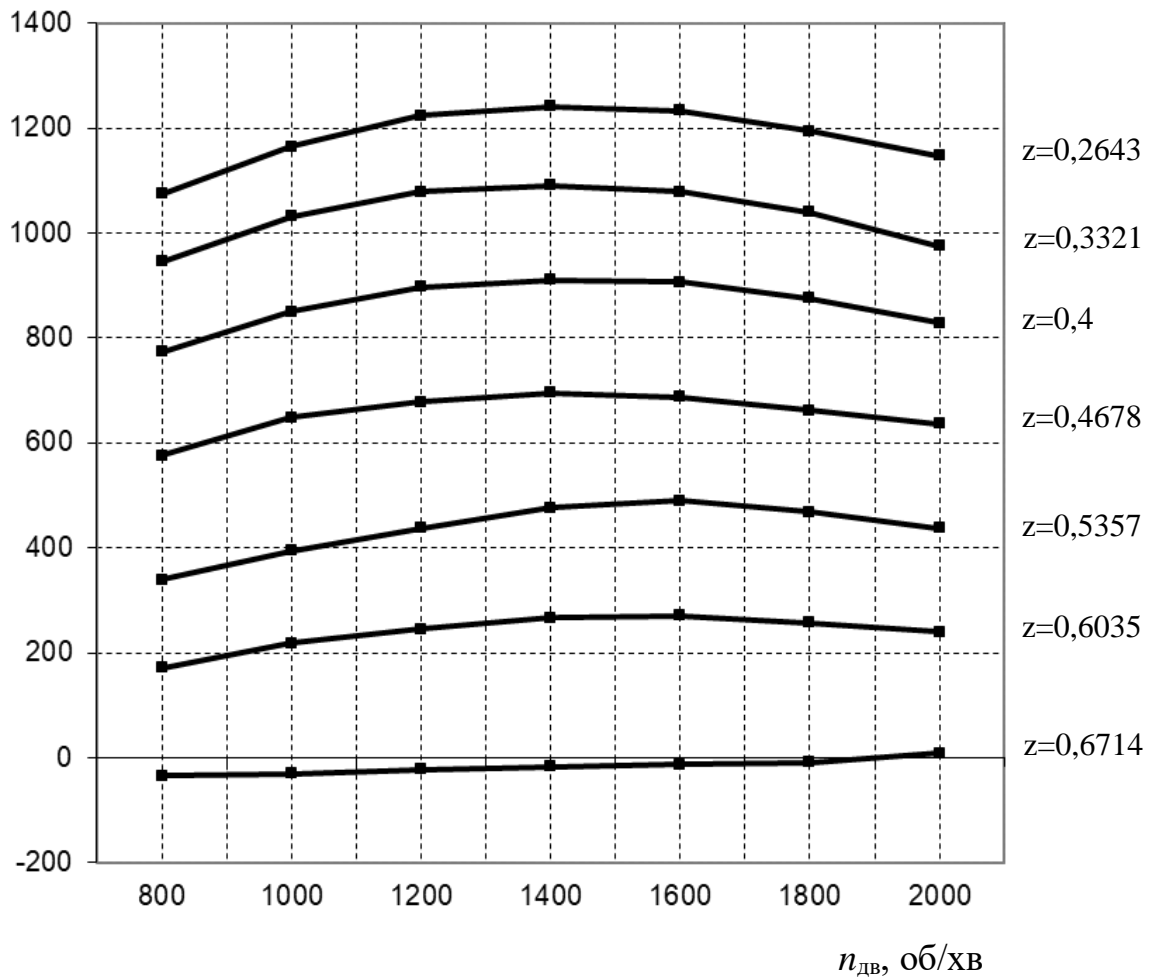
$M_{дв}, Н \cdot м$


Рисунок 2.26 – Швидкісні характеристики дизеля ЯМЗ-238 з турбонаддувом

Виконаємо апроксимацію залежності $M_i(n)$ поліномом степеня k методом найменших квадратів. Для цього значення функції у точках з координатами n_1, n_2, \dots, n_m позначимо як $M_{i1}, M_{i2}, \dots, M_{im}$.

Подаємо функцію $M_i(n)$ у вигляді

$$M_i(n) = \alpha_{i0} + \alpha_{i1} \cdot n + \alpha_{i2} \cdot n^2 + \dots + \alpha_{ik} \cdot n^k, \quad (2,29)$$

де α_{ij} ($i = 1, 2, \dots, r; j = 0, 1, 2, \dots, k$) – коефіцієнти, що залежать від положення рейки паливного насоса.

Для визначення коефіцієнтів α_{ij} формуємо, згідно з методом найменших квадратів, систему алгебраїчних рівнянь

$$\Phi \cdot a_i = B \quad (i = 1, 2, \dots, r), \quad (2,30)$$

де a_i – матриця-колонка невідомих,

$$a_i = \text{col}(\alpha_{i0}, \alpha_{i1}, \alpha_{i2}, \dots, \alpha_{ik}); \quad (2.31)$$

Φ – квадратна матриця коефіцієнтів,

$$\Phi = \begin{array}{|c|c|c|c|c|} \hline 1 & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^2 & \dots & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^k \\ \hline \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^2 & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^3 & \dots & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^{k+1} \\ \hline \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^2 & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^3 & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^4 & \dots & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^{k+2} \\ \hline \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \hline \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^k & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^{k+1} & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^{k+2} & \dots & \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^{2k} \\ \hline \end{array} \quad ;(2.32)$$

B – матриця-колонка вільних членів,

$$B = \text{col}\left(\frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m M_l, \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l \cdot M_l, \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^2 \cdot M_l, \dots, \frac{1}{m} \cdot \sum_{l=1}^m n_l^k \cdot M_l\right). \quad (2.33)$$

Згідно з залежностями, показаними на рис. 2.24, значення функцій $M_i(n)$, що відповідають значенням частоти обертання колінчастого вала 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800 та 2000 об/хв, наведені у таблиці 2.3. Отже, для визначення коефіцієнтів рівнянь (2.29) обмежуємося розглядом семи точок кожної з функцій $M_i(n)$. Обчислені значення коефіцієнтів α_{ij} ($i = 1, 2, \dots, r; j = 0, 1, 2, \dots, k$) для семи кривих, зображених на рис. 1, $r = 7$ та для степеня полінома $k = 6$ зведені у таблиці 2.4.

Одержані значення коефіцієнтів $\alpha_{i0}, \alpha_{i1}, \alpha_{i2}, \dots, \alpha_{i6}$ ($i = 1, 2, \dots, 7$) дають можливість знаходити значення крутного моменту як неперервної функції частоти обертання колінчастого вала для фіксованих значень параметра z .

Таблиця 2.3 – Значення крутного моменту двигуна

Переміщення рейки паливного насоса z , см	Крутний момент двигуна M , Н·м						
	Частота обертання колінчастого вала двигуна n , об/хв						
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
0,6714	-34,4	-30	-21,50	-17,2	-12,9	-8,6	8,6
0,6035	171,8	219	244,8	266,3	270,6	257,7	240,5
0,5357	339,3	395,1	438,1	476,7	489,6	468,2	438,1
0,4678	575,5	648,5	678,6	695,8	687,2	661,4	635,7
0,4	773,1	850,4	897,7	910,5	906,2	876,2	828,9
0,3321	944,9	1030,8	1078	1090,9	1078	1039,4	975
0,2643	1073,8	1163,9	1224,1	1241,3	1232,7	1194	1146,8

Крутний момент двигуна як функцію двох параметрів, – частоти обертання колінчастого вала двигуна і положення рейки паливного насоса, – подаємо у вигляді:

$$M(n, z) = \alpha_0(z) + \alpha_1(z) \cdot n + \alpha_2(z) \cdot n^2 + \dots + \alpha_k(z) \cdot n^k, \quad (2.34)$$

де $\alpha_j(z)$ ($j = 0, 1, 2, \dots, k$) – узагальнені коефіцієнти апроксимації, що залежать від параметра z ,

$$\alpha_j(z) = \beta_{j0} + \beta_{j1} \cdot z + \beta_{j2} \cdot z^2 + \dots + \beta_{jh} \cdot z^h \quad (j = 0, 1, 2, \dots, k), \quad (2.35)$$

тут h – порядок полінома.

Для знаходження коефіцієнтів многочленна (2.35) скористаємося значеннями

$$\alpha_j(z_i) = \alpha_{ij} \quad (i = 1, 2, \dots, r; j = 0, 1, 2, \dots, k) \quad (2.36)$$

Таблиця 2.4 – Значення коефіцієнтів, що залежать від положення рейки паливного насоса

i	Пере- міщен- ня рейки палив- ного насос а z , см	α_{i0} , Н·м	α_{i1} , Н·м/ (об/хв)	α_{i2} , Н·м/ (об/хв) ²	α_{i3} , Н·м/ (об/хв) ³	α_{i4} , Н·м/ (об/хв) ⁴	α_{i5} , Н·м/ (об/хв) ⁵	α_{i6} , Н·м/ (об/хв) ⁶
1	0,6714	$3,231 \times 10^3$	-14,293	0,025	$-2,055 \times 10^{-5}$	$7,759 \times 10^{-9}$	$-2,005 \times 10^{-13}$	0
2	0,6035	$-6,064 \times 10^3$	25,753	-0,042	$3,39 \cdot 10^{-5}$	$-1,214 \times 10^{-8}$	$1,736 \times 10^{-13}$	$1,05 \times 10^{-15}$
3	0,5357	$-4,458 \times 10^3$	19,391	-0,031	$2,414 \times 10^{-5}$	$-8,131 \times 10^{-9}$	$-3,257 \times 10^{-14}$	0
4	0,4678	$-9,606 \times 10^3$	42,147	-0,07	$5,631 \times 10^{-5}$	$-2,055 \times 10^{-8}$	$4,155 \times 10^{-13}$	$1,783 \times 10^{-15}$
5	0,4	$8,25 \cdot 10^3$	-35,083	0,063	$-5,411 \times 10^{-5}$	$2,062 \times 10^{-8}$	$-4,369 \times 10^{-13}$	$-1,937 \times 10^{-15}$
6	0,3321	$1,982 \times 10^3$	-6,745	0,014	$-1,232 \times 10^{-5}$	$4,644 \times 10^{-9}$	$-1,862 \times 10^{-14}$	0
7	0,2643	$9,603 \times 10^3$	-39,578	0,07	$-5,983 \times 10^{-5}$	$2,263 \times 10^{-8}$	$-4,818 \times 10^{-13}$	$-2,11 \times 10^{-15}$

Згідно з методом найменших квадратів формуємо систему алгебраїчних рівнянь для визначення коефіцієнтів залежності (2.35) у випадку апроксимації кожної із функцій α_j :

$$\Psi \cdot b_j = C \quad (j = 0, 1, 2, \dots, k), \quad (2.37)$$

де b_j – матриця-колонка невідомих,

$$b_j = \text{col}(\beta_{j0}, \beta_{j1}, \beta_{j2}, \dots, \beta_{jh}); \quad (2.38)$$

Ψ – квадратна матриця коефіцієнтів,

$$\Psi = \begin{array}{|c|c|c|c|c|} \hline 1 & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^2 & \dots & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^h \\ \hline \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^2 & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^3 & \dots & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^{h+1} \\ \hline \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^2 & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^3 & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^4 & \dots & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^{h+2} \\ \hline \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \hline \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^h & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^{h+1} & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^{h+2} & \dots & \frac{1}{r} \cdot \sum_{l=1}^r z_l^{2-h} \\ \hline \end{array} ; (2.39)$$

C – матриця-колонка вільних членів,

$$C = \left(\frac{1}{k} \cdot \sum_{l=1}^k \alpha_{lj}, \frac{1}{k} \cdot \sum_{l=1}^k Z_l \cdot \alpha_{lj}, \frac{1}{k} \cdot \sum_{l=1}^k Z_l^2 \cdot \alpha_{lj}, \dots, \frac{1}{k} \cdot \sum_{l=1}^k Z_l^h \cdot \alpha_{lj} \right) \quad (2.40)$$

Таблиця 2.5 – Значення коефіцієнтів апроксимації функції $\alpha_j(z)$

j	Фун- кції $\alpha_j(z)$	Коефіцієнти апроксимації функції $\alpha_j(z)$							
		β_{j0}	β_{j1}	β_{j2}	β_{j3}	β_{j4}	β_{j5}	β_{j6}	β_{j7}
0	$\alpha_0(z)$	$3,159 \times 10^7$	$-4,405 \times 10^8$	$2,49 \times 10^9$	$-7,277 \times 10^9$	$1,151 \times 10^{10}$	$-9,06 \times 10^9$	$2,275 \times 10^9$	$5,501 \times 10^8$
1	$\alpha_1(z)$	$-1,377 \times 10^5$	$1,92 \cdot 10^6$	$-1,085 \times 10^7$	$3,17 \cdot 10^7$	$-5,012 \times 10^7$	$3,946 \times 10^7$	$-9,916 \times 10^6$	$-2,391 \times 10^6$
2	$\alpha_2(z)$	$236,82$	$-3,302 \times 10^3$	$1,866 \times 10^4$	$-5,453 \times 10^4$	$8,621 \times 10^4$	$-6,788 \times 10^4$	$1,706 \times 10^4$	$4,108 \times 10^3$
3	$\alpha_3(z)$	$-0,198$	$2,754$	$-15,561$	$45,467$	$-71,871$	$56,587$	$-14,23$	$-3,418$
4	$\alpha_4(z)$	$7,499 \times 10^{-5}$	$-1,039 \times 10^{-3}$	$5,868 \times 10^{-3}$	$-0,017$	$0,027$	$-0,021$	$5,365 \times 10^{-3}$	$1,291 \times 10^{-3}$
5	$\alpha_5(z)$	$-1,839 \times 10^{-9}$	$2,568 \times 10^{-8}$	$-1,454 \times 10^{-7}$	$4,258 \times 10^{-7}$	$-6,746 \times 10^{-7}$	$5,315 \times 10^{-7}$	$-1,325 \times 10^{-7}$	$-3,329 \times 10^{-8}$
6	$\alpha_6(z)$	$-7,984 \times 10^{-12}$	$1,114 \times 10^{-10}$	$-6,301 \times 10^{-10}$	$1,844 \times 10^{-9}$	$-2,918 \times 10^{-9}$	$2,299 \times 10^{-9}$	$-5,75 \times 10^{-10}$	$-1,423 \times 10^{-10}$

Використовуючи по 7 точок функцій $\alpha_j(z)$, для яких значення аргумента і значення функцій подані у відповідних колонках таблиці 2.4, та приймаючи $h = 7$, проводимо апроксимацію цих функцій.

Обчислені коефіцієнти апроксимації, що фігурують у залежності (2.35), зведені у таблиці 2.5.

Після підстановки знайдених коефіцієнтів $\beta_{j0}, \beta_{j1}, \beta_{j2}, \dots, \beta_{j7}$ в рівняння (2.35), отримали значення коефіцієнтів $\alpha_j(z_i)$ ($i = 1, 2, \dots, r; j = 0, 1, 2, \dots, k$), подані у таблиці 2.6. Похибка апроксимації функцій $\alpha_j(z)$ є близькою до нуля.

Таблиця 2.6 – Значення узагальнених коефіцієнтів апроксимації

i	Переміщення рейки паливного насоса z , см	$\alpha_0(z_i)$, Н·м	$\alpha_1(z_i)$, Н·м/(об/хв)	$\alpha_2(z_i)$, Н·м/(об/хв) ²	$\alpha_3(z_i)$, Н·м/(об/хв) ³	$\alpha_4(z_i)$, Н·м/(об/хв) ⁴	$\alpha_5(z_i)$, Н·м/(об/хв) ⁵	$\alpha_6(z_i)$, Н·м/(об/хв) ⁶
1	0,6714	$3,231 \times 10^3$	-14,293	0,025	$-2,055 \times 10^{-5}$	$7,759 \times 10^{-9}$	$-2,005 \times 10^{-13}$	0
2	0,6035	$-6,064 \times 10^3$	25,753	-0,042	$3,39 \cdot 10^{-5}$	$-1,214 \times 10^{-8}$	$1,736 \times 10^{-13}$	$1,05 \times 10^{-15}$
3	0,5357	$-4,458 \times 10^3$	19,391	-0,031	$2,414 \times 10^{-5}$	$-8,131 \times 10^{-9}$	$-3,257 \times 10^{-14}$	0
4	0,4678	$-9,606 \times 10^3$	42,147	-0,07	$5,631 \times 10^{-5}$	$-2,055 \times 10^{-8}$	$4,155 \times 10^{-13}$	$1,783 \times 10^{-15}$
5	0,4	$8,25 \cdot 10^3$	-35,083	0,063	$-5,411 \times 10^{-5}$	$2,062 \times 10^{-8}$	$-4,369 \times 10^{-13}$	$-1,937 \times 10^{-15}$
6	0,3321	$1,982 \times 10^3$	-6,745	0,014	$-1,232 \times 10^{-5}$	$4,644 \times 10^{-9}$	$-1,862 \times 10^{-14}$	0
7	0,2643	$9,603 \times 10^3$	-39,578	0,07	$-5,983 \times 10^{-5}$	$2,263 \times 10^{-8}$	$-4,818 \times 10^{-13}$	$-2,11 \times 10^{-15}$

Після підстановки знайдених коефіцієнтів $\alpha_0(z), \alpha_1(z), \alpha_2(z), \dots, \alpha_6(z)$ в рівняння (2.34), отримали наступні значення крутного моменту (таблиця 2.7), які з достатньою точністю, що не перевищує 0,04%, відповідають заданим.

Таблиця 2.7 – Отримані значення крутного моменту

Переміщення рейки паливного насоса z , см	Крутний момент двигуна $M(n, z)$, Н·м						
	Частота обертання колінчастого вала двигуна n , об/хв						
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
0,6714	-34,4	-30	-21,50	-17,2	-12,9	-8,6	8,6
0,6035	171,8	219	244,8	266,3	270,6	257,7	240,5
0,5357	339,3	395,1	438,1	476,7	489,6	468,2	438,1
0,4678	575,5	648,5	678,6	695,8	687,2	661,4	635,7
0,4	773,1	850,4	897,7	910,5	906,2	876,2	828,9
0,3321	944,9	1031	1078	1091	1078	1039	975
0,2643	1074	1164	1224	1241	1233	1194	1147

2.5. Висновки

1. Сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму суттєво залежить від ходу бойка, сили спрацювання механізму, площі поперечного перерізу бурильних труб та довжини колони.

2. Ефективність вивільнення прихопленої колони за допомогою гідравлічного ударного механізму покращується із збільшенням ходу бойка та сили спрацювання механізму, а також із використанням колони більшою площею поперечного перерізу та меншою довжиною.

3. Найбільших значень сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму набуває не в початковий момент удару, а протягом першого і другого періодів коливань.

4. Рекомендується використовувати гідравлічні ударні механізми з більшим значенням сили спрацювання. Ця сила не повинна перевищувати допустиму силу натягу, яку розвиває привід бурової установки.

5. Сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму і, відповідно, ефективність процесу ліквідації прихоплення суттєво залежить від режиму роботи приводу бурової установки.

6. Ефективність вивільнення прихопленої колони за допомогою гідравлічного ударного механізму зростає із збільшенням числових значень моменту тертя в муфті приводу бурової установки та при роботі приводу на нижчих передачах.

7. Для підвищення ефективності ліквідації прихоплень бурильних колон рекомендується розганяти підймальну систему на першій або другій передачах, задавати момент тертя в оперативній муфті, рівний 75-100 Н·м.

8. Шляхом апроксимації графічно заданих залежностей крутного моменту від частоти обертів колінчастого вала за фіксованих значень переміщення рейки паливного насоса, отримано аналітичну залежність крутного моменту двигуна від двох параметрів: частоти обертання колінчастого вала двигуна та переміщення рейки паливного насоса. Ця залежність дає можливість проводити дослідження нестационарних динамічних процесів у привідних системах машинних агрегатів.

РОЗДІЛ 3

ХВИЛЬОВІ ПРОЦЕСИ В ПРИХОПЛЕНІЙ У СВЕРДЛОВИНІ КОЛОНІ ТРУБ

3.1. Математичне моделювання хвильових процесів у колоні труб з урахуванням розсіювання енергії коливань

Розрахункова схема прихопленої у свердловині колони бурильних труб зображена на рис. 3.1, а, де l – довжина колони; m_1 і m_2 – маси бурового інструмента і зв'язаної з колоною частини пристрою для ліквідації прихоплень, що розглядаються як тверді тіла; x – нерухома поздовжня координата з початком у точці O , яка є центром нижнього крайнього поперечного перерізу колони за відсутності поздовжніх деформацій бурильних труб; $u(x,t)$ – переміщення деякого поперечного перерізу колони у напрямі координати x , яке є функцією цієї координати і часу. Якщо ліквідацію прихоплення здійснюють за допомогою глибинного ударного пристрою (наприклад, гідравлічного ударного механізму), то прихоплену частину колони верхнім кінцем жорстко з'єднують з корпусом пристрою. У випадку застосування надземного пристрою для ліквідації прихоплень, оснащеного електричним лінійним імпульсним двигуном, прихоплену у свердловині колону бурильних труб з'єднують верхнім кінцем з якорем пристрою.

Беручи до уваги релаксацію середовища взаємодії бурильних труб зі стінками свердловини, будемо вважати, що в стані спокою колона знаходиться у рівновазі під дією розподілених сил власної ваги і виштовхувальних сил колони інтенсивністю f_g , зосереджених сил ваги зв'язаних з колоною твердих тіл G_1 і G_2 , а також статичної реакції опорного вузла P_s . Під час ліквідації прихоплення на верхній кінець колони бурильних труб діє, крім статичного, імпульсне осьове навантаження $P_d(t)$, внаслідок чого у колоні виникають хвильові процеси, які супроводжуються дією

розподілених по довжині колони сил інерції інтенсивністю $f_i(x,t)$, а також сил сухого і вязкого тертя інтенсивністю $f_\mu(x,t)$ і $f_v(x,t)$ відповідно. У загальному випадку силу, прикладену до верхнього кінця колони, позначаємо як $P(t)$.

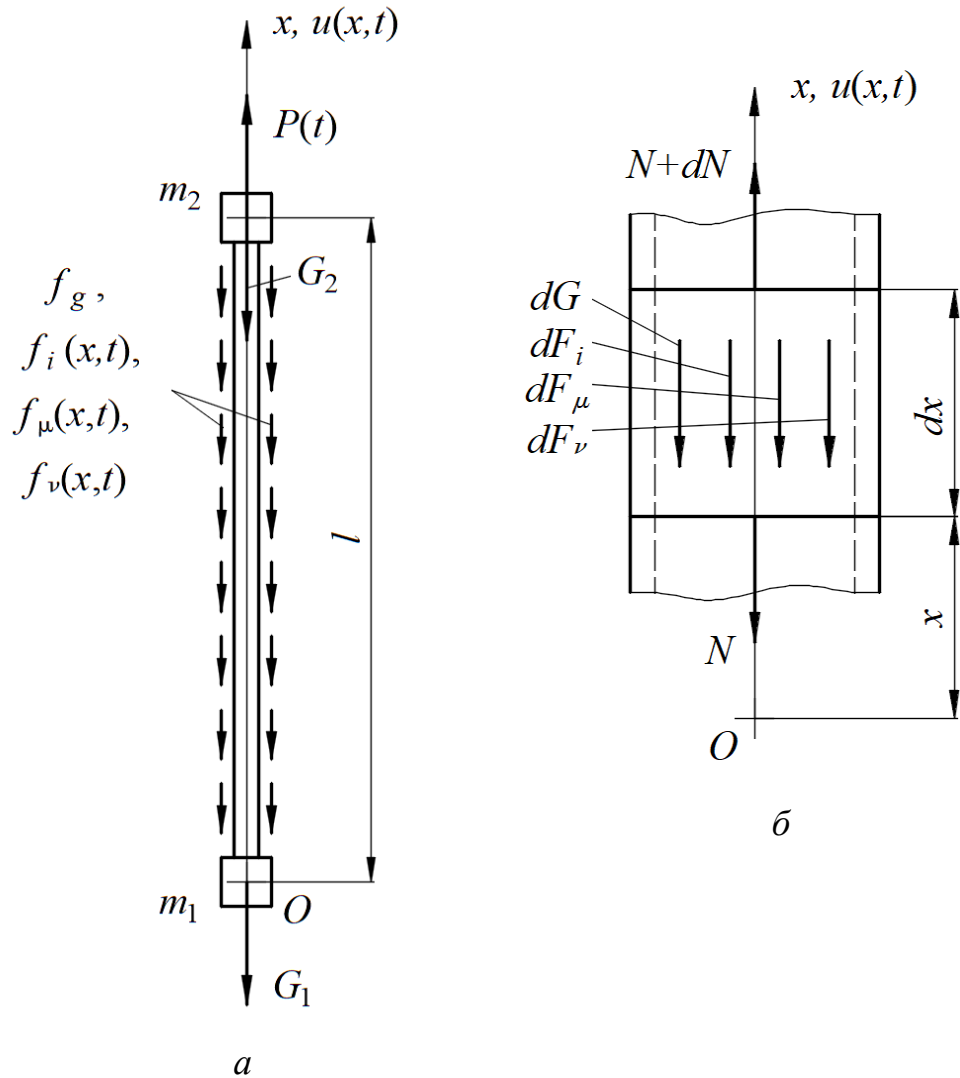


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема прихопленої у свердловині колони бурильних труб (а) і схема навантаження елементарного відрізка колони (б).

Інтенсивність розподілу сил власної ваги і виштовхувальних сил, що діють на колону, визначається залежністю

$$f_g = \rho A g \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \sin^2 \alpha \right) \cos \alpha, \quad (3.1)$$

де ρ і ρ_0 – густина матеріалу бурильних труб і густина промивальної рідини; A – площа поперечного перерізу колони; α – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі.

Інтенсивність розподілу сил інерції та сил вязкого тертя подаємо як

$$f_i = \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; \quad f_v = v \frac{\partial u}{\partial t}, \quad (3.2)$$

де t – час; v – коефіцієнт в'язкого тертя, чисельне значення якого дорівнює силі в'язкого опору рухові колони у свердловині, яка припадає на відрізок колони одиничної довжини за одиничної швидкості руху.

Інтенсивність розподілу сил сухого тертя визначаємо із застосуванням закону Кулона (Coulomb Ch. A.), згідно з яким максимальне значення інтенсивності

$$f_{\mu \max} = \frac{\mu |N|}{R} + f_{\tau}, \quad (3.3)$$

де μ – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини; N – сила натягу колони бурильних труб; R – усереднений радіус кривизни осі свердловини; f_{τ} – інтенсивність розподілу граничного динамічного зусилля зсуву колони у в'язкопластичній рідині.

Припускаючи, що матеріал бурильних труб підпорядковується реологічній моделі Кельвіна-Фойхта (Kelvin, Voigt), поздовжню силу в колоні записуємо як

$$N = EA \frac{\partial u}{\partial x} + \eta A \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}, \quad (3.4)$$

де E і η – модуль пружності і коефіцієнт внутрішнього в'язкого тертя матеріалу бурильних труб.

Підставляючи залежність (4) у формулу (3), одержуємо

$$f_{\mu \max} = \frac{\mu A}{R} \left| E \frac{\partial u}{\partial x} + \eta \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right|. \quad (3.5)$$

Розглянемо нескінченно малий елемент колони бурильних труб (рис. 3.1, б), який знаходиться у динамічній рівновазі під дією елементарних зовнішніх сил

$$dG = f_g dx; dF_i = f_i dx; dF_{\mu} = f_{\mu} dx; dF_v = f_v dx, \quad (3.6)$$

причому,

$$dF_{\mu \max} = f_{\mu \max} dx, \quad (3.7)$$

а також внутрішніх сил N і $N+dN$. Згідно з залежністю (3.4), приріст поздовжньої сили визначається як

$$dN = EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} dx. \quad (3.8)$$

Рівняння динамічної рівноваги нескінченно малого елемента колони запишемо у вигляді

$$dN - dF_i = dG + dF_{\mu} + dF_v, \quad (3.9)$$

причому

$$dF_{\mu} = dN - dF_i - dG,$$

$$\text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad |dN - dF_i - dG| \leq dF_{\mu \max};$$

$$dF_{\mu} = dF_{\mu \max} \text{sign}(dN - dF_i - dG),$$

$$\text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} \neq 0, \quad |dN - dF_i - dG| > dF_{\mu \max};$$

$$dF_{\mu} = dF_{\mu \max} \text{sign}\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right), \quad \text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} \neq 0. \quad (3.10)$$

З урахуванням співвідношень (3.1)–(3.3), (3.5), (3.6), (3.8) зводимо рівняння (3.9) до вигляду

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + b^2 \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = g^* + f_{\mu}^* + f_v^*, \quad (3.11)$$

де

$$a^2 = \frac{E}{\rho}, \quad b^2 = \frac{\eta}{\rho}, \quad g^* = g \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \sin^2 \alpha \right) \cos \alpha, \\ f_{\mu}^* = \frac{f_{\mu}}{\rho A}, \quad f_v^* = \frac{f_v}{\rho A}. \quad (3.12)$$

Із співвідношень (3.1)–(3.3), (3.5), (3.6)–(3.8), (3.10) одержуємо інтенсивність розподілу сил сухого тертя по довжині колони бурильних труб у довільний момент часу

$$f_{\mu} = EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g,$$

$$\text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad \left| EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g \right| \leq f_{\mu \max};$$

$$f_{\mu} = f_{\mu \max} \operatorname{sign} \left(EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g \right), \quad \text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} = 0,$$

$$\left| EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g \right| > f_{\mu \max};$$

$$f_{\mu} = f_{\mu \max} \operatorname{sign} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right), \quad \text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} \neq 0. \quad (3.13)$$

Крайову умову інтегрування рівняння в частинних похідних (3.11), яка повинна виконуватися на нижньому кінці колони бурильних труб, запишемо як

$$EA \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} + \eta A \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \Big|_{x=0} - m_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = G_1 \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \right) -$$

$$-Al\rho_0g \cos \alpha + F_{\mu 1} + v_1 \frac{\partial u(0,t)}{dt}, \quad (3.14)$$

де

$$F_{\mu 1} = EA \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} + \eta A \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right|_{x=0} - m_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} -$$

$$-G_1 \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \right) + Al\rho_0g \cos \alpha ,$$

$$\text{якщо } \frac{\partial u(0,t)}{\partial t} = 0, \left| EA \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} + \eta A \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right|_{x=0} - m_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \right.$$

$$\left. -v_1\rho g \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \right) + Al\rho_0g \cos \alpha \right| \leq F_{\mu 1 \max} ;$$

$$F_{\mu 1} = F_{\mu 1 \max} \operatorname{sign} \left(EA \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} + \eta A \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right|_{x=0} - \right.$$

$$\left. -m_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - G_1 \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \right) + Al\rho_0g \cos \alpha \right),$$

$$\text{якщо } \frac{\partial u(0,t)}{\partial t} = 0, \left| EA \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} + \eta A \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right|_{x=0} - m_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \right.$$

$$\left. -v_1\rho g \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \right) + Al\rho_0g \cos \alpha \right| > F_{\mu 1 \max} ;$$

$$F_{\mu 1} = F_{\mu 1 \max} \operatorname{sign} \left(\frac{\partial u(0,t)}{\partial t} \right), \text{ якщо } \frac{\partial u(0,t)}{\partial t} \neq 0. \quad (3.15)$$

Аналогічно запишемо крайову умову для верхнього кінця колони,

$$EA \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=l} + \eta A \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right|_{x=l} + m_2 \frac{\partial^2 u(l,t)}{\partial t^2} = P(t) - G_2, \quad (3.16)$$

де

$$P(t) = P_s + P_d(t), \quad (3.17)$$

причому,

$$P_d = P_{d \max}, \text{ якщо } t \leq \Delta t; P_d = 0, \text{ якщо } t > \Delta t. \quad (3.18)$$

3.2. Скінченно-елементна дискретизація рівнянь, що описують хвильові процеси в прихопленій у свердловині колоні труб

Математична модель динамічних процесів, збудених в колоні труб імпульсними навантаженнями. Розглянемо математичну модель механічної системи, утвореної підймальним механізмом бурової або вантажопідйальної установки, імпульсно-хвильовим пристроєм і прихопленою колоною труб. Аналіз динамічних процесів виконуємо, застосовуючи континуально-дискретну розрахункову модель, подану на рис. 3.2, де m_1 – зведена до кронблока маса вишки; m_k, m_a, m_r – маси корпусу, якоря і реактора пристрою (величину m_k визначаємо з урахуванням маси крюкоблока установки); c_b – жорсткість вишки; c_{s1}, c_{s2}, c_{s12} – жорсткості елементів, за допомогою яких враховуємо пружні властивості талевого каната; c_{r1}, c_{r2} – жорсткості пружин, що утримують реактор в корпусі; c_{a1}, c_{a2} – жорсткості упорів, які обмежують переміщення якоря відносно корпусу; $\nu_b, \nu_{s1}, \nu_{s2}, \nu_{s12}, \nu_{r1}, \nu_{r2}, \nu_{a1}, \nu_{a2}$ – коефіцієнти лінійного опору елементів системи; l_1, l_2, \dots, l_n – довжини ділянок бурильної колони, в межах яких поперечні перерізи колони вважаємо сталими; y_1, y_k, y_r – координати руху ланок із зосередженими масами; x_1, x_2, \dots, x_n – поздовжні координати колони, початки яких розташовані у верхніх крайніх перерізах відповідних ділянок. З урахуванням схеми запасовування каната талевої системи бурових установок визначаємо квазіпружні коефіцієнти c_{s1}, c_{s2}, c_{s12} та коефіцієнти лінійного опору $\nu_{s1}, \nu_{s2}, \nu_{s12}$ у вигляді

$$c_{s1} = 2(k+2)c_s, \quad c_{s2} = -2kc_s, \quad c_{s12} = k(k+2)c_s;$$

$$v_{s1} = 2(k+2)v_s, \quad v_{s2} = -2kv_s, \quad v_{s12} = k(k+2)v_s,$$

де c_s і v_s – жорсткість та коефіцієнт лінійного опору робочої частини каната;
 k – кратність поліспасти.

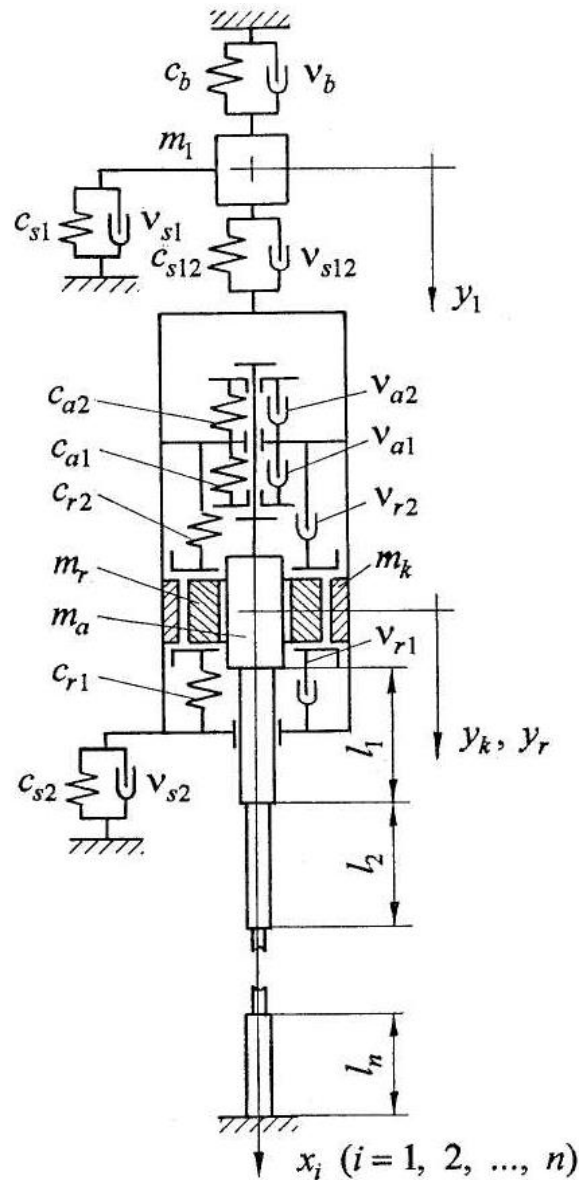


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема бурової установки з пристроєм для вивільнення колони труб

Під час роботи пристрою якір може вільно переміщуватися відносно корпусу в осьовому напрямку на відстань ε . Пружини, квазіпружні коефіцієнти яких становлять c_{r1} , і c_{r2} , працюють лише на стиск в заданих діапазонах деформацій.

Рівняння руху вишки, поданої у вигляді зосередженої маси, має вигляд

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + v_b \frac{dy_1}{dt} + c_b y_1 - (k+2)F_s = \delta c_b, \quad (3.19)$$

де F_s – зусилля в талевому канаті; δ – статична деформація вишки під дією сил власної ваги.

Значення F_s знаходимо за співвідношеннями:

$$F_s = k(c_s y_k + v_s v_k) - (k+2)(c_s y_1 + v_s v_1), \quad \text{якщо } \Delta > 0;$$

$$F_s = 0, \quad \text{якщо } \Delta \leq 0, \quad (3.20)$$

де v_1 і v_k – швидкості руху кронблока вишки і корпуса пристрою; $\Delta = ky_k - (k+2)y_1$ – абсолютне видовження каната.

Початкові умови інтегрування рівняння (3.19) такі:

$$y_1(0) = \delta + (k+2)F_{s0}/c_b; \quad v_1(0) = 0, \quad (3.21)$$

де F_{s0} – зусилля попереднього натягу каната.

Якщо виконуються умови

$$y_k = y_r, \quad -F_{r10} < F_{ar} - m_r \frac{d^2 y_r}{dt^2} < F_{r20}, \quad (3.22)$$

де F_{ar} – зусилля електромагнітної взаємодії якоря і реактора; F_{r10} і F_{r20} – зусилля попереднього стиску пружин, що мають жорсткості c_{r1} , c_{r2} маси корпуса і реактора здійснюють сумісний рух ($y_k = y_r$), який описується рівнянням

$$(m_k + m_r) \frac{d^2 y_k}{dt^2} + kF_s - F_{ka} = (m_k + m_r)g + F_{ar}, \quad (3.23)$$

де F_{ka} – сила взаємодії корпуса з якорем; g – прискорення вільного падіння. Якщо порушується одна із нерівностей, що входять в умови (3.22), виникають додаткові деформації пружин. Тоді рівняння руху елементів з масами m_k , m_r будуть

$$m_k \frac{d^2 y_k}{dt^2} + kF_s - F_{ka} - F_{kr} = m_k g;$$

$$m_r \frac{d^2 y_r}{dt^2} + F_{kr} = F_{ar} + m_r g, \quad (3.24)$$

де F_{kr} – сила взаємодії корпусу з реактором,

$$\begin{aligned} F_{kr} &= F_{r10} + c_{r1}(y_r - y_k) + v_{r1}(v_r - v_k), \quad \text{якщо } y_r - y_k > 0; \\ F_{kr} &= -F_{r20} + c_{r2}(y_r - y_k) + v_{r2}(v_r - v_k), \quad \text{якщо } y_r - y_k < 0, \end{aligned} \quad (3.25)$$

тут v_r – швидкість руху реактора.

Рівняння руху ділянок колони запишемо у вигляді

$$\frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} + \mu_i \frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^3 u_i}{\partial \xi_i^2 \partial t} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (3.26)$$

де u_i – переміщення перерізу i -ї ділянки колони в напрямку x_i , котре розглядаємо як функцію відносної координати $\xi_i = x_i/l_i$ та часу; a_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій; μ_i – коефіцієнт, що характеризує розсіяння енергії у матеріалі згідно з гіпотезою Фойхта; b_i – коефіцієнт лінійного опору рухові колони у свердловині; g_i – функція, за допомогою якої враховується розподілене навантаження.

Значення a_i^2 , $2b_i$, g_i визначаємо за формулами

$$\begin{aligned} a_i^2 &= E_i / \rho_i; \quad 2b_i = v_i / (A_i \rho_i); \\ g_i &= g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha\right) \cos \alpha + \frac{q_{\tau 1i} + q_{\tau 2i}}{A_i \rho_i} + \frac{a_i^2}{l_i \rho_0} \frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} f \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \end{aligned}$$

де E_i і ρ_i – модуль пружності першого роду і густина матеріалу бурильних труб; v_i – коефіцієнт, чисельно рівний силі опору рухові колони у свердловині, яка припадає на ділянку одиничної довжини при одиничній швидкості руху; g – пришвидшення вільного падіння; ρ – густина бурового розчину; α – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі; f – коефіцієнт сухого тертя колони до стінки свердловини; $q_{\tau 1i}$, $q_{\tau 2i}$ – розподілені сили, які створюються в осьовому напрямку на внутрішній і зовнішній поверхнях

колони потоком промивальної рідини, ρ_0 – усереднений радіус кривизни свердловини.

Крайові умови інтегрування рівнянь (3.26) запишемо у вигляді

$$m_a \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - \frac{E_1 A_1}{l_1} \left(\frac{\partial u_1}{\partial \xi_1} + \mu_1 \frac{\partial^2 u_1}{\partial \xi_1 \partial t} \right) + F_{ka} + F_{ar} = 0, \quad \text{якщо } \xi_1 = 0; \quad (3.27)$$

$$\frac{E_i A_i}{l_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} + \mu_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i \partial t} \right) = \frac{E_{i+1} A_{i+1}}{l_{i+1}} \left(\frac{\partial u_{i+1}}{\partial \xi_{i+1}} + \mu_{i+1} \frac{\partial^2 u_{i+1}}{\partial \xi_{i+1} \partial t} \right),$$

$$u_i(1, t) = u_{i+1}(0, t) \quad (i=1, 2, \dots, n-1), \quad \text{якщо } \xi_i = 1, \xi_{i+1} = 0; \quad (3.28)$$

$$u_n(1, t) = 0, \quad (3.29)$$

де E_i – модуль пружності матеріалу бурильних труб першого роду; A_i – площа поперечного перерізу колони.

Силу взаємодії корпусу з якорем пристрою знаходимо за співвідношеннями

$$F_{ka} = -c_{a2} \Lambda + v_{a2} \left(\frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t} - v_k \right), \quad \text{якщо } \Lambda < 0;$$

$$F_{ka} = 0, \quad \text{якщо } 0 \leq \Lambda \leq \varepsilon;$$

$$F_{ka} = -c_{a1} (\Lambda - \varepsilon) + v_{a1} \left(\frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t} - v_k \right), \quad \text{якщо } \Lambda > \varepsilon, \quad (3.30)$$

де Λ – переміщення корпусу відносно якоря (вважаємо, що в момент дотикання якоря до упору з жорсткістю c_{a2} значення параметра Λ дорівнює нулю).

Початкові умови руху колони отримуємо, розглядаючи пружно-деформований стан механічної системи, що перебуває у рівновазі, і запишемо як

$$u_i(\xi_i, 0) = \frac{N_i(0, 0) l_i}{E_i A_i} \xi_i - \frac{l_i^2 g_i}{2a_i^2} \xi_i^2 + u_i(0, 0); \quad \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = 0 \quad (3.31)$$

$$(i=1, 2, \dots, n),$$

де

$$u_i(0, 0) = \sum_{j=1}^n \left(\frac{l_j^2 g_j}{2a_j^2} - \frac{N_j(0, 0)l_j}{E_j A_j} \right) \quad (i=1, 2, \dots, n).$$

Тут N_i – поздовжня сила в колоні на i -й ділянці, значення якої для $t = 0$ знаходимо у вигляді

$$N_i(\xi_i, 0) = N_i(0, 0) - A_i \rho_i l_i g_i \xi_i,$$

причому ρ_i – густина матеріалу бурильних труб.

Поздовжні сили у верхніх крайніх перерізах ділянок визначаються за формулами

$$N_1(0, 0) = kF_s(0) - g(m_k + m_r + m_a);$$

$$N_i(0, 0) = N_1(0, 0) - \sum_{j=1}^{i-1} A_j l_j \rho_j g_j \quad (i=2, 3, \dots, n).$$

Для знаходження поздовжньої сили в колоні під час її руху використовуємо залежність

$$N_i(\xi_i, t) = \frac{E_i A_i}{l_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} + \mu_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i \partial t} \right).$$

Початкові умови для розв'язування рівняння (3.23) мають вигляд

$$y_k = u_1(0, 0) - [kF_s(0) - g(m_k + m_r)]/c_{a2}; \quad v_k = 0. \quad (3.32)$$

Якщо виникає потреба в інтегруванні рівняння (3.24) замість співвідношення (3.23), то початкові умови визначаємо як значення переміщень і швидкостей корпусу і реактора наприкінці попереднього етапу руху. Аналогічно переходимо до розв'язування рівняння (3.23), якщо повторно виконуються умови (3.22).

Отже, аналіз динамічних процесів у механічній системі бурової установки з пристроєм для вивільнення прихопленої колони труб зводиться до сумісного інтегрування рівнянь (3.19), (3.23), (3.24), (3.26) з урахуванням алгебричних та диференціальних співвідношень (3.20), (3.22), (3.25), (3.27) – (3.30) і початкових умов (3.21), (3.31), (3.32). Приймаючи до уваги, що рух механічної системи описується громіздкою сукупністю звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь з частинними похідними, а також ураховуючи нелінійність математичної моделі, зумовлену багаторазовими змінами структури системи в процесі руху, застосовуємо числові методи аналізу. У цьому випадку легко врахувати будь-яку залежність вимушеної сили F_{ar} від часу. Як показує досвід, достанню точність розрахунку можна отримати, задаючи імпульсне навантаження у вигляді

$$F_{ar} = F_{ar0} \sin^2 \omega t, \quad \text{якщо } \omega t \leq \pi;$$

$$F_{ar} = 0, \quad \text{якщо } \omega t > \pi; \quad (3.33)$$

Тут F_{ar0} і ω – амплітуда і колова частота імпульсу.

Внаслідок дії на бурильну колону імпульсних коливань в ній виникають хвилі деформацій з крутим фронтом. Це зумовлює підвищені вимоги до точності визначення невідомих функцій рівнянь з частинними похідними (3.26). Одним із найефективніших підходів до розв'язування задачі є застосування методу скінченних елементів безпосередньо до вказаних рівнянь руху. Апроксимацію невідомих функцій виконуємо методом зважених нев'язок.

Залежності $u_i(\xi_i, t)$, що задовільняють рівнянням (3.26), подаємо з деяким наближенням у вигляді

$$u_i(\xi_i, t) \cong U_i(\xi_i) \tau_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (3.34)$$

де $U_i(\xi_i)$ і $\tau_i(t)$ – одномірні матриці,

$$U_i(\xi_i) = (U_{i1}(\xi_i), U_{i2}(\xi_i), \dots, U_{ik}(\xi_i));$$

$$\tau_i(t) = \text{col}(\tau_{i1}(t), \tau_{i2}(t), \dots, \tau_{ik}(t)),$$

тут $U_{ij}(\xi_i)$ ($j = 1, 2, \dots, k$) – базисні функції,

$$U_{i1} = 1 - \xi_i; \quad U_{ij} = \sin(j-1)\pi\xi_i \quad (j = 2, 3, \dots, k-1); \quad U_{ik} = \xi_i. \quad (3.35)$$

Після підстановки (3.34) у (3.26) отримуємо нев'язку $R_{i\Omega}$ в області Ω_i зміни шуканої функції u_i у формі

$$R_{i\Omega} = \frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{d^2 U_i}{d\xi_i^2} \left(\tau_i + \mu_i \frac{d\tau_i}{dt} \right) - U_i \left(2b_i \frac{d\tau_i}{dt} + \frac{d^2 \tau_i}{dt^2} \right) + g_i. \quad (3.36)$$

Зважені нев'язки R_{ij} визначаємо шляхом множення величини $R_{i\Omega}$ на вагову функцію f_{ij} і інтегрування добутку в області Ω_{ij} , отже

$$R_{ij} = \int_{\Omega} f_{ij} R_{i\Omega} d\Omega. \quad (3.37)$$

Приймаючи у відповідності до методу Бубнова-Гальоркіна вагові функції f_{ij} рівними базисним функціям U_{ij} , із рівностей (3.36), (3.37) отримуємо матрицю-колонку зважених нев'язок розв'язку рівняння (3.26) на відріжку $0 \leq \xi_i \leq 1$:

$$R_i = \Lambda_1 \frac{d^2 \tau_i}{dt^2} + \left(2b_i \Lambda_1 + \frac{a_i^2 \mu_i}{l_i^2} \Lambda_2 \right) \frac{d\tau_i}{dt} + \frac{a_i^2}{l_i^2} \Lambda_2 \tau_i + g_i \Lambda_3, \quad (3.38)$$

де R_i – k -мірна матриця-колонка; Λ_1, Λ_2 – квадратні k -матриці; Λ_3 – k -мірна матриця-колонка.

З урахуванням (3.27) – (3.29), (3.34), (3.35) отримуємо нев'язки розв'язків рівнянь (3.26) на краях ділянок колони у вигляді

$$S_0 = -\frac{E_1 A_1}{l_1} U_1^* \left(\tau_1 + \mu_1 \frac{d\tau_1}{dt} \right) + m_a \frac{d^2 \tau_{11}}{dt^2} + F_{ka} + F_{ar}; \quad (3.39)$$

$$S_i = \frac{E_i A_i}{l_i} U_2^* \left(\tau_i + \mu_i \frac{d\tau_i}{dt} \right) - \frac{E_{i+1} A_{i+1}}{l_{i+1}} U_1^* \left(\tau_{i+1} + \mu_{i+1} \frac{d\tau_{i+1}}{dt} \right),$$

$$S_i^* = \tau_{ik} - \tau_{i+1,1} \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad (3.40)$$

$$S_n = \tau_{nk}, \quad (3.41)$$

де U_1^*, U_2^* – матриці-стрічки,

$$U_1^* = \left(\frac{dU_i}{d\xi_i} \right)_{\xi_i=0}; \quad U_2^* = \left(\frac{dU_i}{d\xi_i} \right)_{\xi_i=1},$$

що визначаються з урахуванням (3.35) як

$$U_1^* = (-1, \pi, 2\pi, 3\pi, \dots, (m-1)\pi, \dots, (k-2)\pi, 1);$$

$$U_2^* = (-1, -\pi, 2\pi, -3\pi, \dots, (-1)^{m-1}(m-1)\pi, \dots, (-1)^{k-2}(k-2)\pi, 1).$$

Загальне число нев'язок, що визначаються за допомогою виразів (3.38) – (3.41) складає $nk + 2n$. Сформуємо nk рівнянь, які виражають умови рівності нулю сум нев'язок всередині та на межах областей зміни функцій U_{ij} . Це дасть можливість мінімізувати нев'язки за рахунок вибору функцій τ_{ij} ($i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, k$). Рівняння мінімізації запишемо у вигляді

$$R_i + \kappa_{1i}S_{i-1} + \kappa_{2i}S_i = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (3.42)$$

де κ_{1i} і κ_{2i} – матриці-колонки вагових коефіцієнтів,

$$\kappa_{1i} = \text{col}(\kappa_{1i1}, \kappa_{1i2}, \dots, \kappa_{1ik}); \quad \kappa_{2i} = \text{col}(\kappa_{2i1}, \kappa_{2i2}, \dots, \kappa_{2ik}).$$

З урахуванням (3.38) – (3.41) перетворимо матричне співвідношення (3.42) до вигляду

$$\frac{d^2\tau_1}{dt^2} + (2b_1E_k + \mu_1\Gamma_1)\frac{d\tau_1}{dt} + \mu_1\Delta_{21}\frac{d\tau_2}{dt} + \Gamma_1\tau_1 + \Delta_{21}\tau_2 + \theta_1 = 0;$$

$$\frac{d^2\tau_i}{dt^2} + (2b_iE_k + \mu_i\Gamma_i)\frac{d\tau_i}{dt} + \mu_{i-1}\Delta_{1i}\frac{d\tau_{i-1}}{dt} + \mu_{i+1}\Delta_{2i}\frac{d\tau_{i+1}}{dt} +$$

$$+ \Gamma_i\tau_i + \Delta_{1i}\tau_{i-1} + \Delta_{2i}\tau_{i+1} + \theta_i = 0 \quad (i = 2, 3, \dots, n-1);$$

$$\frac{d^2\tau_n}{dt^2} + (2b_nE_k + \mu_n\Gamma_n)\frac{d\tau_n}{dt} + \mu_{n-1}\Delta_{1n}\frac{d\tau_{n-1}}{dt} + \Gamma_n\tau_n + \Delta_{1n}\tau_{n-1} + \theta_n = 0, \quad (3.43)$$

де E_k – одинична k -матриця; Γ_i ($i = 1, 2, \dots, n$), Δ_{1i} ($i = 2, 3, \dots, n$), Δ_{2i} ($i = 1, 2, \dots, n-1$) – квадратні матриці,

$$\Gamma_i = \frac{a_i^2}{l_i^2} \Psi_i^{-1} \Lambda_2 + \frac{E_i A_i}{l_i} \Psi_i^{-1} (\kappa_{2i} U_2^* - \kappa_{1i} U_1^*) \quad (i=1, 2, \dots, n-1);$$

$$\Gamma_n = \frac{a_n^2}{l_n^2} \Psi_n^{-1} \Lambda_2 - \frac{E_n A_n}{l_n} \Psi_n^{-1} \kappa_{1n} U_1^* + \Gamma_\kappa;$$

$$\Delta_{1i} = \frac{E_{i-1} A_{i-1}}{l_{i-1}} \Psi_i^{-1} \kappa_{1i} U_2^*; \quad \Delta_{2i} = -\frac{E_{i+1} A_{i+1}}{l_{i+1}} \Psi_i^{-1} \kappa_{2i} U_1^*;$$

θ_i ($i=1, 2, \dots, n$) – матриці-колонки,

$$\theta_1 = \Psi_1^{-1} [g_1 \Lambda_3 + \kappa_{1i} (F_{ka} + F_{ar})];$$

$$\theta = \Psi_i^{-1} g_i \Lambda_3 \quad (i=2, 3, \dots, n),$$

причому Ψ_i ($i=1, 2, \dots, n$) – квадратні матриці,

$$\Psi_1 = \Lambda_1 + \Lambda_\kappa; \quad \Psi_i = \Lambda_1 \quad (i=2, 3, \dots, n),$$

Γ_κ і Λ_κ – квадратні матриці,

$$\Gamma_\kappa = (0 \quad \kappa_{2n}); \quad \Lambda_\kappa = (\kappa_{11} \quad 0).$$

Зведемо сукупність диференціальних рівнянь (3.43) до нормальної форми Коші і подамо у матричному вигляді

$$\frac{d\mathfrak{D}_0}{dt} = G_0 \mathfrak{D}_0 + H_0 \tau_0 + \theta_0, \quad \frac{d\tau_0}{dt} = \mathfrak{D}_0, \quad (3.44)$$

де τ_0, ν_0, θ_0 – матриці-колонки,

$$\tau_0 = \text{col}(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n), \quad \mathfrak{D}_0 = \text{col}(\mathfrak{D}_1, \mathfrak{D}_2, \dots, \mathfrak{D}_n),$$

$$\theta_0 = -\text{col}(\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n);$$

G_0 і H_0 – стрічкові квадратні матриці розмірністю $nk \times nk$.

Використовуючи ансамблювання матричних співвідношень (3.44) з урахуванням другої рівності (3.40), отримуємо систему диференціальних рівнянь, порядок якої становить $nk-n+1$. Якщо в результаті ансамблювання матриці $\tau_0, \nu_0, \theta_0, G_0, H_0$ трансформуються у матриці τ, ν, θ, G, H відповідно,

то остаточно система диференціальних рівнянь, що описує рух прихопленої колони бурильних труб, набуває вигляду

$$\frac{d\vartheta}{dt} = G\vartheta + H\tau + \theta, \quad \frac{d\tau}{dt} = \vartheta. \quad (3.45)$$

Оскільки динамічному процесові, що збудується імпульсно-хвильовим пристроєм, передують стан статичної рівноваги механічної системи, початкові умови інтегрування рівнянь (3.45) будуть:

$$\tau(0) = H^{-1}\theta, \quad \vartheta(0) = 0. \quad (3.46)$$

Викладену математичну модель використовуємо для дослідження динамічних процесів, що виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб за допомогою пристрою імпульсно-хвильової дії.

Динамічні процеси, що виникають під час вивільнення колони бурильних труб. Розглянемо особливості динамічних явищ, які відбуваються у механічній системі, утвореній буровою вишкою, талевим механізмом, бурильною колоною і імпульсно-хвильовим пристроєм для вивільнення колони труб. Пружно-інерційні характеристики механічної системи, визначені для випадку, коли пристрій утримується за допомогою підіймальної системи бурової установки Уралмаш 3Д-76 або Уралмаш 4Э-76, наведено в таблиці 3.1. Там же вказано максимальне значення амплітуди і частоту зусилля, яке розвиває лінійний імпульсний двигун. Будемо вважати, що установку укомплектовано баштовою буровою вишкою ВБ 53 × 320.

На рис. 3.3 подано приклад розрахунку динамічних процесів, що виникають унаслідок передачі колоні серії імпульсних навантажень. Часові залежності зусиль в елементах механічної системи отримано для таких значень коефіцієнтів, що характеризують розсіяння енергії коливань: $b_1 = 0,05 \text{ с}^{-1}$, $\mu_1 = 0,2 \text{ мс}$. Імпульсне навантаження задавали згідно зі співвідношеннями (3.33), варіюючи значенням періоду T .

Таблиця 3.1 – Параметри механічної системи, утвореної буровою установкою з пристроєм для вивільнення колони труб

Параметр	Одиниця виміру	Числове значення	Параметр	Одиниця виміру	Числове значення
k	–	10	ε	м	0,2
n	–	1	l_1	м	1000,0
m_1	кг	15000,0	E_1	МПа	$2,1 \cdot 10^5$
m_k	кг	4600,0	A_1	м ²	$3,275 \cdot 10^{-3}$
m_a	кг	700,0	ρ_1	кг/м ³	9000,0
m_r	кг	1500,0	b_1	с ⁻¹	0,4
c_b	МН/м	100,0	μ_1	мс	0,4
c_s	кН/м	197,0	ρ	кг/м ³	1200,0
$c_{r1} = c_{r2}$	кН/м	130,0	ρ_0	м	3000,0
$c_{a1} = c_{a2}$	МН/м	50,0	α_0	рад	0,1
v_b	кН·с/м	78,0	f	–	0,1
v_s	кН·с/м	7,8	F_{ar0}	МН	1,4
$v_{r1} = v_{r2}$	кН·с/м	30,0	ω	рад/с	314,0
$v_{a1} = v_{a2}$	Н·с/м	200,0			

Силу статичного натягу колони $N_1(1, 0)$ приймали рівною 1 МН. Позначення кривих на вказаних рисунках наступне: 1 – зусилля, яке розвивається лінійним імпульсним двигуном; 2, 3 – зусилля у поперечних перерізах колони, обчислені для значень відносної поздовжньої координати $\xi_1 = 0$ і $\xi_1 = 1$ відповідно; 4 – сила взаємодії корпусу пристрою з реактором; 5 – усереднене зусилля в металоконструкції бурової вишки. За допомогою вказаних графіків наочно ілюструється хвильовий характер динамічних явищ, що виникають у бурильній колоні. Хвиля пружних деформацій від верхнього краю колони до нижнього проходить приблизно за 0,1 с. За такий же проміжок часу відбита хвиля повертається до верхнього крайнього перерізу.

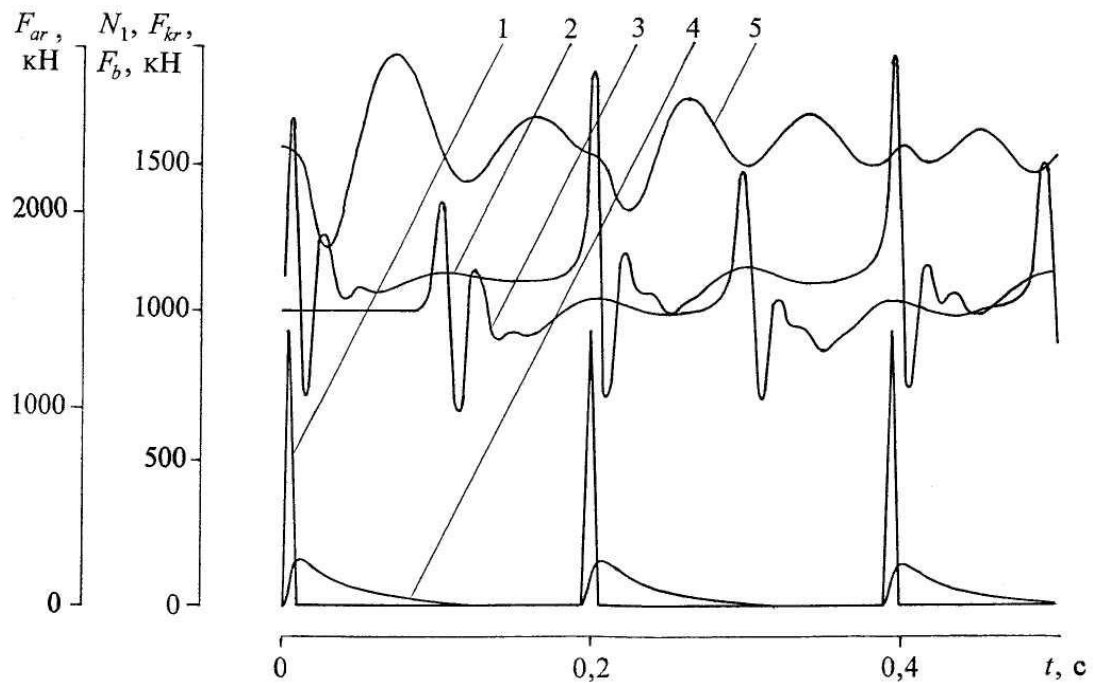


Рисунок 3.3 – Розрахункові криві параметрів динамічного процесу

3.3. Вплив параметрів механічної системи на поширення поздовжніх хвиль у колоні

Дослідження впливу сил тертя на поширення поздовжніх хвиль у колоні. Вплив сил внутрішнього і зовнішнього тертя на хвильові процеси, збуджувані в бурильній колоні імпульсними навантаженнями, проаналізуємо на прикладі довгомірної конструкції, зібраної із труб умовним діаметром 114 мм, товщиною стінки $\delta = 10$ мм і довжиною $l = 2000$ м. Зовнішній і внутрішній діаметри та площа поперечного перерізу труби відповідно становлять $D = 114,3$ мм; $d = 94,30$ мм; $A = 3,277 \cdot 10^{-3}$ м². Механічні характеристики матеріалу труб $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; $\eta = 7,0 \cdot 10^7$ Па·с; $\rho = 7800$ кг/м³.

Зауважимо, що бурові розчини переважно відносяться до вязкопластичних рідин, реологічні характеристики яких описують за допомогою різноманітних моделей. Під час проведення досліджень будемо вважати, що промивальна рідина підпорядковується рівнянню Бінгама

(Bingham), внаслідок чого на колону з боку рідини діють сили як вязкого, так і сухого тертя.

Інтенсивність розподілу сил вязкого тертя визначається другим співвідношенням (3.2), причому, коефіцієнт вязкого тертя $\nu = 12\pi\eta_0$, де η_0 – пластична вязкість промивальної рідини. Значення цього параметра для бурових розчинів знаходиться у межах 1,0 ... 60,0 Па·с.

Максимальне значення інтенсивності сухого тертя колони об буровий розчин враховуємо у вигляді складової f_t у формулі (3), причому, $f_t = 4\pi d\tau_0$, де τ_0 – граничне динамічне напруження зсуву, значення якого для промивальних рідин знаходиться в межах 2,0 ... 20,0 Па. Коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини μ може змінюватися у межах 0,05 ... 0,2. Густина бурового розчину ρ_0 приймаємо рівною 1300,0 кг/м³.

Розглядаючи випадок, коли вивільнення прихопленої колони бурильних труб здійснюється за допомогою імпульсно-хвильового пристрою, маси бурового інструмента m_1 і якоря лінійного імпульсного двигуна m_2 приймаємо відповідно 40 кг і 750 кг. Усереднені значення кута нахилу осі колони до вертикалі і радіуса кривизни осі свердловини задаємо такими: $\alpha = 2^\circ$; $R = 200 \dots 10000$ м.

Імпульсне навантаження механічної системи визначаємо згідно з (3.17), (3.18), причому, $P_s = 425,26$ кН; $P_{d \max} = 400,00$ кН; $\Delta t = 0,02$ с.

Хвильовий процес, збуджений у бурильній колоні за дії мінімальних сил тертя ($\eta = 7,0 \cdot 10^7$ Па·с; $\eta_0 = 1,0$ Па·с; $\tau_0 = 2$ Па; $\mu = 0,05$) проілюстровано на рис. 3.4–3.6. Східчастий характер графіків переміщень поперечних перерізів колони (рис. 3.4) пояснюється тим, що на динамічний процес впливають не лише пряма хвиля деформацій, викликана безпосередньо імпульсним навантаженням, а й зворотні хвилі, що виникають внаслідок почергового відбиття збудженої хвилі від того чи іншого краю довгомірної конструкції. Східці на кривих переміщень формуються в процесі проходження прямої або відбитої хвилі деформацій через даний поперечний

переріз колони. Отже, для забезпечення поступального руху прихопленої колони бурильних труб необхідним є проходження збудженої хвилі деформацій уздовж усієї колони.

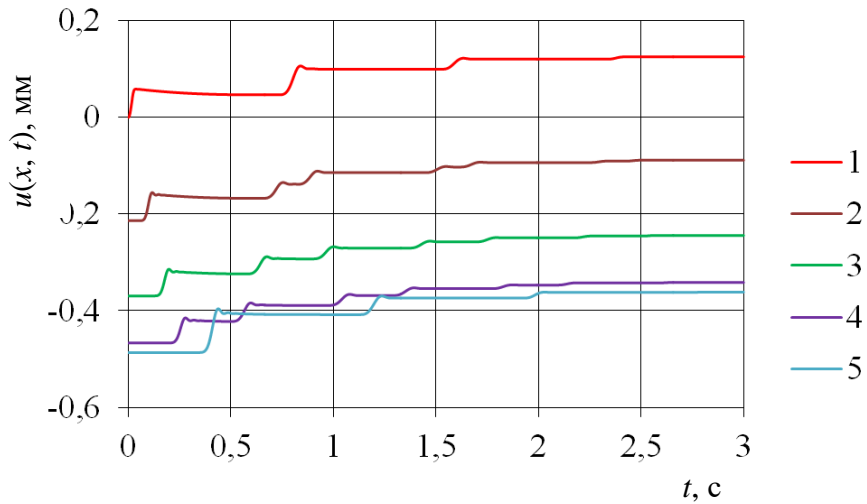


Рисунок 3.4 – Залежності переміщень поперечних перерізів колони бурильних труб від часу: 1 – $x = 0$; 2 – $x = 800$ м; 3 – $x = 1200$ м; 4 – $x = 1600$ м; 5 – $x = 2000$ м.

Хвильові явища у колоні бурильних труб відображаються й на графіках швидкостей поперечних перерізів колони (рис. 3.5). Вплив сил тертя на динамічні процеси обумовлює яскраво виражене згасання коливань. Через проміжний переріз (рис. 3.5, б) хвиля деформацій проходить вдвічі частіше, ніж вона з'являється на тому чи іншому кінці колони (рис. 3.5, а, в). Амплітудне значення швидкості кінцевого перерізу може перевищувати відповідне значення швидкості проміжного перерізу у зв'язку з накладанням прямої і зворотної хвиль деформацій на кінцях довгомірної конструкції.

Максимальна поздовжня сила, яка виникає у верхньому крайньому перерізі ($x = l$) колони бурильних труб становить 818,0 кН (рис. 3.6). Її статична складова дорівнює 412,9 кН, а динамічна складова – 405,1 кН, тобто, є близькою до амплітуди імпульсного навантаження. В процесі проходження хвилі деформацій від верхнього краю колони до нижнього амплітуда поздовжньої сили істотно зменшується у зв'язку з дисипацією енергії коливань.

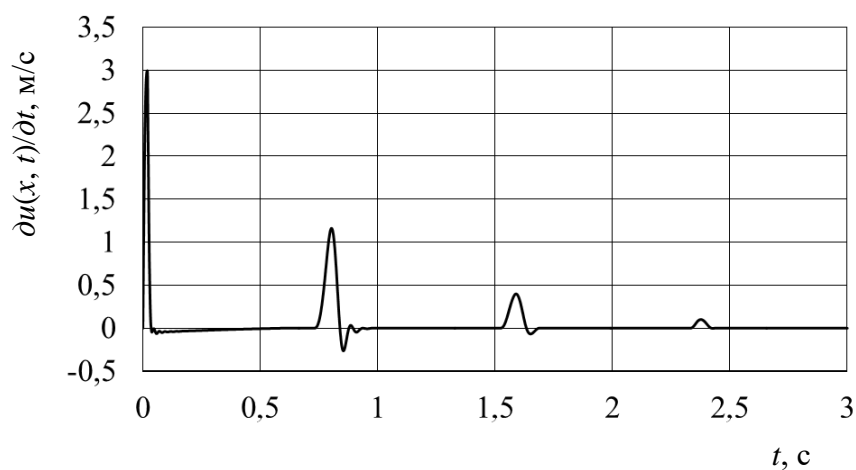
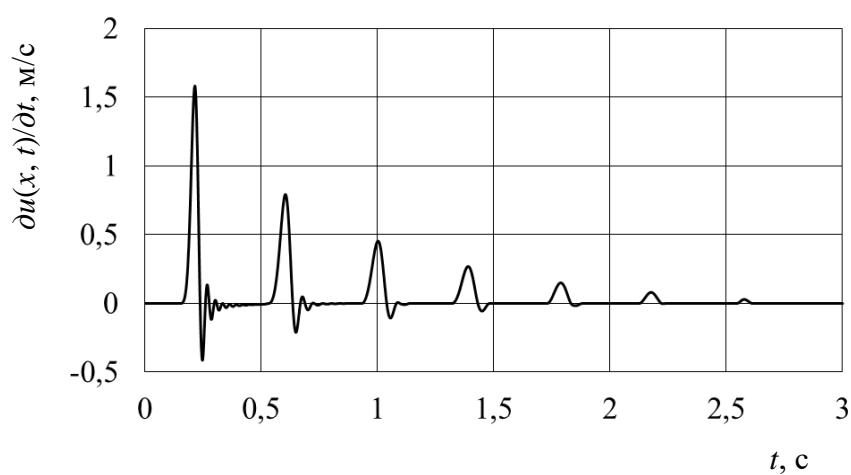
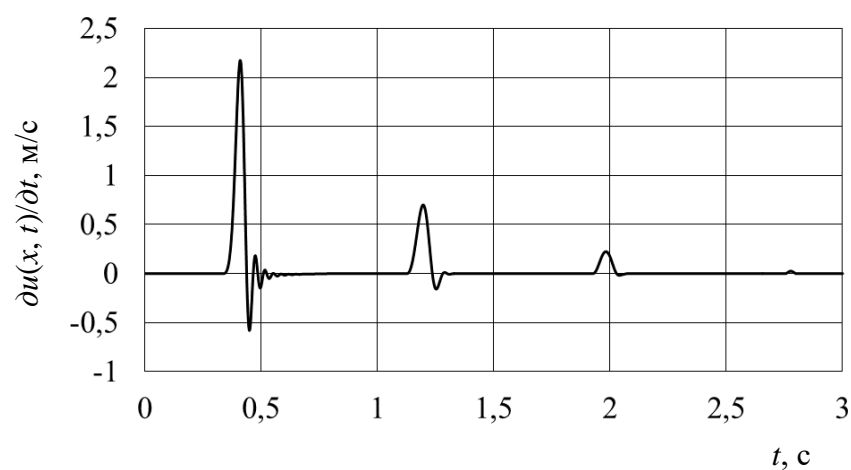
*a**б**в*

Рисунок 3.5 – Залежності швидкостей руху поперечних перерізів колони бурильних труб від часу: *a* – $x = 0$; *б* – $x = 1000$ м; *в* – $x = 2000$ м.

Для груп міцності сталей, що використовуються при виготовленні бурильних труб, границя плинності становить 380, 500, 550, 650 та 750 МПа,

а гранична поздовжня сила труби умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 10 мм – 1245, 1638, 1802, 2130 та 2458 кН відповідно. Це свідчить про доцільність застосування в інженерній практиці труб, матеріал яких має межу плинності не менше, ніж 650 МПа, що дасть можливість збільшувати імпульсне навантаження колони під час ліквідації аварій.

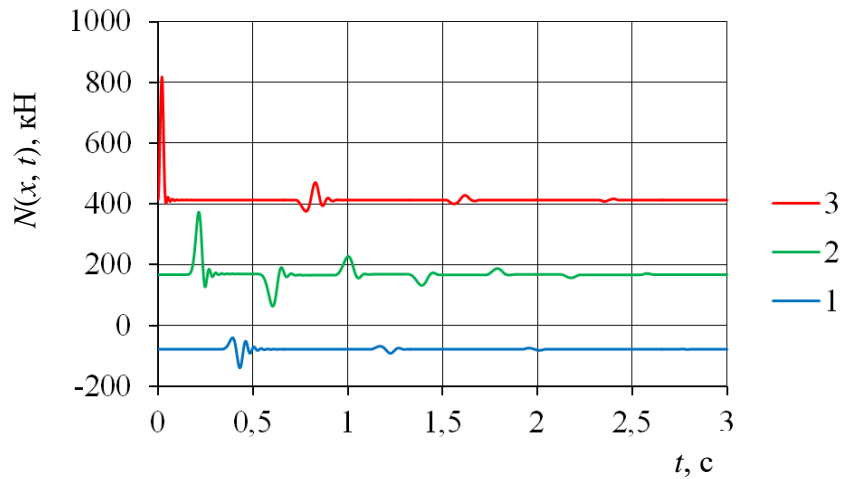


Рисунок 3.6 – Залежності поздовжніх сил у поперечних перерізах колони бурових труб від часу: 1 – $x = 0$; 2 – $x = 1000$ м; 3 – $x = 2000$ м.

Як видно із залежності (3.3), інтенсивність розподілу максимальних сил сухого тертя, обумовлених взаємодією колони бурових труб зі стінкою свердловини, є прямопропорційною до відношення μ/R . Зі збільшенням цього відношення у практично обґрунтованих межах значно зменшуються переміщення поперечних перерізів колони, а також відстань, на яку поширюється хвиля пружних деформацій, збуджена осьовим імпульсним навантаженням (рис.3.7). При цьому динамічна складова зусилля у поперечному перерізі, розташованому безпосередньо біля точки прикладання імпульсного навантаження, спадає на незначну величину. Але зі збільшенням відстані від вказаної точки до поперечного перерізу спадання динамічної складової поздовжньої сили зі зростанням відношення μ/R стає більш суттєвим (рис. 3.8). У перерізах, яких не досягає хвиля пружних деформацій, динамічна складова поздовжньої сили дорівнює нулю.

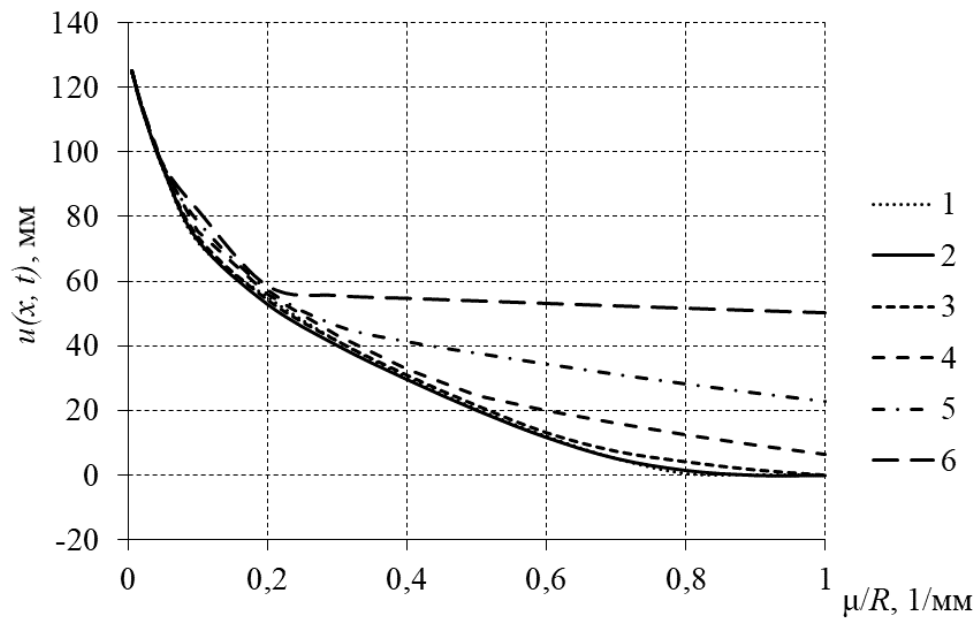


Рисунок 3.7 – Переміщення поперечних перерізів бурильної колони як функції відношення μ/R : 1 – $x = 0$; 2 – $x = 400$ м; 3 – $x = 800$ м; 4 – $x = 1200$ м; 5 – $x = 1600$ м; 6 – $x = 2000$ м.

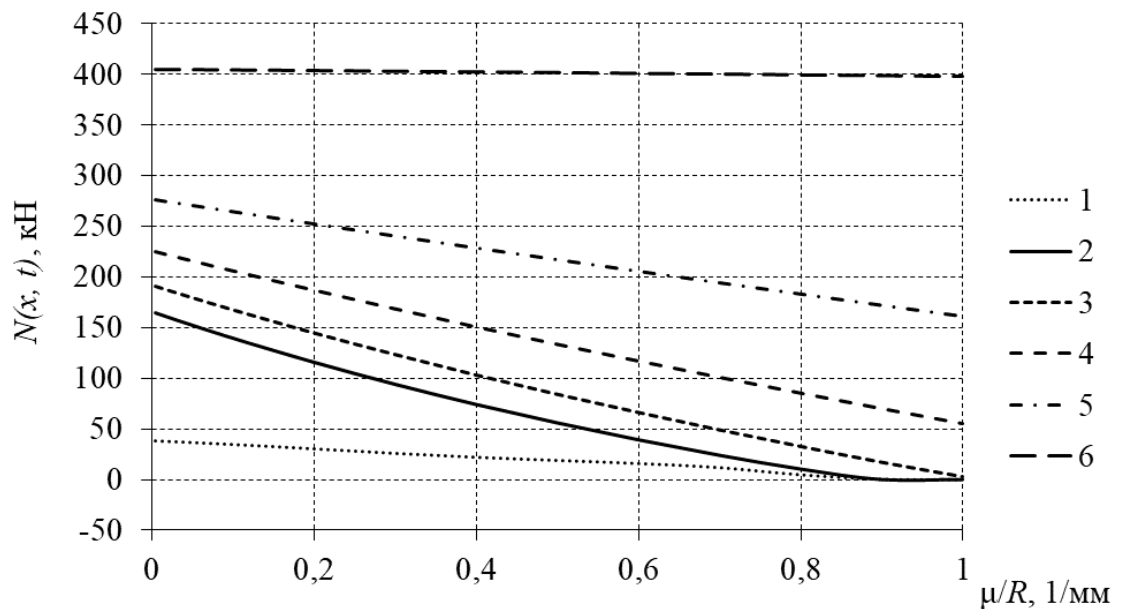


Рисунок 3.8 – Максимальні поздовжні сили у поперечних перерізах бурильної колони як функції відношення μ/R : 1 – $x = 0$; 2 – $x = 400$ м; 3 – $x = 800$ м; 4 – $x = 1200$ м; 5 – $x = 1600$ м; 6 – $x = 2000$ м.

На хвильові процеси, що відбуваються в бурильній колоні, істотно впливають реологічні характеристики бурового розчину (рис. 3.9, 3.10).

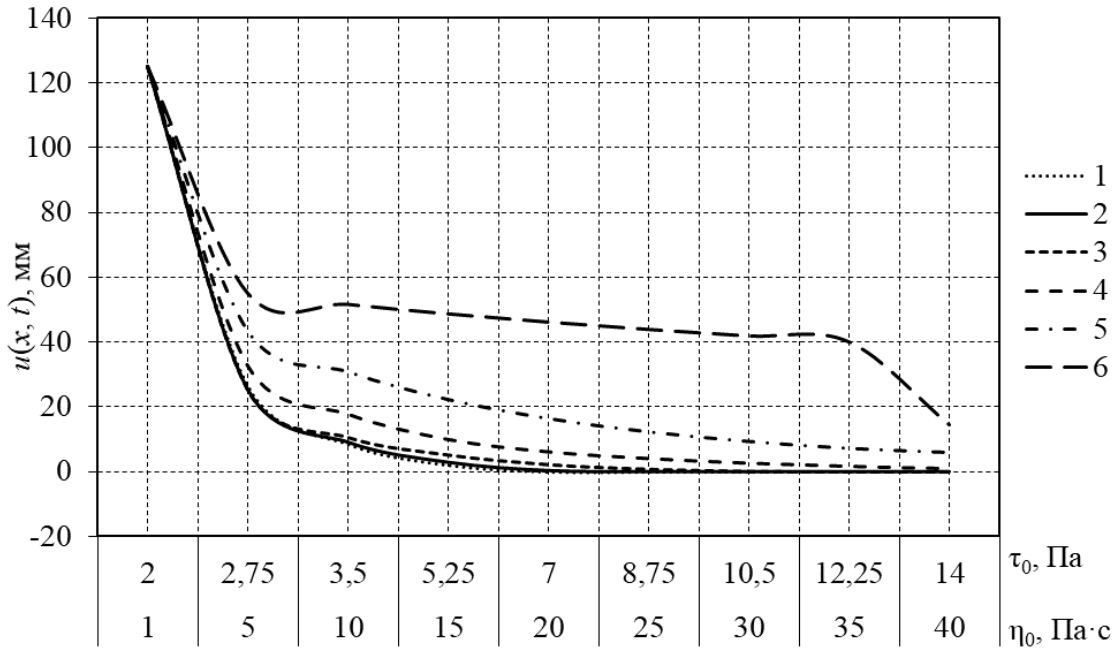


Рисунок 3.9 – Переміщення поперечних перерізів бурильної колони як функції реологічних характеристик бурового розчину: 1 – $x = 0$; 2 – $x = 400$ м; 3 – $x = 800$ м; 4 – $x = 1200$ м; 5 – $x = 1600$ м; 6 – $x = 2000$ м.

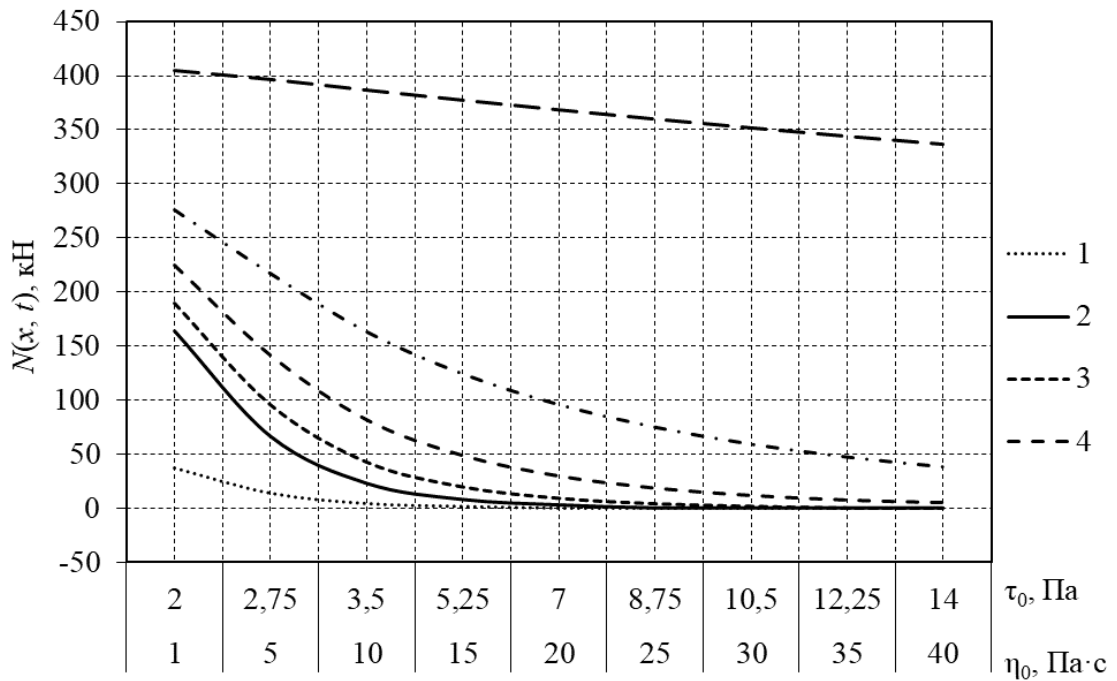


Рисунок 3.10 – Максимальні поздовжні сили у поперечних перерізах бурильної колони як функції реологічних характеристик бурового розчину : 1 – $x = 0$; 2 – $x = 400$ м; 3 – $x = 800$ м; 4 – $x = 1200$ м; 5 – $x = 1600$ м; 6 – $x = 2000$ м.

Із зростанням пластичної вязкості промивальної рідини η_0 і граничного динамічного напруження зсуву τ_0 значно зменшуються як переміщення

поперечних перерізів колони (рис. 3.9), так і динамічні складові поздовжніх сил у віддалених від точки прикладання динамічного навантаження поперечних перерізах (рис. 3.10).

3.4. Висновки

1. Побудовано нелінійну континуально-дискретну математичну модель динамічних процесів, які виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб за допомогою пристроїв імпульсної дії, з детальним урахуванням внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі. Алгоритм розв'язання задачі полягає у тому, що на початковому етапі виконується дискретизація рівняння в частинних похідних за просторовою координатою, завдяки чому математична модель зводиться до нелінійної системи звичайних диференціальних рівнянь, після чого здійснюється чисельне інтегрування одержаної системи за допомогою широко вживаного програмного забезпечення.

2. Як показали дослідження, багатокомпонентне тертя, яке виникає у матеріалі та в з'єднаннях колони бурильних труб, а також у зонах безпосереднього контакту колони зі стінкою свердловини та на поверхнях взаємодії колони з буровим розчином, істотно впливає на поширення поздовжніх хвиль у бурильній колоні та значно знижує ефективність робіт над усуненням наслідків аварій.

3. Результати досліджень засвідчили доцільність застосування в інженерній практиці труб, матеріал яких має межу плинності не меншу, як 650 МПа, що дає можливість збільшувати імпульсне навантаження колони під час ліквідації аварій. Підвищення ефективності робіт над вивільненням прихоплених у свердловинах колон бурильних труб можна досягти за рахунок раціонального добору потужності гідравлічних ударних механізмів та імпульсно-хвильових пристроїв під час вивільнення прихоплених колон бурильних труб.

4. Як показують отримані результати, за рахунок передачі колоні серії імпульсних навантажень амплітуди поздовжніх сил у ній помітно збільшуються. Для того, щоб у механічній системі наступив квазірезонансний (близький до резонансного) режим, достатньо трьох імпульсних навантажень. Подальше збурення хвильових процесів за допомогою лінійного імпульсного двигуна майже не приводить до зростання амплітуд поздовжніх сил у колоні. Для ефективного використання енергії зворотної хвилі деформацій доцільно лінійний імпульсний двигун вмикати в момент часу, коли швидкість зростання зусилля у верхньому ($\xi_1 = 0$) перерізі колоні досягає максимального значення. У розглянутому випадку після третього імпульсного навантаження динамічна складова зусилля у верхньому ($\xi_1 = 0$) перерізі колоні зростає на 21,0%, а динамічна складова у нижньому ($\xi_1 = 1$) перерізі – на 44,0% у порівнянні з силами, що виникають після першого імпульсного навантаження. Отже, використання енергії зворотної хвилі деформацій є раціональним способом підвищення ефективності роботи пристрою для вивільнення прихопленої колоні труб і дає можливість суттєво розширити діапазон глибини розташування зони прихоплення може використовуватися даний пристрій.

5. Побудована математична модель дає можливість з достатньою точністю аналізувати взаємодію елементів бурових установок в екстремальних режимах експлуатації. Дослідження динамічних процесів, що відбуваються під час вивільнення прихопленої колоні труб, необхідно розглядати як важливий етап модульного проектування бурових комплексів.

6. Ефективність роботи пристрою суттєво залежить від амплітуди навантаження, що створює лінійний імпульсний двигун. З її зростанням зусилля у пружних ланках і відповідні коефіцієнти динамічності значно збільшуються. З посиленням статичного натягу колоні сумарні зусилля в пружних ланках зростають, а інтенсивність, при яких хвильових процесів зменшується. Це пояснюється двома причинами. Першою із них є зростання сил тертя колоні об стінки свердловини. Друга причина полягає в тому, що в

існуючій конструкції пристрою для вивільнення прихопленої колони труб частина енергії лінійного імпульсного двигуна витрачається не на формування хвилі деформацій, а на подолання сил статичного натягу колони. Динамічні зусилля в колоні є значно меншими від їх допустимих значень для даного діаметра бурильних труб. Отже, підвищити ефективність роботи пристрою можна за рахунок збільшення його потужності. Максимальний попередній натяг колони необхідно визначати з урахуванням коливних явищ, що відбуваються у механічній системі.

7. Результати досліджень показують, що для підвищення ефективності робіт, пов'язаних із вивільненням прихопленої колони труб, доцільно поєднувати режими передачі хвиль деформацій по розслабленій та натягнутій колоні.

8. Глибина розташування зони прихвату мало впливає на динамічні складові навантажень елементів установки та імпульсно-хвильового пристрою. Однак, довжина колони є найістотнішим фактором, що визначає умови передачі енергії пружних деформацій. З її зростанням поздовжнє зусилля на нижньому кінці колони суттєво зменшується.

9. Результати розрахунків показують, що параметри висотної споруди суттєво впливають на динамічні складові зусиль у вищці і талевому канаті. Якщо має місце значний статичний натяг колони, характеристики бурової вишки впливають на зусилля взаємодії корпусу з якорем і реактором. Динамічні складові зусиль у конструкції вишки і в талевому канаті із збільшенням жорсткості споруди зростають, а навантаження на елементи пристрою для вивільнення колони труб дещо зменшуються. Зміна параметрів бурової вишки майже не відбивається на максимальних значеннях зусиль у колоні.

10. Необхідно відмітити, що під час вивчення процесів передачі енергії деформацій по колоні бурильних труб важливе значення має правильність врахування внутрішнього і зовнішнього розсіювання енергії коливань. Дисипативні характеристики матеріалів, які наводяться у літературі, придатні

для дослідження стаціонарних коливних явищ, коли відомі амплітуди напружень або відносних лінійних деформацій. Вибір параметрів, що характеризують дисипацію енергії в ході хвильових процесів складає певні труднощі. В літературі відсутні, зокрема, конкретні рекомендації щодо урахування конструкційного тертя у з'єднаннях бурильних труб, а також взаємодії колони зі стінками свердловини. Все це вказує на доцільність визначення характеристик затухання динамічних процесів експериментальним шляхом.

11. Вплив параметрів дисипації покажемо на такому прикладі. Зі зменшенням коефіцієнта μ_1 від 0,4 мс до 0,1 мс зусилля у верхньому кінці колони довжиною 500 м при статичному натягу $N_1(1, 0) = 0$ зростає від 762,4 кН до 820,0 кН, а в нижньому кінці – від 210,5 кН до 721,4 кН. Отже, зменшення похибок при визначенні дисипативних властивостей механічної системи є важливим фактором підвищення точності розрахунку динамічних процесів.

12. Одним із засобів підвищення ефективності роботи пристрою є використання енергії зворотньої хвилі деформацій. Як показують отримані результати, за рахунок передачі колоні серії імпульсних навантажень амплітуди поздовжніх сил у ній помітно збільшуються. Для того, щоб у механічній системі наступив квазірезонансний (близький до резонансного) режим, достатньо трьох імпульсних навантажень. Подальше збурення хвильових процесів за допомогою лінійного імпульсного двигуна майже не приводить до зростання амплітуд поздовжніх сил у колоні. Для ефективного використання енергії зворотньої хвилі деформацій доцільно лінійний імпульсний двигун вмикати в момент часу, коли швидкість зростання зусилля у верхньому ($\xi_1 = 0$) перерізі колони досягає максимального значення.

13. Для того, щоб уникнути нераціональних витрат енергії лінійного імпульсного двигуна на подолання сил статичного натягу колони слід забезпечити велику податливість опорного вузла якоря. Досягти цього можна

шляхом оснащення пристрою системою стабілізації натягу колони з регульованою навантажувальною характеристикою.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ І УДОСКОНАЛЕННЯ УДАРНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ

4.1. Методика експериментальних досліджень, установка і вимірювальна апаратура

Експериментальна установка, зображена на рис. 4.1, містить упорну (нижню) частину (рис. 4.1, *а*), натягувальну (верхню) частину (рис. 4.1, *б*), модель колони труб, в якості якої використовуємо сталеву струну 12 (рис. 4.1).

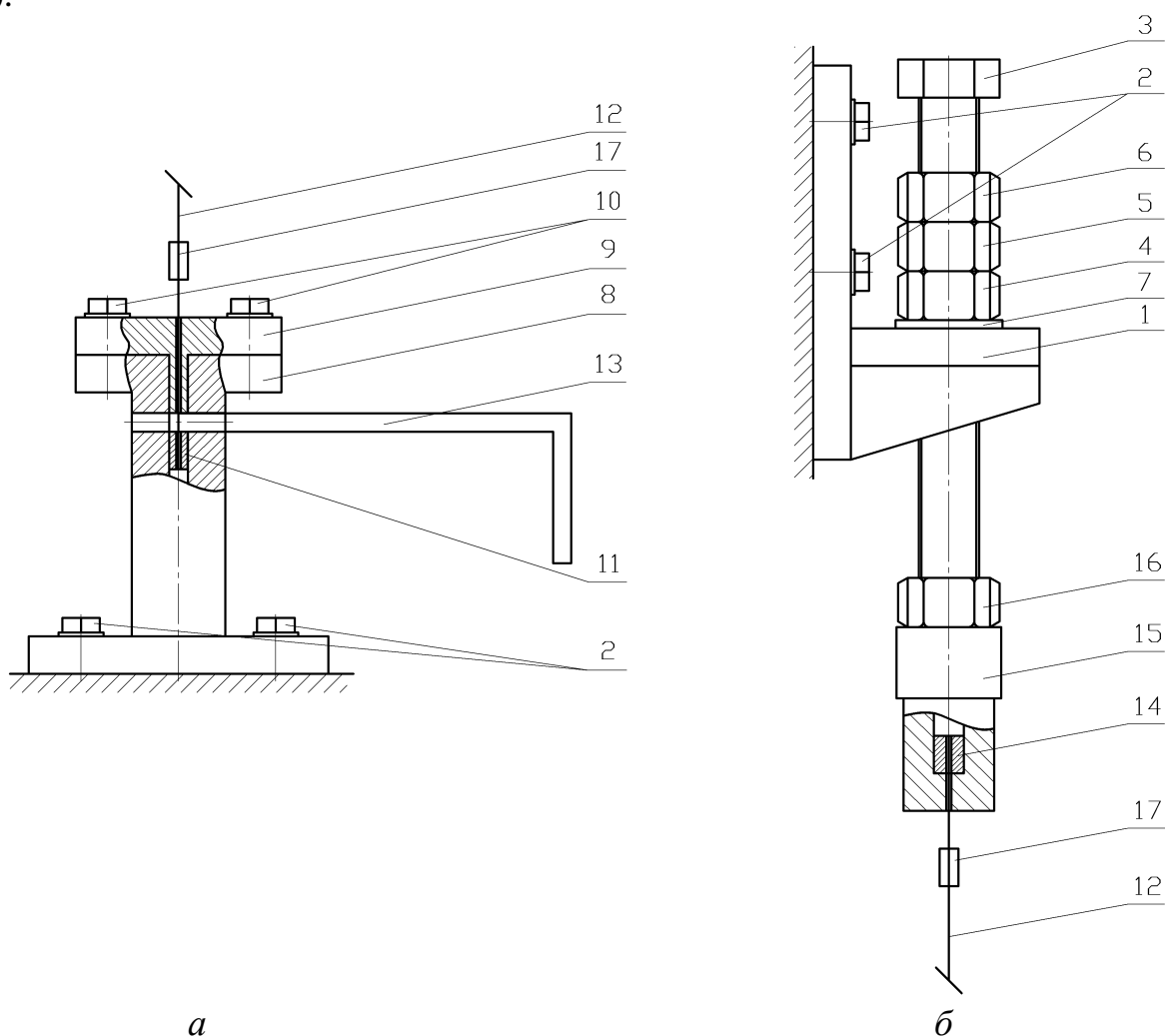


Рисунок 4.1 – Конструкція експериментальної установки:
а – упорна частина, *б* – натягувальна частина

Упорна нижня частина являє собою циліндр 8, який кріпиться до цементної підлоги чотирма дюбелями 2, з кришкою 9, яка прикручується до циліндра 8 чотирма болтами 10. У циліндрі 8 вздовж вертикальної осі виконаний отвір під діаметр бойка 11, а в кришці 9 – отвір під діаметр струни 12. На бічній поверхні циліндра 8 є отвори, в які встановлюють фіксатор 13, виконаний у вигляді Г-подібного стержня круглого перерізу.

Натягувальна верхня частина складається з кронштейна 1, прикріпленого до стіни чотирма дюбелями 2, болта 3 з гайками 4, 5, 6 і шайбою 7.

Упорна та натягувальна частини установки кріпляться вертикально таким чином, щоб їхні поздовжні (вертикальні) осі співпадали між собою, тобто, щоб струна 12 довжиною 5 м після монтажу на установці між її частинами приймала вертикальне положення відносно горизонту.

Саму струну 12 перед монтажем на установці потрібно підготувати. Для цього спочатку прикріплюємо до одного її кінця (нижнього) бойок 11; пропускаємо струну 12 через центральний отвір у кришці 10 таким чином, щоб нижній її торець був обернений до бойка 11; до іншого кінця (верхнього) струни 12 за допомогою циліндрика 14 прикріплюємо перехідник 15. На відстані 10 см від обох кінців струни 12 наклеюємо по одному тензодавачу 17 відповідно.

Підготувавши всі необхідні деталі експериментальної установки, збираємо її наступним чином. Бойок 11 встановлюємо в центральний отвір циліндра 8, після чого закриваємо його кришкою 9 і прикручуємо її до циліндра 8 болтами 10. За допомогою фіксатора 13, встановленого в бічний отвір циліндра 8, фіксуємо бойок 11 в порожнині циліндра 8 на відстані 5 мм від нижнього торця кришки 9, тобто задаємо вільний хід бойка 11 5 мм. Верхній кінець струни 12 за допомогою перехідника 15 приєднуємо до попередньо встановленого в отвір кронштейна 1 болта 3 з гайками 4, 5, 6, шайбою 7 і пізніше гайкою 16, якою контргасимо цей перехідник 15 на болті 3. Вибираємо зазор між бойком 11 і нижнім торцем кришки 9, підтягнувши

дріт за допомогою гайки 4 і болта 3. Підкручуємо гайку 5 до гайки 4 до повного усунення зазору між ними і гайкою 6 контргачемо гайку 5. За дистанцією між гайками 4 і 5 контролюється натяг (видовження) струни 12.

Експеримент полягає у дослідженні динамічних процесів у струні 12 під час удару. Для цього використовуємо вже попередньо зібрану установку. Задаємо попередній натяг струни 12: за допомогою гайки 4 і болта 3 натягуємо її силою 285,012 Н, що відповідає видовженню струни 12 на 6 мм – дистанції між гайками 4 і 5, при допустимо можливому в межах пружності видовженню 5-тиметрової струни 11,9 мм. Виймаємо фіксатор 13 з циліндра 8. Бойок 11 вивільняється, за рахунок енергії пружно натягнутої струни 12 в момент її скорочення приводиться в рух, набуваючи певної швидкості, і наносить удар по нижньому торцеві кришки 9. В момент удару лунає хлопок.

Всі динамічні явища, що відбуваються в струні 12 під час проведення експерименту, записуємо на персональний комп'ютер. Для цього застосована мостова схема включення тензорезисторів (тензодавачів), диференційний вимірювальний перетворювач. Схема одного з двох ідентичних каналів подана на рис. 4.2. Сигнал з підсилювача перетворений в цифрову форму 16-розрядним аналого-цифровим перетворювачем з частотою 60 кГц/канал. Оцифровані значення напруги перетворені в переміщення програмними засобами відповідно до градуовальної характеристики, представлені на рис. 4.3

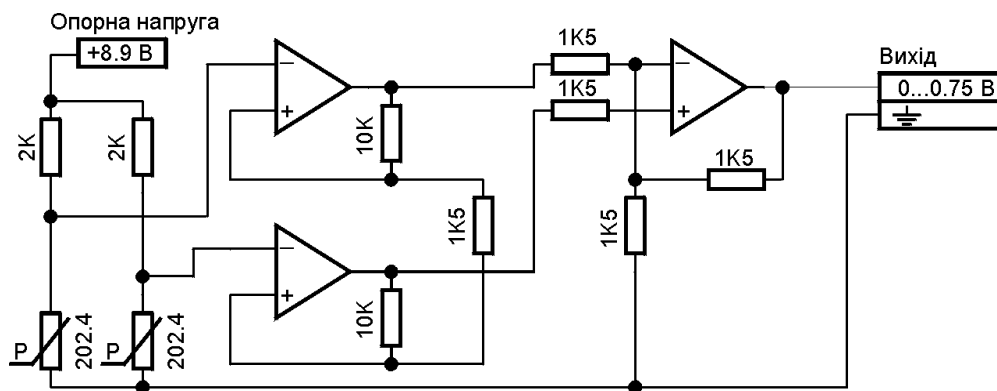


Рисунок 4.2 – Принципова схема вимірювального перетворювача

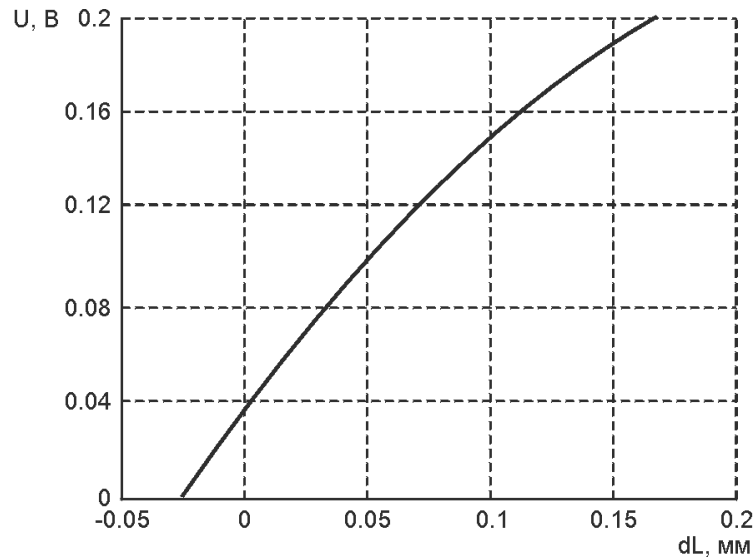


Рисунок 4.3 – Градувальна характеристика вимірювального перетворювача

4.2. Результати експериментальних досліджень

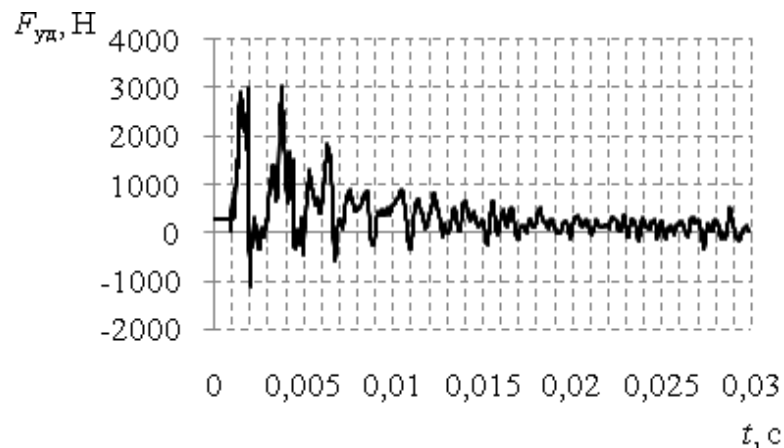
Параметри реальної системи та її моделі наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри реальної системи та її моделі

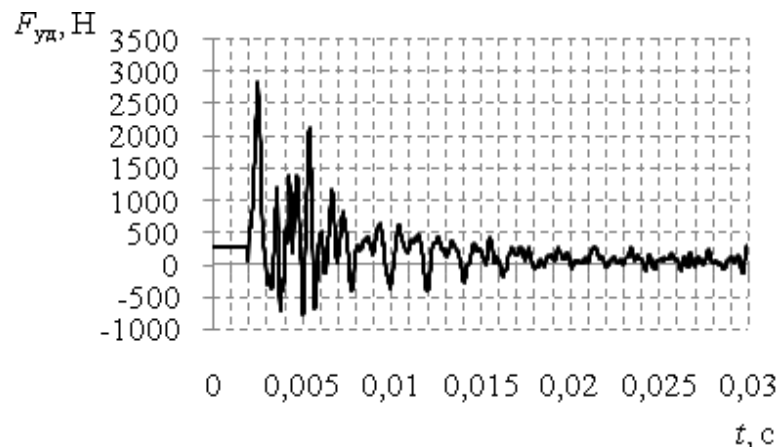
Параметр	Позначення	Розмірність	Значення параметра реальної системи	Масштаб		Значення параметра моделі
				Формула	Значення	
Модуль пружності	E	Па	$2,1 \cdot 10^{11}$	$\mu_E = \mu_m / (\mu_l^2 \cdot \mu_l)$	1	$2,1 \cdot 10^{11}$
Густина матеріалу	ρ	кг/м ³	9066	$\mu_\rho = \mu_m / \mu_l^3$	1	9066
Площа поперечного перерізу колони	A	м ²	$590 \cdot 10^{-6}$	$\mu_A = A / A_{\text{мод}} = \mu_l^2$	521,675	$1,131 \cdot 10^{-6}$
Довжина колони	l	м	114,2	$\mu_l = \sqrt{\mu_A}$	22,84	5
Маса бойка	m	кг	20	$\mu_m = \mu_\rho \cdot \mu_l^3 = \mu_l^3$	$1,192 \cdot 10^4$	$1,678 \cdot 10^{-3}$
Хід бойка	Δ	м	$114,2 \cdot 10^{-3}$	$\mu_\Delta = \mu_l$	22,84	$5 \cdot 10^{-3}$
			$228,4 \cdot 10^{-3}$			$10 \cdot 10^{-3}$

На рис. 4.4, 4.5, 4.6 представлені часові залежності внутрішньої поздовжньої сили (сили удару) за різних значень сили спрацювання ударного

механізму, відповідно, у нижньому (рис. 4.4, *a*, рис. 4.5, *a*, рис. 4.6, *a*, рис. 4.7, *a*, рис. 4.8, *a*) та у верхньому (рис. 4.4, *б*, рис. 4.5, *б*, рис. 4.6, *б*, рис. 4.7, *б*, рис. 4.8, *б*) поперечних перерізах моделі колони (струни): $F_{01} = 285,012$ Н (рис. 4.4); $F_{02} = 332,514$ Н (рис. 4.5); $F_{03} = 380,016$ Н (рис. 4.6); $F_{04} = 427,518$ Н (рис. 4.7); $F_{05} = 475,020$ Н (рис. 4.8), що забезпечують відповідні абсолютні видовження струни $\Delta l_1 = 6$ мм; $\Delta l_2 = 7$ мм; $\Delta l_3 = 8$ мм; $\Delta l_4 = 9$ мм; $\Delta l_5 = 10$ мм. Хід бойка даного механізму дорівнює 5 мм. Довжина струни становить 5 м.



a

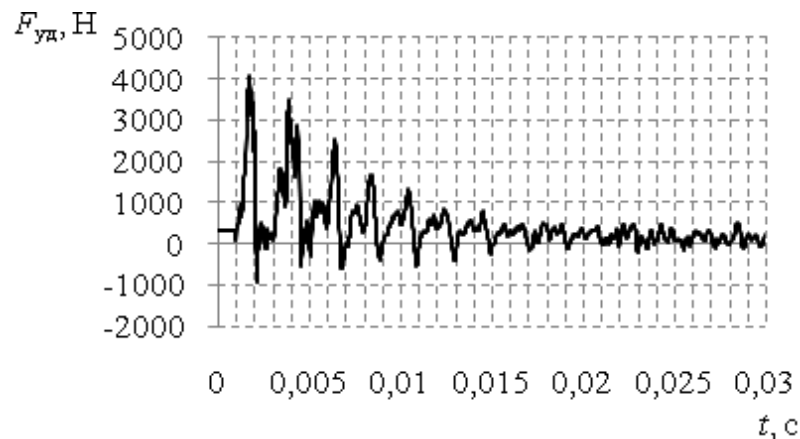


б

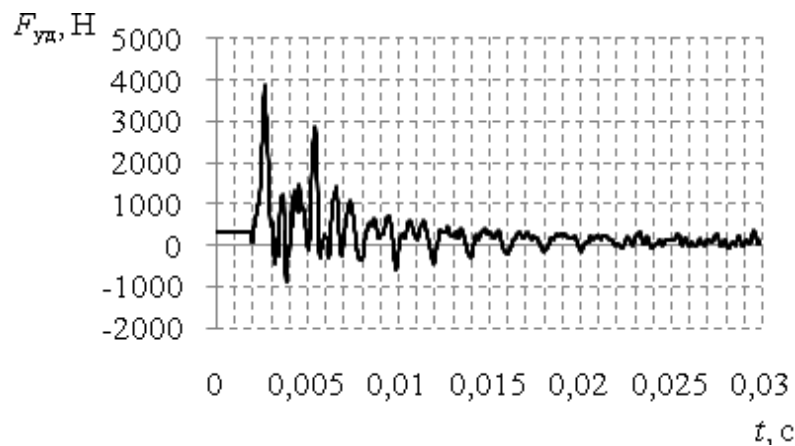
Рисунок 4.4 – Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за значення сили спрацювання ударного механізму $F_{01} = 285,012$ Н

Дані графіки наочно ілюструють динамічні явища, що виникають в струні. Хвиля пружних деформацій від нижнього кінця струни до верхнього

проходить приблизно за 0,001 с. За такий самий проміжок часу відбита хвиля повертається до нижнього краю. Цей процес повторюється декілька разів і супроводжується поступовим затуханням коливань.



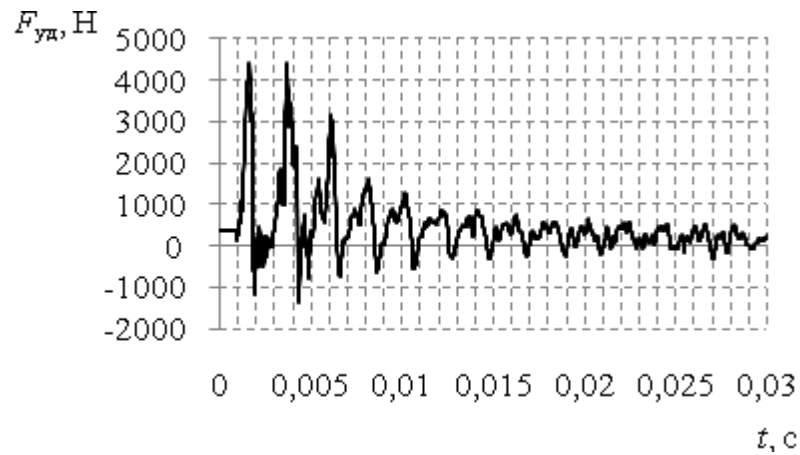
a



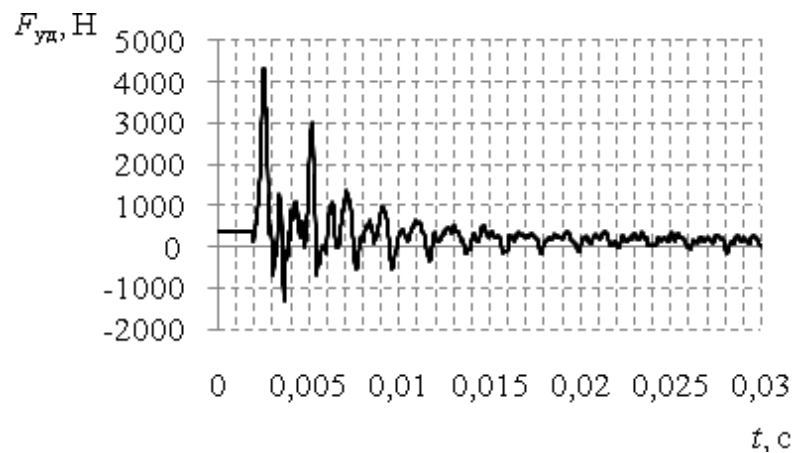
б

Рисунок 4.5 – Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за значення сили спрацювання ударного механізму $F_{02} = 332,514$ Н

Ділянки графіків від 0 с до 0,001 с (рис. 4.4, *a*, рис. 4.5, *a*, рис. 4.6, *a*, рис. 4.7, *a*, рис. 4.8, *a*) та від 0 с до 0,002 с (рис. 4.4, *б*, рис. 4.5, *б*, рис. 4.6, *б*, рис. 4.7, *б*, рис. 4.8, *б*) відповідають сталому значенню сили спрацювання ударного механізму (попередньому натягу струни). Далі відбувається різке падіння внутрішньої сили до встановлення залишкового натягу: на (рис. 4.4, *a*, рис. 4.5, *a*, рис. 4.6, *a*, рис. 4.7, *a*, рис. 4.8, *a*) – при 0,001 с, а на (рис. 4.4, *б*, рис. 4.5, *б*, рис. 4.6, *б*, рис. 4.7, *б*, рис. 4.8, *б*) – при 0,002 с.



a



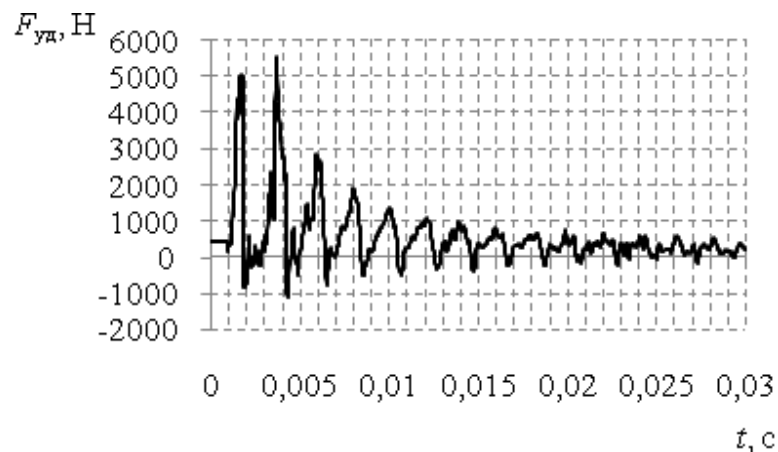
б

Рисунок 4.6 – Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за значення сили спрацювання ударного механізму $F_{03} = 380,016$ Н

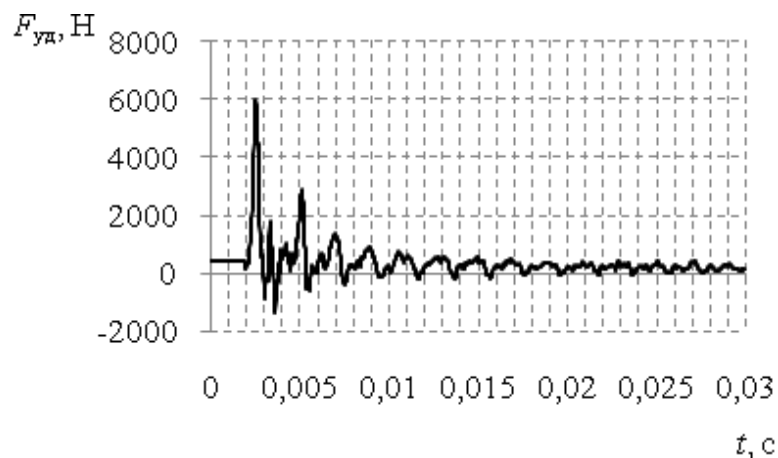
В цей період відбувається вивільнення бойка ударного механізму і його рух вгору. Зміщення в часі приблизно на 0,001 с кривої сили удару в моделі колони у верхньому її поперечному перерізі (рис. 4.4, *a*, рис. 4.5, *a*, рис. 4.6, *a*, рис. 4.7, *a*, рис. 4.8, *a*) у порівнянні з нижнім перерізом (рис. 4.4, *б*, рис. 4.5, *б*, рис. 4.6, *б*, рис. 4.7, *б*, рис. 4.8, *б*) відповідає часу поширення поздовжньої хвилі пружних деформацій у струні від нижнього перерізу до верхнього. В момент часу, коли боек ударяється в кришку корпусу упорної частини установки, спостерігається стрімкий ріст внутрішньої поздовжньої сили як в нижній її частині, так і у верхній. В перші два періоди коливань вона набуває найбільших значень. В подальшому поступово спадає. Із збільшенням сили

спрацювання ударного механізму інтервал часу від нуля до початку затухання коливань поступово зменшується. Це пояснюється одночасним збільшенням величини залишкового натягу струни.

Найбільших значень, як видно з отриманих графіків (рис. 4.4, 4.5, 4.6, 4.7, 4.8), внутрішня поздовжня сила в моделі колони (сила удару) набуває в нижньому її поперечному перерізі. Із збільшенням сили спрацювання ударного механізму сила удару зростає.

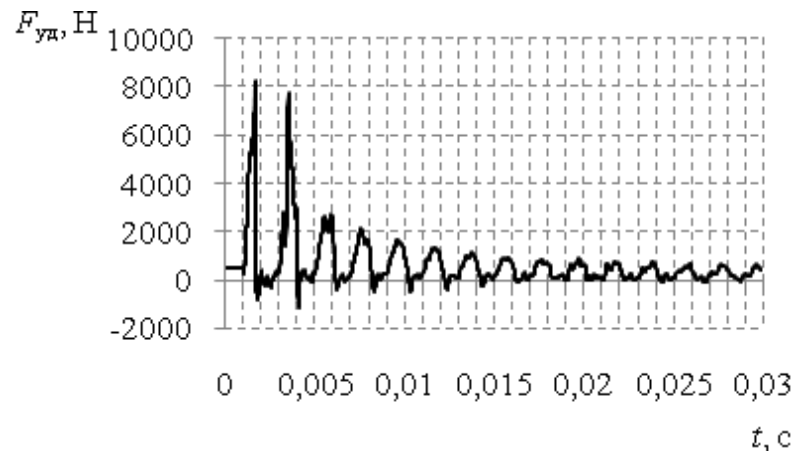


a

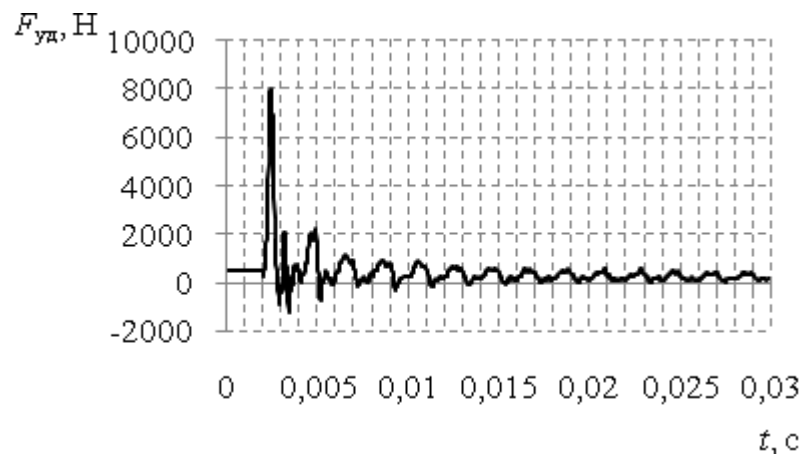


б

Рисунок 4.7 – Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за значення сили спрацювання ударного механізму $F_{04} = 427,518$ Н



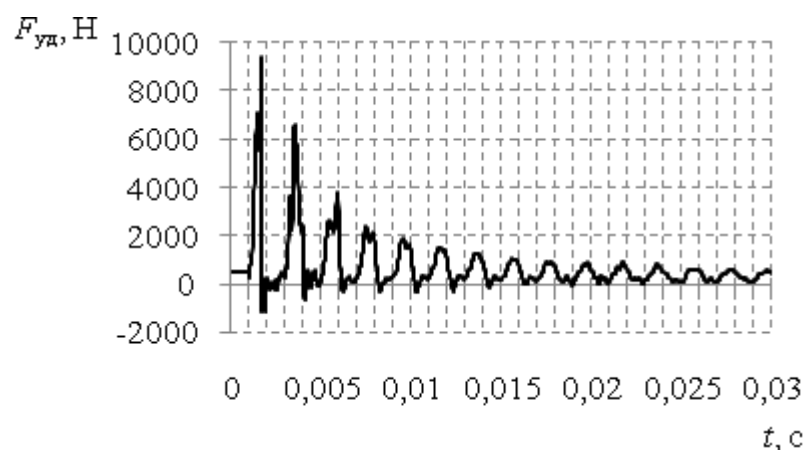
a



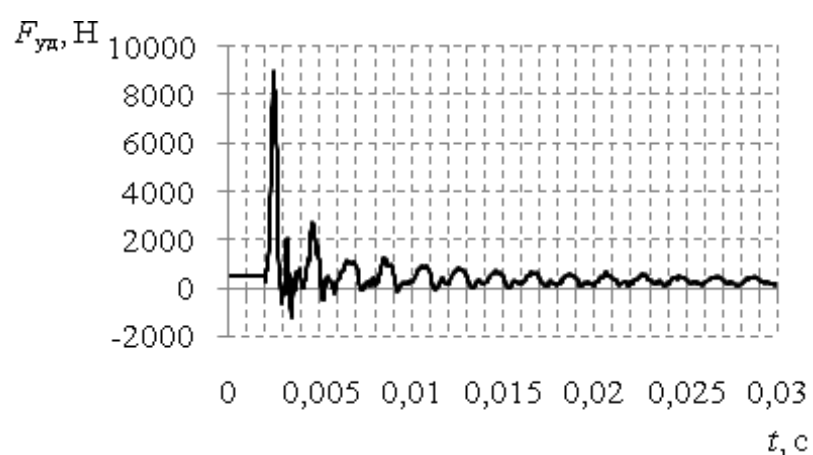
б

Рисунок 4.8 – Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за значення сили спрацювання ударного механізму $F_{05} = 475,020$ Н

На рис. 4.9 та рис. 4.10 зображені графіки часових залежностей внутрішньої поздовжньої сили (сили удару) при різних значеннях ходу бойка ударного механізму: $\Delta_1 = 5$ мм (рис. 4.9), $\Delta_2 = 10$ мм (рис. 4.10). Початковий натяг струни (сила спрацювання ударного механізму) при цьому сталий і рівний 522,522 Н, що відповідає абсолютному її видовженню 11 мм. Поздовжня сила визначається, як і в попередньому випадку, в двох поперечних перерізах моделі колони – нижньому (рис. 4.9, *a*, 4.10, *a*) та верхньому (рис. 4.9, *б*, 4.10, *б*).



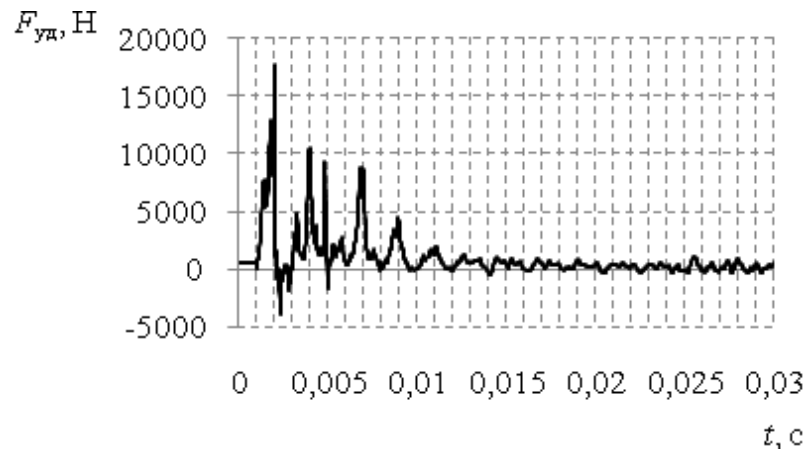
a



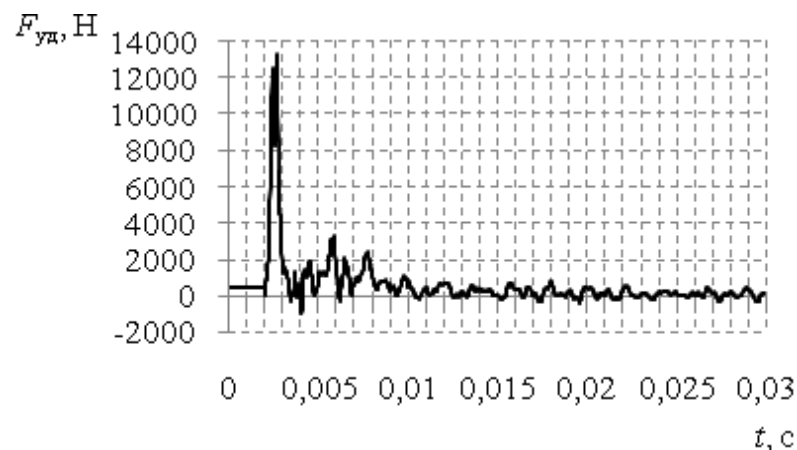
б

Рисунок 4.9 – Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за значення ходу бойка ударного механізму $\Delta_1 = 5$ мм

З наведених графічних залежностей (рис. 4.9, 4.10) видно, що із збільшенням величини ходу бойка ударного механізму від 5 до 10 мм сила удару зростає. Набуває вона найбільшого значення у нижньому поперечному перерізі струни протягом першого або другого періоду коливань.



a



б

Рисунок 4.10 – Часові залежності внутрішньої сили в моделі колони за значення ходу бойка ударного механізму $\Delta_2 = 10$ мм

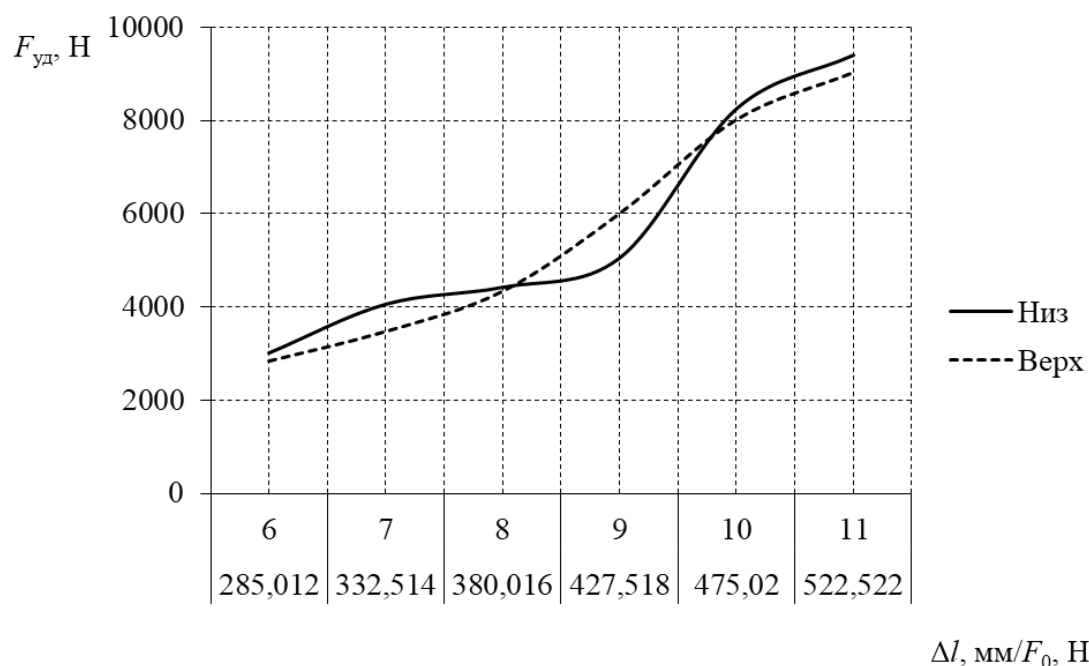
Відповідність значень сили спрацювання ударного механізму значенням абсолютного видовження струни наведено у табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Максимальні значення сили удару в моделі колони бурильних труб

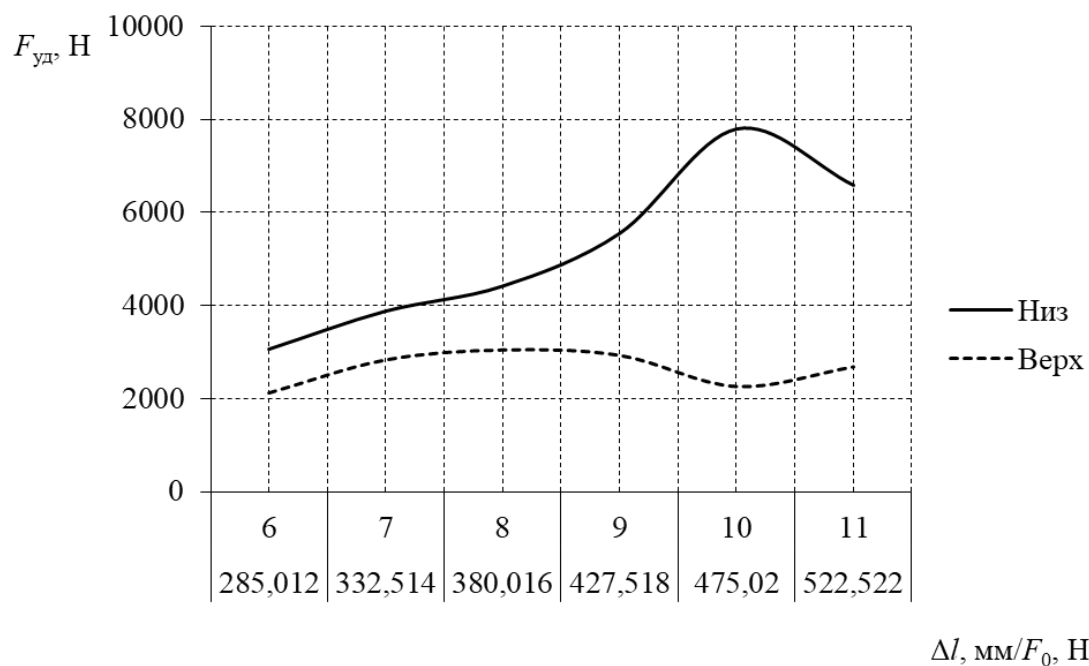
Абсолютне видовження струни, мм	6	7	8	9	10	11
Сила спрацювання ударного механізму, Н	285	332	380	427	475	522

На рис. 4.11 зображені графічні залежності сили удару від сили спрацювання ударного механізму (нижня шкала осі абсцис) і відповідного їй абсолютного видовження струни (верхня шкала осі абсцис) – початкового натягу протягом першого (рис. 4.11, а) і другого (рис. 4.11, б) періодів

коливань. Значення внутрішньої поздовжньої сили в моделі колони в нижньому її поперечному перерізі відображені кривими «Низ», а у верхньому – кривими «Верх».



a



б

Рисунок 4.11 – Залежності максимального значення сили удару протягом першого (*a*) і другого (*б*) періодів коливань від сили спрацювання ударного механізму (абсолютного видовження струни)

Як видно з графіків, із збільшенням сили спрацювання ударного механізму максимальні значення сили удару, здебільшого на першому періоді коливань (рис. 4.11, а), інтенсивно зростають. Найбільші з них досягаються, в основному, у нижньому поперечному перерізі струни. На другому періоді коливань (рис. 4.11, б), коли відбита хвиля доходить до верхнього поперечного перерізу струни, графік внутрішньої поздовжньої сили (крива «Верх») має пологий характер. Як бачимо, невеликий ріст сили спостерігається на ділянці кривої між значеннями сили спрацювання ударного механізму 285,012 та 380,016 Н, після чого практично припиняється, тому що зростає і значення залишкового натягу моделі колони.

Із застосуванням математичної моделі і програмного забезпечення, розроблених у другому розділі дисертації, проведено розрахунки хвильових процесів, що виникають у фізичній моделі незаблокованої частини колони труб. У табл. 4.3, табл. 4.4 наведено максимальні теоретичні і експериментальні значення осьових зусиль на нижньому та на верхньому кінцях струни на першому та на другому періоді коливань. З високою точністю максимальне осьове зусилля у нижньому крайньому перерізі струни можна вважати рівним максимальній силі взаємодії бойка з корпусом ударного пристрою. Максимальна розбіжність теоретичних і експериментальних результатів не перевищує 8,5%. Причинами похибок обчислень можна вважати наближене урахування податливості кріпильних вузлів і розсіювання енергії коливань у механічній системі. За даними цих таблиці можна оцінити сумісний вплив ходу бойка і сили спрацювання ударного механізму на розвиток динамічних зусиль в моделі колони.

Таблиця 4.3 – Максимальні значення поздовжніх зусиль у поперечних перерізах моделі колони бурильних труб протягом першого періоду коливань

Хід бойка, мм	Сила спрацювання ударного пристрою, Н	Максимальні значення поздовжніх зусиль, Н							
		на нижньому кінці струни				на верхньому кінці струни			
		теоретичне	експериментальне	абсолютна похибка	відносна похибка	теоретичне	експериментальне	абсолютна похибка	відносна похибка
5	285	3161	3022	139	4,6	2983	2841	142	5,0
	332	4282	4070	212	5,2	3677	3479	198	5,7
	380	4693	4432	261	5,9	4607	4342	265	6,1
	427	5369	5060	309	6,1	6404	6013	391	6,5
	475	8799	8262	537	6,5	8609	8031	578	7,2
	522	10070	9409	661	7,0	9745	9040	705	7,8
10	522	19040	17730	1310	7,4	14391	13280	1111	8,4

Таблиця 4.4 – Максимальні значення поздовжніх зусиль у поперечних перерізах моделі колони бурильних труб протягом другого періоду коливань

Хід бойка, мм	Сила спрацювання ударного пристрою, Н	Максимальні значення поздовжніх зусиль, Н							
		на нижньому кінці струни				на верхньому кінці струни			
		теоретичне	експериментальне	абсолютна похибка	відносна похибка	теоретичне	експериментальне	абсолютна похибка	відносна похибка
5	285	3206	3062	144	4,7	2237	2128	109	5,1
	332	4092	3882	210	5,4	3002	2835	167	5,9
	380	4685	4420	265	6,0	3237	3048	189	6,2
	427	5899	5555	344	6,2	3126	2932	194	6,6
	475	8331	7801	530	6,8	2434	2268	166	7,3
	522	7058	6590	468	7,1	2903	2688	215	8,0
10	522	11348	10556	792	7,5	3582	3304	278	8,4

Експериментальна установка змонтована у лабораторії кафедри опору матеріалів та будівельної механіки. Основні її частини та елементи можна побачити на наведених фотографіях (рис. 4.12 – рис. 4.17).



Рисунок 4.12 – Закріплення циліндра упорної (нижньої) частини установки

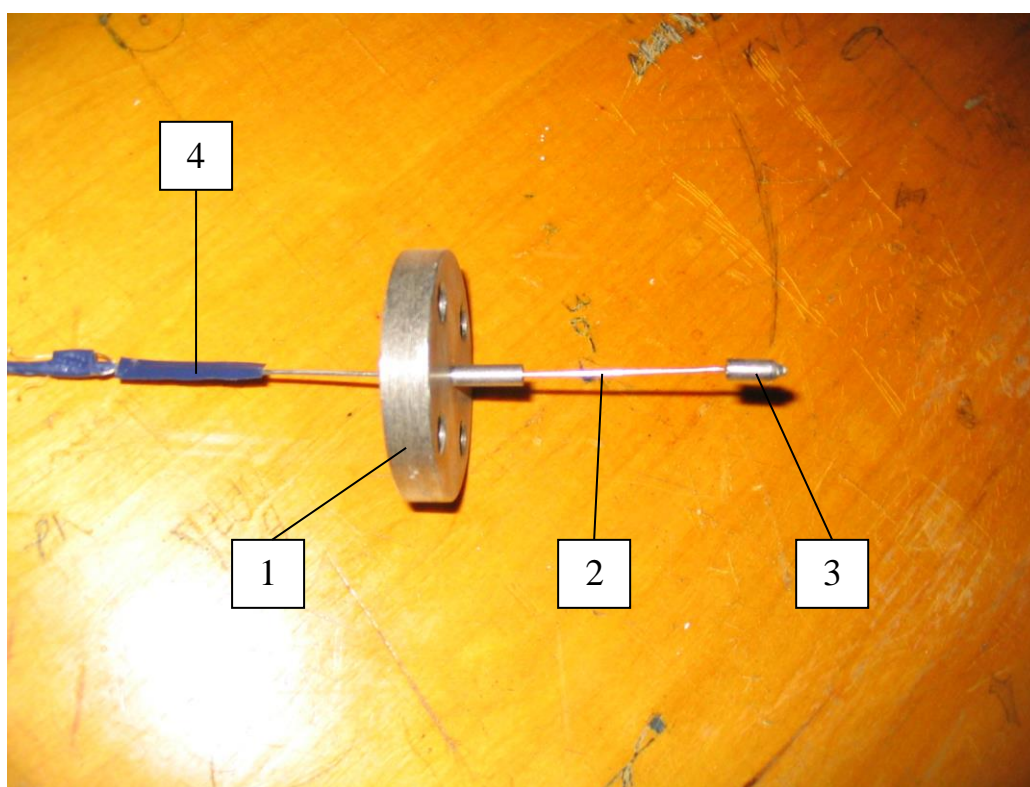


Рисунок 4.13 – Кришка (1) упорної частини, стальна струна (2), бойок (3), тензодавач (4)



Рисунок 4.14 – Вигляд змонтованої на цементній підлозі упорні (нижньої) частини установки в зборі



Рисунок 4.15 – Вигляд змонтованої натягувальної (верхньої) частини установки в зборі



Рисунок 4.16 – Вигляд змонтованої сталевї струни

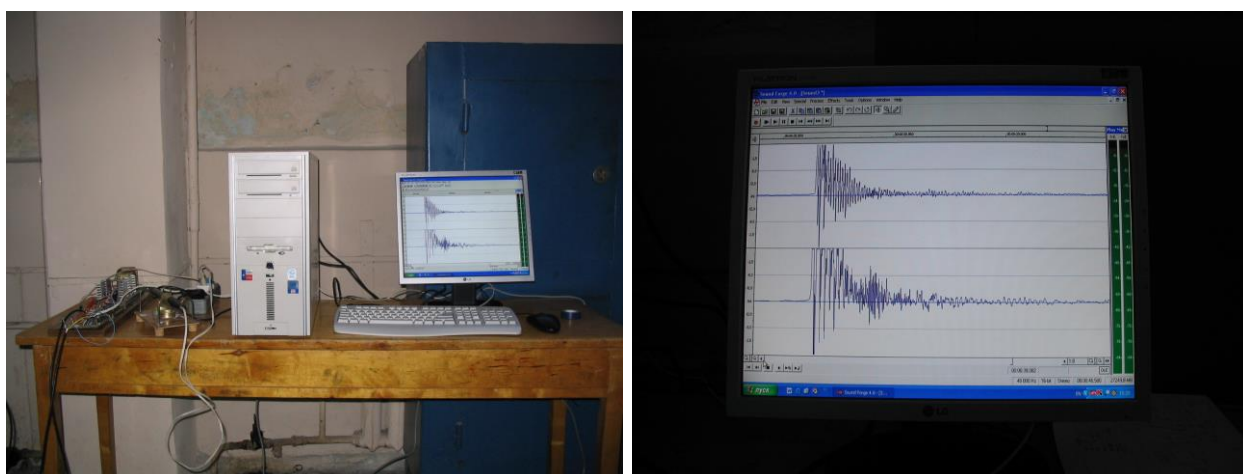


Рисунок 4.17 – Вимірювальна апаратура та комп'ютерне обладнання установки

Проведення експериментальних досліджень динамічних процесів в моделі системи наочно відображено на фотографіях (рис. 4.18).



Рисунок 4.18 – Проведення експериментальних досліджень

4.3. Удосконалення ударних пристроїв для вивільнення прихопленої колони труб

Перша корисна модель [128] відноситься до галузі машинобудування і може бути використана в бурінні свердловин, зокрема при виконанні ловильних робіт в бурових свердловинах і вийманні предметів із бурових свердловин з використанням ударних засобів гідравлічної дії для вивільнення прихоплених деталей.

Відомий гідравлічний ударний механізм (ГУМ) [Мислюк М. А. Буріння свердловин: Довідник: У 5 т. / М. А. Мислюк, І. Й. Рибчич, Р. С. Яремійчук. Т. 5: Ускладнення. Аварії. Екологія. – К.: „Інтерпрес ЛТД”, 2004. – 376с.], який містить рухому частину у вигляді шпинделя з нерухомо насадженими на нього бойком, поршнем і штоком та нерухому частину у вигляді верхнього і нижнього перехідників, що з’єднані між собою циліндром.

Такий механізм створює в аварійній колоні труб зусилля, які направлені лише в поздовжньому напрямі, його конструкція не дозволяє уникнути взаємного прокручування штока відносно нижнього перехідника і

унеможливує створення крутного моменту в прихопленій частині бурової колони труб, що потребує додаткових затрат часу і енергії на вивільнення прихоплених обсадних колон та бурового інструменту, знижує ефективність ліквідації прихватів аварійних колон і продуктивність роботи бурової установки.

В основу корисної моделі поставлено завдання удосконалити гідравлічний ударний механізм, в якому новий зв'язок між штоком і нижнім перехідником дозволив би уникнути взаємного прокручування між ними і створити в прихопленій частині бурової колони одночасно і поздовжні зусилля, і крутний момент, що знизить затрати часу і енергії на вивільнення прихоплених обсадних колон та бурового інструменту, підвищить ефективність ліквідації прихватів і продуктивність роботи бурової установки.

Поставлене завдання вирішується тим, що в гідравлічному ударному механізмі, який містить рухому частину у вигляді шпинделя з нерухомо насадженими на нього бойком, поршнем і штоком та нерухому частину у вигляді верхнього і нижнього перехідників, що з'єднані між собою циліндром, згідно з корисною моделлю [128], шток зв'язаний з нижнім перехідником за допомогою шліцевої пари з можливістю взаємного осьового переміщення.

Це дозволяє здійснювати осьове переміщення штока відносно нижнього перехідника і уникнути взаємного прокручування штока відносно нижнього перехідника, і тим самим передавати крутний момент, створений ротором бурової установки, від вільної частини бурової колони через гідравлічний ударний механізм до прихопленої. Тобто, за допомогою цього нововведення, можна створювати в прихопленій частині колони одночасно із поздовжніми зусиллями крутний момент, що підвищує ефективність ліквідації прихватів, знижує затрати часу і енергії на вивільнення прихоплених обсадних колон та бурового інструменту, підвищує продуктивність роботи бурової установки.

На рис. 4.19 зображений гідравлічний ударний механізм, де: 1 – шпindelь, 2 – верхній перехідник, 3 – циліндр, 4 – бойок, 5 – поршень, 6 – шток, 7 – нижній перехідник, 8 – шліцева пара.

Гідравлічний ударний механізм (ГУМ) містить рухому частину у вигляді шпинделя 1 з нерухомо насадженими на нього бойком 4, поршнем 5 і штоком 6 та нерухому частину у вигляді верхнього і нижнього перехідників 2, 7, що з'єднані між собою циліндром 3. Шток 6 зв'язаний з нижнім перехідником 7 за допомогою шліцевої пари 8 з можливістю взаємного осьового переміщення.

Гідравлічний ударний механізм працює наступним чином.

Спочатку від'єднують неприхоплену частину бурової колони від прихопленої. Далі між ними встановлюють гідравлічний ударний механізм, з'єднавши шпindelь 1 ГУМу з вільною частиною колони, а нижній перехідник 7 – із прихопленою. Потім, за допомогою ротора бурової установки, закручують аварійну колону, і, завдяки тому, що шток 6 і нижній перехідник 7 зв'язані між собою за допомогою шліцевої пари 8, тобто без можливості взаємного прокручування один відносно одного, крутний момент передається від неприхопленої частини колони через ГУМ до прихопленої. Після цього аварійну колону натягують за допомогою лебідки бурової установки, чим створюють в колоні поздовжні зусилля, необхідні для спрацювання гідравлічного ударного механізму. Шток 6, який має можливість руху в осьовому напрямі відносно нижнього перехідника 7 за допомогою шліцевої пари 8, і поршень 5 із кільцями переміщуються в циліндрі 3 з двома гідравлічно з'єднаними між собою камерами різних поперечних перерізів, заповнених робочою рідиною – маслом. Конструктивно кільця в поршні 5 виконані так, що під час його руху в камері меншого поперечного перерізу робоча рідина перетікає через щілинний зазор у кільцях з дуже великим гідравлічним опором. Швидкість руху поршня 5 при цьому буде невеликою, що дає змогу вибрати за допомогою лебідки бурової установки потрібну силу натягу аварійної компоновки.

Через деякий час поршень 5 входить у камеру з більшою площею поперечного перерізу, на стінках корпусу якої виконані поздовжні пази. Унаслідок цього робоча рідина вільно перетікає з однієї камери в іншу, і ударна частина поршня 5, тобто бойок 4, з великою швидкістю переміщується до ковадла, тобто ударної поверхні верхнього перехідника 2, і завдає удару, який створює в прихопленій колоні одночасно і поздовжні зусилля, і крутний момент для її зрушення. Якщо після цього прихват бурової колони ліквідували, то тоді від'єднують ГУМ від бурової колони, а роз'єднані частини бурової колони з'єднують між собою і продовжують буріння свердловини. Але, якщо після нанесення цього удару бурова колона все ще не була вивільнена від прихвату, то тоді наносять повторний удар.

Для нанесення повторного удару аварійну компоновку розвантажують, відключивши лебідку і ротор бурової установки. При цьому поршень 5 переганяє масло по кільцевих зазорах у надпоршневу частину і заходить у камеру меншого поперечного перерізу, чим і здійснюється заряджання механізму. Після цього аварійну колону знову закручують, натягують і завдають повторного удару. І так продовжують аж до повної ліквідації прихвату, після чого, від'єднавши ГУМ і з'єднавши між собою роз'єднані частини бурової колони, продовжують буріння свердловини.

Для здійснення ударів, спрямованих донизу, попередньо ГУМ розбирають, циліндр 3 разом із поршнем 5 і бойком 4 повертають на 180° і знову складають. Після цього заряджають ГУМ, натягуючи аварійну колону за допомогою лебідки бурової установки. При цьому поршень 5 з бойком 4 переміститься у верхню частину циліндра 3, тобто у камеру з меншим поперечним перерізом, перегнавши масло у камеру з більшим поперечним перерізом. Далі, як і в попередньому випадку, за допомогою ротора бурової установки закручують аварійну колону, і для того, щоб поршень 5 з бойком 4 почали рухатись вниз для нанесення удару, аварійну компоновку розвантажують, відключивши лише лебідку. За рахунок пружності натягненої і дещо видовженої бурової колони труб, яка після зняття

поздовжнього розтягального навантаження повертається у вихідне положення, скорочуючись, шпindel 1 разом з поршнем 5, бойком 4 і штоком 6 переміщуються зверху донизу. Даліше все відбувається аналогічно, як і в попередньому випадку, лише удар завдається бойком 4 по ударній поверхні нижнього перехідника 7. Внаслідок цього в прихопленій частині бурової колони створюються одночасно і поздовжні зусилля, і крутний момент. І знову, якщо бурова колона вивільнилась після цього удару від прихвату, то від'єднують ГУМ, роз'єднані частини колони з'єднують між собою і продовжують бурові роботи, а якщо ні – то наносять ще необхідну кількість ударів до повної його ліквідації. В даному випадку перезаряджання ГУМу здійснюють, натягуючи лебідкою бурової установки аварійну колону до приходу поршня 5 у вихідне верхнє положення в циліндрі 3 – у камеру меншого поперечного перерізу, і знову закручують бурову колону, відключають лебідку і завдають повторного удару.

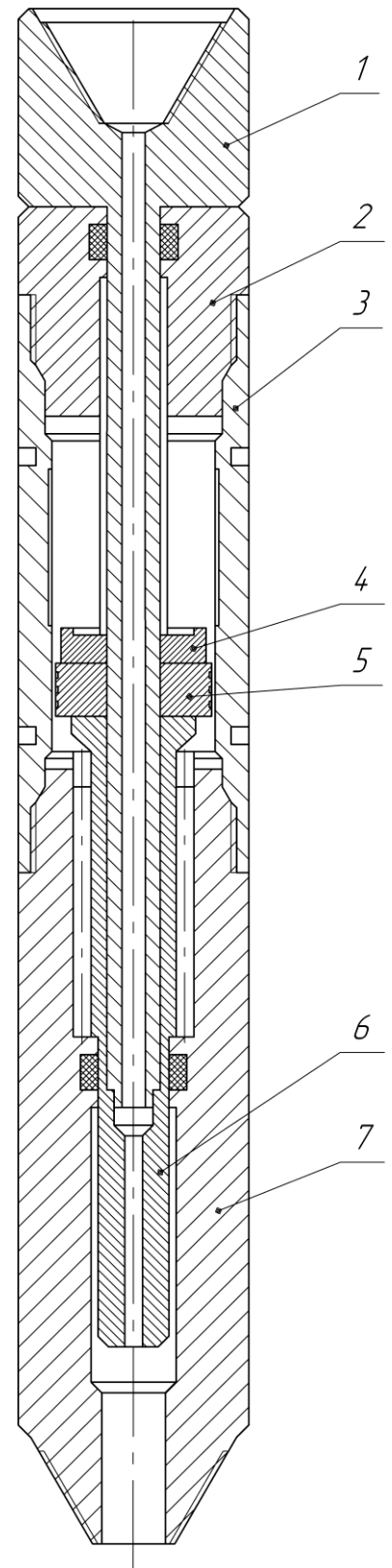


Рисунок 4.19 – Гідравлічний ударний механізм

Друга корисна модель [129] відноситься до галузі машинобудування і може бути використана в бурінні свердловин, зокрема при виконанні

ловильних робіт в бурових свердловинах і вийманні предметів із бурових свердловин з використанням ударних засобів для вивільнення прихоплених деталей.

Відомий пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині (Авторское свидетельство № 832043, СССР, МПК Е 21 В 23/00. Устройство для ликвидации прихвата колонны труб в скважине / Акопов Э. А., Взоротов В. А., Григорян С. С., Каменева М. В., Колесников П. И., Ларионов В. К., Шахназаров А. А. // Заяв. 22.01.75 № 2098450/22-03; Опубл. 23.05.81 – Бюл. № 19), який містить корпус з ковадлом у верхній частині, з конічною кільцевою розточкою і радіальними каналами, всередині якого розміщені пустотілий шток з упорним виступом і вузол роз'єднання, виконаний у вигляді конічної цанги, яка жорстко закріплена на нижньому кінці штока, з фіксуючою втулкою з підпружиненим зворотнім клапаном.

Такий пристрій за повний робочий цикл створює в аварійній колоні труб лише одне ударне навантаження, якого може бути недостатньо для вивільнення прихопленої колони труб, що потребує додаткових затрат часу і енергії на вивільнення прихоплених обсадних колон та бурового інструменту, знижує ефективність ліквідації прихоплень аварійних колон і продуктивність роботи бурової установки.

В основу корисної моделі поставлено завдання удосконалити пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, в корпусі якого наявність поршня з ковадлом, бойком і підпружиненими фіксаторами дозволило би створити в прихопленій частині бурової колони подвійне ударне навантаження, що знизить затрати часу і енергії на вивільнення прихоплених обсадних колон та бурового інструменту, підвищить ефективність ліквідації прихоплень і продуктивність роботи бурової установки.

Поставлене завдання вирішується тим, що пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, який містить корпус з ковадлом у верхній частині, з конічною кільцевою розточкою і радіальними каналами,

всередині якого розміщені пустотілий шток з упорним виступом і вузол роз'єднання, виконаний у вигляді конічної цанги, яка жорстко закріплена на нижньому кінці штока, з фіксуючою втулкою з підпружиненим зворотнім клапаном, згідно з корисною моделлю [129], на частині штока над упорним виступом виконаний паз та встановлений поршень з ковадлом, бойком і підпружиненими фіксаторами з можливістю взаємного переміщення один відносно одного.

Це дозволяє здійснювати подвійний удар штоком по корпусу за один хід штока, тобто за повний робочий цикл пристрою, і тим самим створювати в прихопленій частині бурової колони подвійні ударні навантаження, що підвищує ефективність ліквідації прихоплень, знижує затрати часу і енергії на вивільнення прихоплених обсадних колон та бурового інструменту, підвищує продуктивність роботи бурової установки.

На рис. 4.20 (а) зображений пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, на рис. 4.20 (б) – знаходження штока в проміжному положенні, а на рис. 4.20 (в) – знаходження штока у верхньому положенні, де: 1 – корпус, 2 – шток, 3 – конічна цанга, 4 – конічна кільцева розточка, 5 – фіксуюча втулка, 6 – підпружинений зворотній клапан, 7 – радіальні канали, 8 – упорний виступ, 9 – ковадло поршня, 10 – поршень, 11 – підпружинений фіксатор, 12 – бойок поршня, 13 – ковадло, 14 – паз, а також перша секція 15 і друга секція 16 корпусу.

Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині містить корпус 1 з ковадлом 13 у верхній частині, з конічною кільцевою розточкою 4 і радіальними каналами 7, всередині якого розміщені пустотілий шток 2 з упорним виступом 8 і вузол роз'єднання, виконаний у вигляді конічної цанги 3, яка жорстко закріплена на нижньому кінці штока 2, з фіксуючою втулкою 5 з підпружиненим зворотнім клапаном 6. На частині штока 2 над упорним виступом 8 виконаний паз 14 та встановлений поршень 10 з ковадлом 9, бойком 12 і підпружиненими фіксаторами 11 з можливістю взаємного переміщення один відносно одного. Поршень 10 жорстко з'єднаний з

ковадлом 9 і бойком 12. У внутрішній частині поршня 10 встановлені підпружинені фіксатори 11, які, при суміщенні з пазом 14, фіксують поршень 10 відносно штока 2. Внутрішня порожнина корпусу 1 утворена двома герметично ізольованими одна відносно одної секціями: першою секцією 15 та другою секцією 16. У першій секції 15 розміщені нижня частина штока 2 з упорним виступом 8, конічна цанга 3, фіксуюча втулка 5 з підпружиненим зворотнім клапаном 6. Друга секція 16, в якій знаходиться поршень 10 з бойком 12, виконана у вигляді двох гідравлічно з'єднаних між собою камер різного поперечного перерізу, з яких нижня камера має менший поперечний переріз, а верхня – більший, за рахунок виконаних поздовжніх пазів на стінці корпусу 1. До верхньої частини корпусу 1 за допомогою різьбового з'єднання приєднане ковадло 13. До нижнього кінця штока 2 жорстко прикріплена конічна цанга 3, яка взаємодіє з конічною кільцевою розточкою 4 корпусу 1 і фіксуючою втулкою 5, яка є рухомою відносно штока 2 з конічною цангою 3.

Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині працює наступним чином.

Спочатку від'єднують неприхоплену частину бурової колони від прихопленої. Далі між ними встановлюють пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, з'єднавши шток 2 з вільною частиною колони, а корпус 1 – із прихопленою. Вмикають буровий насос і закачують всередину труб промивальну рідину до моменту створення тиску необхідної величини в нагнітальній лінії. При цьому зворотній клапан 6 відкривається. Одночасно натягують аварійну колону за допомогою лебідки бурової установки, чим створюють в колоні поздовжні зусилля. Після закачування необхідного об'єму рідини зупиняють насос і скидають тиск в нагнітальній лінії вище зворотного клапана 6, відкривши заслінку. Зворотній клапан 6 перекриває прохідний канал у фіксуючій втулці 5, яка під дією перепаду тисків переміщується вгору, вивільняючи конічну цангу 3. Шток 2 різко переміщується вгору, наносячи удар упорним виступом 8 по ковадлу 9 поршня 10, який знаходиться в другій секції 16, герметично ізольованій від

першої секції 15, з одночасним відкриванням радіальних каналів 7, через які промивальна рідина імпульсно виходить з колони труб в атмосферу (рис. 4.20 (б)). Друга секція 16 складається з двох гідравлічно з'єднаних між собою камер різного поперечного перерізу, заповнених робочою рідиною – маслом. Ударні навантаження від поршня 10 через робочу рідину передаються до корпусу 1 і прихопленої частини колони, тобто створюється гідравлічний удар в другій секції 16 корпусу 1 – перше ударне навантаження. Великий гідравлічний опір руху поршня 10 забезпечується конструктивним виконанням щілинного зазору між кільцями поршня 10 і камерою меншого поперечного перерізу другої секції 16. Швидкість руху поршня 10 при цьому буде невеликою, що дає змогу вибрати за допомогою лебідки бурової установки потрібну силу удару і силу натягу аварійної компоновки. При цьому фіксатори 11 поршня 10 входять в паз 14, фіксуючи поршень 10 з ковадлом 9 і бойком 12 відносно штока 2.

Через деякий час поршень 10 входить у камеру з більшою площею поперечного перерізу другої секції 16, на стінках корпусу якої виконані поздовжні пази. Унаслідок цього робоча рідина вільно перетікає з однієї камери в іншу, і боек 12 поршня 10 разом із штоком 2 з великою швидкістю переміщується до ковадла 13 (рис. 4.20 (в)) і завдає удару по ковадлу 13, створюючи в прихопленій колоні поздовжні зусилля для її зрушення – друге ударне навантаження. Якщо після цього прихоплення бурової колони ліквідували, то від'єднують пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині від бурової колони, а роз'єдані частини бурової колони з'єднують між собою і продовжують буріння свердловини. Але, якщо після нанесення цього удару бурова колона все ще не була вивільнена від прихоплення, то тоді наносять повторні ударні навантаження.

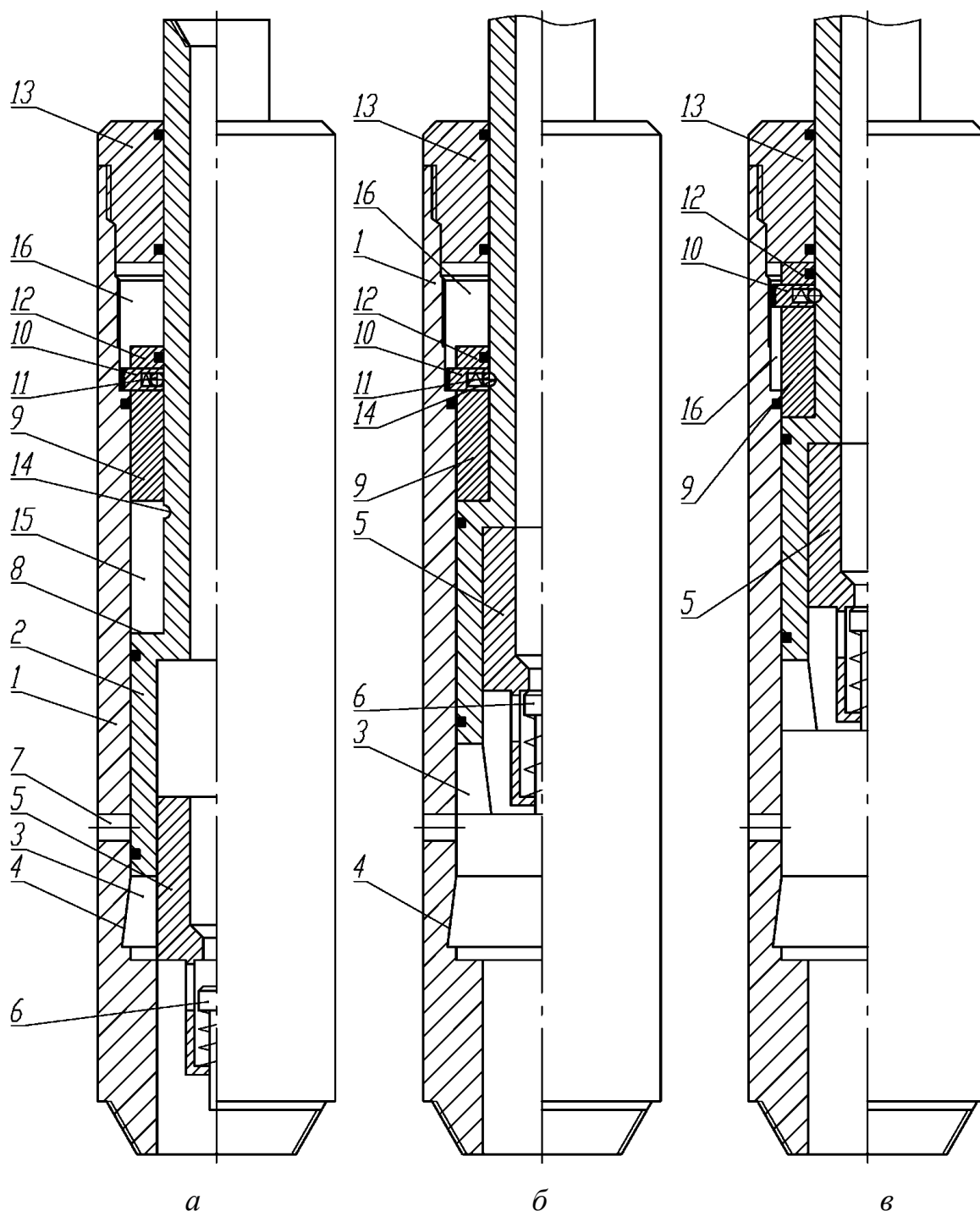


Рисунок 4.20 – Пристрій для ліквідації прихоплень
колони труб у свердловині

Для нанесення повторного удару аварійну компоновку розвантажують, відключивши лебідку, опускають шток 2 вниз. При цьому поршень 10, рухаючись разом із штоком 2, переганяє масло по кільцевих зазорах у надпоршневу частину і заходить у камеру меншого поперечного перерізу другої секції 16 до упору в початкове положення і зупиняється. Долаючи

зусилля пружин фіксаторів 11, шток 2 продовжує рухатися вниз (фіксатори 11 виходять з пазу 14) до упору конічної цанги 3 в корпус 1. Після цього вмикають буровий насос. При цьому фіксуюча втулка 5 переміщується вниз, фіксуючи шток 2 відносно корпусу 1. Так здійснюється заряджання пристрою.

Запропоновано удосконалити пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, в якому новий зв'язок між штоком і ковадлом у верхній частині корпусу дозволив би уникнути взаємного прокручування між ними і створити в прихопленій частині бурової колони одночасно і подвійне ударне навантаження в поздовжньому напрямі, і крутний момент, що ще більше знизить затрати часу і енергії на вивільнення прихоплених бурильних і обсадних колон та бурового інструменту, та значно підвищить ефективність ліквідації прихоплень і продуктивність роботи бурової установки.

Суть вдосконалення: пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині містить корпус з ковадлом у верхній частині, з конічною кільцевою розточкою і радіальними каналами, всередині якого розміщені пустотілий шток з упорним виступом і пазом, на якому з можливістю осьового переміщення насаджені поршнень з ковадлом, бойком, підпружиненими фіксаторами, і вузол роз'єднання, виконаний у вигляді конічної цанги, яка жорстко закріплена на нижньому кінці штока, з фіксуючою втулкою з підпружиненим зворотним клапаном. Шток зв'язаний з ковадлом у верхній частині корпусу за допомогою шліцевої пари з можливістю взаємного переміщення відносно поздовжньої осі пристрою.

Це дозволяє здійснювати осьове переміщення штока відносно ковадла у верхній частині корпусу і уникнути взаємного прокручування штока відносно ковадла у верхній частині корпусу, і тим самим передавати крутний момент, створений ротором бурової установки, від вільної частини бурової колони через пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині до прихопленої. Тобто, за допомогою цього нововведення, можна створювати в прихопленій частині колони одночасно із подвійним ударним

навантаження в поздовжньому напрямі крутний момент, що підвищує ефективність ліквідації прихоплень, знижує затрати часу і енергії на вивільнення прихоплених бурильних і обсадних колон та бурового інструменту, підвищує продуктивність роботи бурової установки.

На рис. 4.21 (а) зображений пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, на рис. 4.21 (б) – знаходження штока в проміжному положенні, а рис. 4.21 (в) – знаходження штока у верхньому положенні, де: 1 – корпус, 2 – шток, 3 – конічна цанга, 4 – конічна кільцева розточка, 5 – фіксуєча втулка, 6 – підпружинений зворотний клапан, 7 – радіальні канали, 8 – упорний виступ, 9 – ковадло поршня, 10 – поршень, 11 – підпружинений фіксатор, 12 – бойок поршня, 13 – ковадло, 14 – паз, 15 – перша секція корпусу, 16 – друга секція корпусу, 17 – шліцева пара.

Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині містить корпус 1 з ковадлом 13 у верхній частині, з конічною кільцевою розточкою 4 і радіальними каналами 7, всередині якого розміщені пустотілий шток 2 з упорним виступом 8 і вузол роз'єднання, виконаний у вигляді конічної цанги 3, яка жорстко закріплена на нижньому кінці штока 2, з фіксуєчою втулкою 5 з підпружиненим зворотним клапаном 6. На частині штока 2 над упорним виступом 8 виконаний паз 14 та встановлений поршень 10 з ковадлом 9 поршня 10, бойком 12 поршня 10 і підпружиненими фіксаторами 11 з можливістю взаємного переміщення один відносно одного. Поршень 10 жорстко з'єднаний з ковадлом 9 поршня 10 і бойком 12 поршня 10. У внутрішній частині поршня 10 встановлені підпружинені фіксатори 11, які, при суміщенні з пазом 14, фіксують поршень 10 відносно штока 2. Внутрішня порожнина корпусу 1 утворена двома герметично ізольованими одна відносно одної секціями: першою секцією 15 та другою секцією 16. У першій секції 15 розміщені нижня частина штока 2 з упорним виступом 8, конічна цанга 3, фіксуєча втулка 5 з підпружиненим зворотним клапаном 6. Друга секція 16, в якій знаходиться поршень 10 з бойком 12 поршня 10, виконана у вигляді двох гідравлічно з'єднаних між собою камер різного

поперечного перерізу, з яких нижня камера має менший поперечний переріз, а верхня – більший, за рахунок виконаних поздовжніх пазів на стінці корпусу 1. До верхньої частини корпусу 1 за допомогою різьбового з'єднання приєднане ковадло 13. До нижнього кінця штока 2 жорстко прикріплена конічна цанга 3, яка взаємодіє з конічною кільцевою розточкою 4 корпусу 1 і фіксуючою втулкою 5, яка є рухомою відносно штока 2 з конічною цангою 3. Шток 2 зв'язаний з ковадлом 13 у верхній частині корпусу 1 за допомогою шліцевої пари 17 з можливістю взаємного переміщення відносно поздовжньої осі пристрою.

Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині працює наступним чином.

Спочатку від'єднують неприхоплену частину бурової колони від прихопленої. Далі між ними встановлюють пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині, з'єднавши шток 2 з вільною частиною колони, а корпус 1 – із прихопленою. Потім, за допомогою ротора бурової установки, закручують аварійну колону, і, завдяки тому, що шток 2 і ковадло 13 у верхній частині корпусу 1 зв'язані між собою за допомогою шліцевої пари 17, тобто без можливості взаємного прокручування один відносно одного, крутний момент передається від неприхопленої частини колони через пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині до прихопленої. Вмикають буровий насос і закачують всередину труб промивальну рідину до моменту створення тиску необхідної величини в нагнітальній лінії. При цьому зворотний клапан 6 відкривається. Одночасно натягують аварійну колону за допомогою лебідки бурової установки, чим створюють в колоні поздовжні зусилля. Після закачування необхідного об'єму рідини зупиняють насос і скидають тиск в нагнітальній лінії вище зворотного клапана 6, відкривши заслінку. Зворотний клапан 6 перекриває прохідний канал у фіксуючій втулці 5, яка під дією перепаду тисків переміщується вгору, вивільняючи конічну цангу 3. Шток 2 різко переміщується вгору, наносячи удар упорним виступом 8 по ковадлу 9

поршня 10, який знаходиться в другій секції 16, герметично ізольованій від першої секції 15, з одночасним відкриванням радіальних каналів 7, через які промивальна рідина імпульсно виходить з колони труб в атмосферу (рис. 4.21 (б)). Друга секція 16 складається з двох гідравлічно з'єднаних між собою камер різного поперечного перерізу, заповнених робочою рідиною – маслом. Ударні навантаження від поршня 10 через робочу рідину передаються до корпусу 1 і прихопленої частини колони, тобто створюється гідравлічний удар в другій секції 16 корпусу 1 – перше ударне навантаження. Великий гідравлічний опір руху поршня 10 забезпечується конструктивним виконанням щілинного зазору між кільцями поршня 10 і камерою меншого поперечного перерізу другої секції 16. Швидкість руху поршня 10 при цьому буде невеликою, що дає змогу вибрати за допомогою лебідки бурової установки потрібну силу удару і силу натягу аварійної компоновки. При цьому фіксатори 11 поршня 10 входять в паз 14, фіксуючи поршень 10 з ковадлом 9 поршня 10 і бойком 12 поршня 10 відносно штока 2.

Через деякий час поршень 10 входить у камеру з більшою площею поперечного перерізу другої секції 16, на стінках корпусу якої виконані поздовжні пази. Унаслідок цього робоча рідина вільно перетікає з однієї камери в іншу, і боек 12 поршня 10 разом із штоком 2 з великою швидкістю переміщується до ковадла 13 (рис. 4.21 (в)) і завдає удару по ковадлу 13, створюючи в прихопленій колоні поздовжні зусилля для її зрушення – друге ударне навантаження. Якщо після цього прихоплення бурової колони ліквідували, то від'єднують пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині від бурової колони, а роз'єднані частини бурової колони з'єднують між собою і продовжують буріння свердловини. Але, якщо після нанесення цього удару бурова колона все ще не була вивільнена від прихоплення, то тоді наносять повторні ударні навантаження.

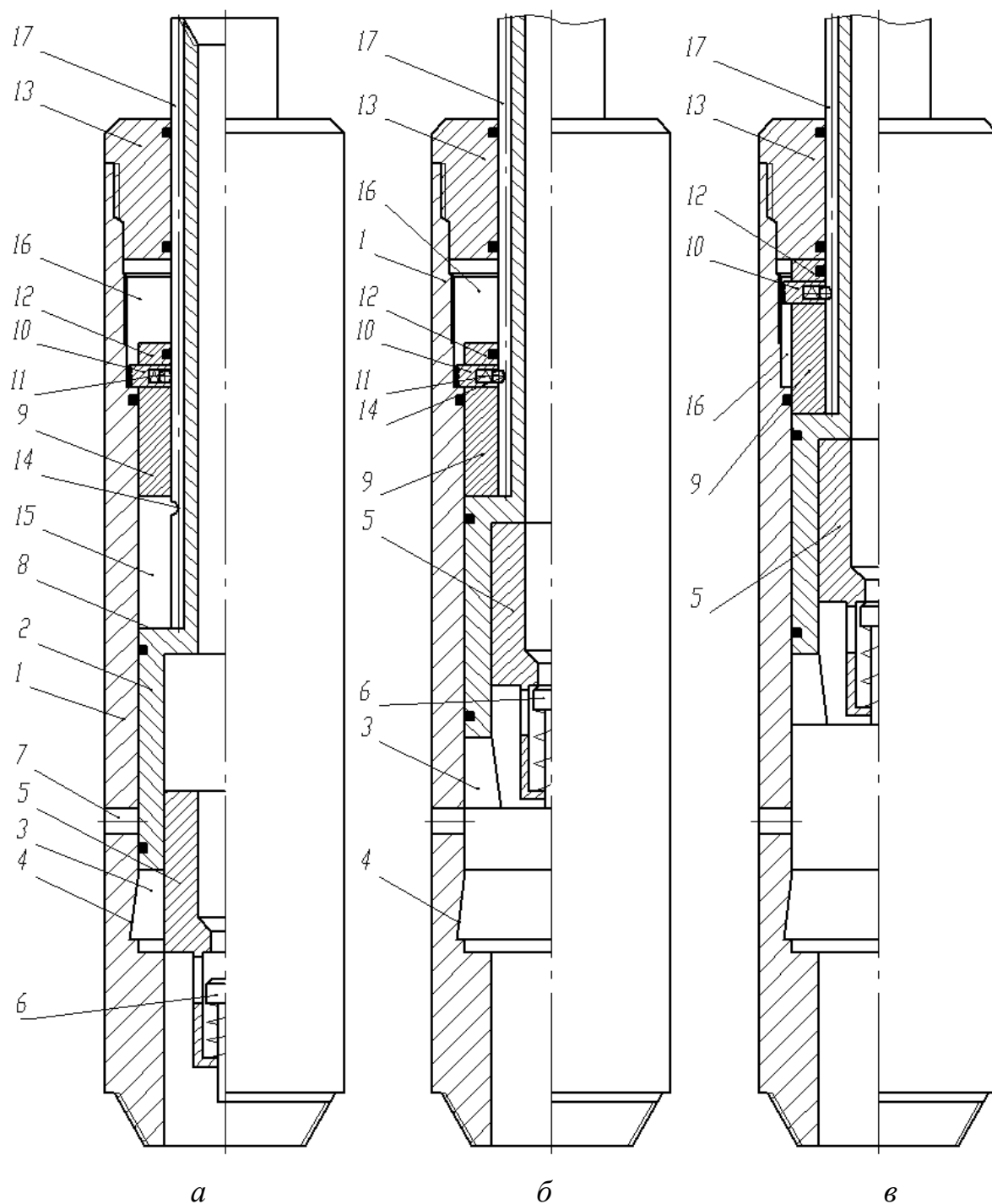


Рисунок 4.21 – Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині

Для нанесення повторного удару аварійну компоновку розвантажують, відключивши лебідку і ротор бурової установки, опускають шток 2 вниз. При цьому поршень 10, рухаючись разом із штоком 2, переганяє масло по кільцевих зазорах у надпоршневу частину і заходить у камеру меншого поперечного перерізу другої секції 16 до упору в початкове положення і

зупиняється. Долаючи зусилля пружин фіксаторів 11, шток 2 продовжує рухатися вниз (фіксатори 11 виходять з пазу 14) до упору конічної цанги 3 в корпус 1. Після цього вмикають буровий насос. При цьому фіксуєча втулка 5 переміщується вниз, фіксуєчи шток 2 відносно корпуса 1. Так здійснюється заряджання пристрою.

4.4. Висновки

1. Ефективність ліквідації прихоплень колони труб із застосуванням ударних механізмів суттєво залежить від їх параметрів. Із збільшенням сили спрацювання та ходу бойка від 5 до 10 мм значення сили удару зростає.

2. Під час ліквідації прихоплень колони труб за допомогою механізмів ударної дії найбільших значень сила удару набуває протягом перших двох періодів коливань.

3. Із збільшенням статичного натягу колони при сталому значенні ходу бойка ударного механізму внутрішні зусилля зростають, а тривалість хвильових процесів зменшується. Це пояснюється тим, що енергія ударного механізму під час вивільнення прихопленої колони труб використовується не лише на формування хвилі деформацій, а й на подолання сил статичного натягу колони.

4. Продуктивність процесу вивільнення прихопленої колони труб залежить від розташування ударного механізму. Із зменшенням відстані між ним і зоною прихоплення досягаються більші значення сили удару.

5. Динамічні зусилля в прихопленій бурильній колоні під час її вивільнення можуть у 10-35 раз перевищувати статичні. Це необхідно враховувати під час проведення розрахунків на міцність бурильних труб, а також їх муфтових і замкових з'єднань.

6. Розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями знайдених у колоні зусиль не перевищує 8,5%.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

Як показав аналіз особливостей функціонування бурових установок у технологічних та аварійних режимах експлуатації, а також огляд численних джерел інформації з теорії механічних коливань, динаміки та міцності нафтогазопромислового обладнання, проблема розрахунку динамічних процесів у бурових установках становить не лише актуальну, а й достатньо складну наукову задачу. У дисертації проведено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на підвищення ефективності ліквідації аварій в бурінні за рахунок добору раціональних режимів роботи бурових установок та раціональних параметрів спеціальних пристроїв ударної дії на основі удосконалення методології аналізу динамічних процесів у механічних системах бурових установок під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних або обсадних труб.

1. У дисертаційній роботі розроблено узагальнену математичну модель і алгоритм розрахунку динамічних процесів, що виникають у підймальній системі бурових установок з незаблокованою у свердловині частиною колони труб, зв'язаною верхнім кінцем з талевим блоком установки, а нижнім кінцем – з бойком гідравлічного ударного пристрою. Якщо бурова установка обладнана асинхронним двигуном, його момент визначали шляхом сумісного інтегрування рівнянь руху механічної системи і рівнянь електромагнітного стану електричної машини. Для випадку, коли бурова установка обладнана дизельним двигуном, його момент подано як функцію кутової частоти обертання колінчастого вала і переміщення рейки паливного насоса. Коефіцієнти апроксимації визначено за відомими швидкісними кривими, одержаними експериментально для фіксованих значень переміщення рейки. Запропонована математична модель дає можливість аналізувати взаємодію незаблокованої частини колони труб із заблокованою в процесі ліквідації аварії.

2. Досліджено вплив конструкційних і експлуатаційних характеристик бурової установки і пристрою ударної дії для вивільнення прихопленої

колони труб на динамічні зусилля у зазначеному пристрої, колоні, талевому канаті, металоконструкції вишки. Встановлено, що сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму істотно залежить від ходу бойка, сили спрацювання ударного механізму, передавального відношення привідного механізму, момента тертя в оперативній муфті, площі поперечного перерізу бурильних труб та довжини колони. Найбільшого значення сила удару може набувати не у початковий момент зіткнення бойка з корпусом, а протягом першого або другого періодів їх взаємодії. Як показали дослідження динамічних процесів у підймальній системі бурової установки УКБ-4П, раціональне значення ходу бойка знаходиться у межах 25–35 см; сили спрацювання ударного пристрою – у межах 10–15 кН; момента тертя в оперативній муфті – у межах 80–100 Н·м. Розгін підйальної системи установки доцільно здійснювати на першій ($u = 23,44$) або другій ($u = 13,07$) передачі.

3. Побудовано нелінійну континуально-дискретну математичну модель динамічних процесів, які виникають під час вивільнення заблокованої у свердловині частини колони бурильних або обсадних труб за допомогою пристроїв імпульсної дії, з детальним урахуванням внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі. На початковому етапі розв'язання задачі виконано скінченно-елементну дискретизацію рівняння з частинними похідними, яким описуються хвильові процеси в колоні, за просторовою координатою методом зважених нев'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна, що дало можливість звести задачу до чисельного інтегрування системи звичайних диференціальних рівнянь за допомогою широко вживаного програмного забезпечення.

4. Як показали дослідження, багатоконпонентне тертя, яке виникає у матеріалі та в з'єднаннях колони бурильних або обсадних труб, а також у зонах безпосереднього контакту колони зі стінкою свердловини та на поверхнях взаємодії труб із промивальною рідиною, істотно впливає на поширення поздовжніх хвиль у колоні та значно знижує ефективність робіт

над усуненням наслідків аварій. Розрахунки хвильових процесів, збуджуваних у колоні труб умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 10 мм засвідчують ефективність застосування механізмів ударної дії для вивільнення колони, прихопленої у свердловині на інтервалі, що не перевищує 800–1000 м. Результати досліджень показують також, що підвищення ефективності робіт над вивільненням прихоплених у свердловинах колон бурильних або обсадних труб можна досягти за рахунок раціонального добору потужності гідравлічних ударних механізмів та імпульсно-хвильових пристроїв, а також за рахунок застосування сталей для виготовлення цих труб відповідної ударної вязкості та межею плинності, не меншою, ніж 650 МПа, що дає можливість збільшувати імпульсне навантаження колони під час ліквідації аварій.

5. З метою перевірки результатів математичного моделювання хвильових процесів у незаблокованій частині прихопленої колони труб і оцінки впливу параметрів ударного механізму та сили статичного натягу колони на динамічні зусилля, що виникають під час її вивільнення, проведено експериментальні дослідження динамічних процесів на фізичній моделі механічної системи. Експериментальна установка сконструйована з дотриманням критеріїв подібності, що дає можливість переносити результати фізичного моделювання на реальну механічну систему. Експериментальні дослідження засвідчили належну точність математичного моделювання хвильових явищ та підтвердили основні закономірності щодо впливу ходу бойка і сили спрацьовування ударного пристрою на зусилля взаємодії бойка з корпусом. Розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями знайдених у колоні зусиль не перевищує 8,5%.

6. У дисертації запропоновано і запатентовано технічні рішення гідравлічного ударного механізму і пристрою для ліквідації прихоплення колони труб, які дають можливість значно підвищити ефективність проведення ремонтно-відновлювальних робіт на свердловинах за рахунок

забезпечення можливості нанесення ударних навантажень по прихопленій колоні труб не лише вгору, а й униз, а також в обертальному напрямі.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абдуладзе Ф. А. Математическое моделирование динамики прихваченной бурильной колонны при работе гидроимпульсного устройства для ликвидации прихватов. Изв. вузов. Нефть и газ. 1978. № 8. С. 23-25.
2. Абубакиров В. Ф., Буримов Ю. Г., Гноевых А. Н., Межлумов А. О., Близиюков В. Ю. Буровое оборудование: Справочник: В 2 т. Т. 2. Буровой инструмент. М.: ОАО "Издательство "Недра", 2003. 494 с.
3. Аварийный буровой инструмент. (Руководство по эксплуатации). Л., 1973. 25 с.
4. Акопов Э. А., Лузгин В. Л. Опыт ликвидации прихватов с помощью гидравлических ясов конструкции ВНИИБТ. Бурение. 1974. № 10. С. 30-33.
5. Акопов Э. А., Мнацаканов А. В., Архипов Л. А. Опыт ликвидации прихватов при отсутствии циркуляции в скважине. Бурение. 1974. № 10. С. 30-36.
6. Александров М. М. Взаимодействие колонны труб со стенками скважины. М.: Недра, 1982. 144 с.
7. Александров М. М. Силы сопротивления при движении труб в скважине. М.: Недра, 1978. 209 с.
8. Ангона Ф. А. Затухание колебаний в колонне бурильных труб и его значение для метода бурения с поверхностным вибратором. Конструирование и технология машиностроения: Сб. Тр. Америк. об-ва инженеров-механиков. М.: Мир, 1965. № 2. С. 8-12, 25-30.
9. Бабаев Ю. А., Вагидов М. А., Рамазанов Р. А. и др. Исследование напряжений, возникающих в колонне прихваченных труб при освобождении ротором. Изв. вузов. Нефть и газ. 1977. № 7. С. 27-30.
10. Бабешко В. А., Глушков Е. В., Зинченко Ж. Ф. Динамика неоднородных линейно-упругих сред. М.: Наука, 1989. 343 с.
11. Бадовский Н. А., Файман В. П. Борьба с осложнениями при бурении глубоких скважин за рубежом. М.: ВИЭМС, 1986. 57 с.

12. Балицкий П. В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. М.: Недра, 1975. 294 с.
13. Барский И. Л. О теоретических положениях динамики и устойчивости бурильной колонны и способах их реализации на практике. Технологии ТЭК. 2004. Т. 15, № 2. С. 26-29.
14. Бахвалов Н. С., Бетелин В. В., Кушниренко А. Г. и др. Численные методы дифференциальных уравнений: Студ. Практикум. / Под ред. Н. С. Бахвалова; Моск. гос. ун-т им. М. В. Ломоносова, Мех.-мат. фак. М.: Изд-во ун-та, 1989. 87 с.
15. Белоруссов В. О. Технология борьбы с осложнениями при бурении скважин. М.: Недра, 1967. 161 с.
16. Березин Ю. А. Моделирование нелинейных волновых процессов / Отв. ред. Н. Н. Яценко. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1982. 160 с.
17. Бержец Г. Н., Ефимченко С. И. Динамические нагрузки в подъемной части буровой установки. Машины и нефтяное оборудование. 1971. № 6. С. 3-8.
18. Бержец Г. Н., Ефимченко С. И. Динамические процессы в подъемной части буровой установки. Машины и нефтяное оборудование. 1967. № 9. С. 3-7.
19. Беркович М. Я. и др. Предупреждение и ликвидация аварий в структурно-поисковом бурении. М.: Недра, 1964. 180 с.
20. Беркович М. Я., Кувыкин С. И., Муганлинский Н. А., Салов В. Н. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении скважин. М.: Гостоптехиздат, 1960. 151 с.
21. Бешта А. С., Хилов В. С., Плахотник В. В., Бас К. М. Визначення власних частот поздовжніх і крутильних коливань бурової штанги. Науковий вісник Національного гірничого університету. 2005. № 1. С. 79-82.
22. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.

23. Бобылев Ф. А., Страбыкин И. Н. Характер движения бурильной колонны при вращении. Разведка и охрана недр. 1971. № 7. С. 24-28.
24. Бойко В. С., Кондрат Р. М., Яремійчук Р. С. Довідник з нафтогазової справи. К.: Львів, 1996. 620 с.
25. Булатов А. И., Аветисов А. Г. Справочник инженера по бурению: В 4 кн.. М.: Недра, 1993. Кн. 1. 320 с.
26. Булатов А. И., Кошелев Н. Н, Самотой А. К., Эйгенсон А. Г. Современное состояние техники и технологии предупреждения и ликвидации прихватов колонн труб. Бурение. 1974. № 10. С. 6-12.
27. Буровое оборудование в СССР и за рубежом. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1982. 22 с.
28. Вадецкий Ю. В. Бурение нефтяных и газовых скважин. М.: Издательский центр «Академия», 2003. 352 с.
29. Ванесов С. А., Акопов Э. Б. Опыт ликвидации аварии при проводке скважины № 535 Дуванный-море. Бурение. 1976. № 9. С. 32-33.
30. Варламов П. С. Определение основных конструктивных параметров гидравлических яссов закрытого типа. Машины и нефтяное оборудование. 1973. № 4. С. 4-7.
31. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху. Підручник. Київ: Вища школа, 2004. 525 с.
32. Васильев Ю. С., Рогоцкий Г. Б. Метод исследования и разработки динамически согласованных компоновок бурильного инструмента и режимов бурения. Тр. ВНИИБТ. 1981. Вып. 52. С.36-43.
33. Вейц В. Л., Коловский М. З, Кочура А. Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. М.: Наука, 1984. 352 с.
34. Вейц В. Л., Кочура А. Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976. 383 с.
35. Векерик В. И., Левчук К. Г. Взаємодія аварійної й прихопленої компоновок бурильної колони при ліквідації аварій ударним способом.

Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2014. Вип. 48. С. 144-152.

36. Велиев Ф. Г. Об отрицательных давлениях в скважине при спускоподъемных операциях. Изв. вузов. Нефть и газ. 1990. № 9. С. 28-31.

37. Великов Т. Г., Зейналов Ф. Ю., Садыхов С. Х., Мехтиев Ш. Г. Некоторые причины прихвата бурильных колонн на площадях Сангачалы-море и Дуваный-море. Бурение. 1974. № 10. С.12-14.

38. Величкович А. С., Величкович С. В., Шопа В. М. Комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони. Львів-Івано-Франківськ, 2000. 102 с.

39. Веремейкин Б. Я. Вынужденные продольные колебания колонны бурильных труб при некруглой форме поперечного сечения скважины. Машины и нефтяное оборудование. 1976. № 10. С. 32-33.

40. Веремейкин Б. Я. Параметрические колебания бурильной колонны при вращательном бурении. Машины и нефтяное оборудование. 1975. № 7. С. 19-23.

41. Ветров А. К. Аварии при колонковом бурении и способы борьбы с ними. М.: Госгеолтехиздат, 1963. 154 с.

42. Вислобіцький П. А. Розрахунки граничних станів колон труб та трубопроводів. К.: Логос, 1997. 364 с.

43. Волков А. С., Долгов Б. П. Вращательное бурение разведочных скважин: Учебное пособие для учащихся профтехобразования и рабочих на производстве. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1988. 320 с.

44. Вольмир А. С., Куранов Б. А., Турбаивский А. Т. Статика и динамика сложных структур. Прикладные многоуровневые методы исследований. М.: Машиностроение, 1989. 248 с.

45. Вульфсон И. И. Колебания машин с механизмами циклового действия. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. 309 с.

46. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир, 1984. 428 с.

47. Ганджумян Р. А. Практические расчеты в разведочном бурении. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1986. 252 с.

48. Гасанов А. П. Аварийно-восстановительные работы в нефтяных и газовых скважинах. М.: Недра, 1987. 182 с.

49. Гидравлические ударные механизмы для бурильных машин. Сборник трудов. Под науч. ред. канд. техн. наук Белана Н. А. Прокопьевск, 1972. 72 с.

50. Головин А. А., Муромцев А. Н., Оловянишников В. Ф. и др. Исследование напряженного состояния бурильной колонны в нестационарных режимах при крутильных колебаниях. Изв. вузов. Нефть и газ. 1978. №10. С. 20-24.

51. Горский Б. Е. Динамическое совершенствование механических систем: Монография. 3-е изд., перераб. и доп. К., 1995. 290 с.

52. Григорян С. С., Корабельников М. И., Каменева М. В., Шахназаров А. А., Хашимов М. Х., Степченко А. Г. Опыт ликвидации прихватов бурильного инструмента с помощью возбудителя упругих колебаний на площадях Узбекистана. Бурение. 1974. № 10. С. 22-25.

53. Гуляев В. И., Глазунов С. Н., Глушакова О. В., Ващилина Е. В., Шевчук Л. В., Шлюнь Н. В., Андрусенко Е. Н.. Моделирование нештатных ситуаций при бурении глубоких скважин: Монография. Киев: Издательство «Юстон». 2017. 544с.

54. Гутий А. В. Експериментальні дослідження впливу параметрів ударного механізму на ефективність вивільнення прихопленої колони труб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2011. № 45. С. 38-44.

55. Дэйли, Дэринг, Пафф. Измерение сил, действующих на колонну бурильных труб и ее элементов, движения в процессе бурения. Конструирование и технология машиностроения. 1968. № 2. С. 24-34.

56. Данелянц С. М. Анализ аварий с легкосплавными бурильными трубами в объединении «Куйбышнефть». Машины и нефтяное оборудование. 1973. № 4. С. 7-9.
57. Динамика действия сил на бурильную колонну во время работы яса. ЭИ Бурение, 1980. Вып. 21. С. 21-24.
58. Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З. Я. Статистическая динамика горных машин. М.: Машиностроение, 1978. 239 с.
59. Дубленич Ю. В., Жданков В. Ф. Определение области эффективного применения гидравлического ударного механизма при ликвидации прихватов бурильных труб. Бурение. 1979. № 4. С. 12-14.
60. Дудля Н. А. Буровые машины и механизмы: [Учеб. для вузов по спец. «Технология и техника разведки месторождений полез. ископаемых»]. Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1985. 175 с.
61. Дудля М. А., Мещеряков Л. І. Діагностика та проектування бурових машин і механізмів: Навч. Посібник / Нац. гірничий ун-т. Дніпропетровськ, 2004. 267 с.
62. Дудля Н. А., Янь Тайнин, Третьяк А. Я. Аварии при бурении скважин: Учебник. Днепропетровск: Нац. горный ун-т, 2005. 287 с.
63. 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. 34-38.
64. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
65. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. М.: Мир, 1986. 318 с.
66. Змиевской А. Н., Куба А. П., Самотой А. К. и др. Ликвидация прихватов с применением импульсно-волнового источника колебаний. Нефть. пром-сть. Сер.: Нефтегазовая геология, геофизика и бурение. 1985. Вып. 3. С. 27-29.

67. Йогансен К. В. Спутник буровика. М.: Недра, 1990. 303 с.
68. Калинин С. Г. Динамика подъемной системы буровых установок. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1975. 160 с.
69. Калинин С. Г., Малащенко В. А. Динамика механизмов при подъеме высотных сооружений. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1981. 108 с.
70. Калинин С. Г., Харченко Е. В. Динамика несущих конструкций буровых установок. Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1988. 144 с.
71. Калиткин Н. Н. Численные методы: [Учеб. пособие для вузов] / Под ред. А. А. Самарского. М.: Наука, 1978. 512 с.
72. Калмыков Н. Н. и др. Буровая техника и технология за рубежом. М.: Недра, 1968. 319 с.
73. Кандидов В. П., Чесноков С. С., Выслоух В. А. Метод конечных элементов в задачах динамики. М.: Изд-во МГУ, 1980. 165 с.
74. Керимов З. Г. Динамические расчеты буровой колонны. М.: Недра, 1970. 157 с.
75. Керимов З. Г., Садыхов М. А., Алиев Ф. К., Кулиев Т. К. Исследование динамики вращающейся колонны буровых труб методом Галеркина. Изв. вузов. Нефть и газ. 1992. № 3-4. С. 26-30.
76. Кильчевский Н. А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар. Киев: Наук. думка, 1976. 314 с.
77. Кирсанов А. Н., Зиненко В. П., Кардыш В. Г. Буровые машины и механизмы. М.: Недра, 1981. 448 с.
78. Клименков Е. Я., Радченко В. П. О влиянии нелинейных колебательных эффектов на динамические характеристики буровой колонны. Изв. вузов. Нефть и газ. 1992. № 1-2. С. 13-18.
79. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 231 с.

80. Колесников Н. А., Григулецкий В. Г., Горин Г. И. Современные проблемы бурения нефтяных и газовых скважин. Изв. вузов. Нефть и газ. 1991. №1. С. 37-40.
81. Коловский М. З. Динамика машин. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. 262 с.
82. Коломоец А. В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. М.: Недра, 1985. 220 с.
83. Копей Б. В., Копей В. Б. Моделювання вібрацій вібростит методом скінчених елементів. Науковий вісник Івано-Франківського національного університету нафти і газу. 2006. № 2(14). С. 74-90.
84. Криштопа С. І. Підвищення експлуатаційної надійності дизельних двигунів бурових установок методом аналізу зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. 2006. № 2(14). С. 90-93.
85. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1979. 615 с.
86. Кудин В. Г., Лепехин Ю. Н. О динамических нагрузках в подъемном механизме буровых установок при наклонном бурении. Машины и нефтяное оборудование. 1979. №5. С. 6-8.
87. Кузьмина Н. К. Выбор величины заряда торпеды для ликвидации прихватов утяжеленных буровых труб способами отвинчивания и встряхивания. Бурение. 1976. № 9. С. 33-36.
88. Кузьо І. В., Харченко Є. В., Сокіл М. Б. Динамічні процеси у середовищах, які характеризуються поздовжнім рухом, та вплив крайових умов на амплітуду і частоту їх коливань. Вібрації в техніці і технологіях. 2007. № 3(48). С. 53-56.
89. Кулиев Р. И., Алиев Р. Т., Алескеров В. Ф. и др. Анализ причин и условий возникновения прихватов бурового инструмента и обсадных колонн. Известия вузов. Нефть и газ, 1991. №7. С. 15-19.

90. Кулизаде К. Н., Саидов А. А. Вопросы динамики бурового подъемного механизма. Баку: Аз. гос. изд-во, 1976. – 99 с.
91. Курбанов Г. Я., Мамедова П. М. Определение напряжений, возникающих в бурильной колонне при спуске ее в скважину. Изв. вузов. Нефть и газ. 1973. №5. С. 35-38.
92. Левченко А. Т., Падек К. П., Допилко Л. И. Совершенствование конструкции ударного яса и проектирование режимов его работы. Бурение. 1974. № 10. С. 66-69.
93. Левчук К. Г. Діагностування прихоплення металевих бурильних труб за їхнім напружено-деформованим станом у похило-скерованій свердловині. Металлофиз. новейшие технолог. 2018. Т. 40. № 5. С. 701-712.
94. Левчук К. Г., Мойсишин В. М., Цідило І. В. Вплив механічних властивостей матеріалу на динаміку прихоплених бурильних труб. Металлофиз. новейшие технолог. 2016. Т. 38. № 12. С. 1655-1668.
95. Левчук К. Г. Нелінійна математична модель роботи бурильної колони під час ліквідації прихоплень ударним способом. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2015. № 3 (56). С. 57-65.
96. Левчук К. Г. Технічні засоби та технології вивільнення прихопленої металеві бурильної колони. Металлофиз. новейшие технолог. 2018. Т. 40. № 1. С. 45-137.
97. Лисканич М. В., Джус А. П., Огородніков П. І., Тачинський М. Є. Методи визначення експлуатаційних навантажень на елементи бурильної колони. Нафтова і газова промисловість. 2002. № 1. С. 28-29.
98. Лисканич М. В. Оцінювання показників надійності бурильної колони за параметрами руйнування від утомленості її елемента. Нафтова і газова промисловість. 2001. № 4. С. 18-20.
99. Лігоцький М. В. Підвищення ефективності забурювання нових стовбурів під час ліквідації аварій. Нафтова і газова промисловість. 2001. № 6. С. 29-31.

100. Ловля С. А., Кузьмина Н. К., Левин Е. А. Некоторые вопросы использования взрыва для ликвидации и предупреждения прихватов. Бурение. 1974. № 10. С. 40-43.
101. Макаров Р. А., Ренский Л. Б. Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.
102. Малярчук Б. М. Основи моделювання роботи замкового з'єднання бурильної колони. Нафтова і газова промисловість. 2005. № 5. С. 40-42.
103. Малярчук Б. М. Поширення хвиль у бурильній колоні як періодичній структурі. Нафтова і газова промисловість. 2005. № 2. С. 22-23.
104. Малько Б. Д. Динамічні навантаження в приводі бурової установки. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. 2006. № 2(14). С. 70-74.
105. Мельник М. П., Вайсберг Г. Л., Римчук Д. В., Марухняк В. М. Досвід ліквідації ускладнення на св. 3-Прирічна. Нафтова і газова промисловість. 2002. №4. С. 26-28.
106. Методика предупреждения осложнений при бурении скважин / Ниж.-Волж. НИИ геологии и геофизики; [Ав-т. сост. И. С. Польшаков и др.]. 2-е изд., стер. Саратов: НВНИИГГ, 1983. 45 с.
107. Мирзаджанзаде А. Х., Гамзатов С. М., Ширинзаде С. С. Применение современных математических методов исследования буровых процессов. М.: Недра, 1984. 55 с.
108. Мирзаджанзаде А. Х., Ширинзаде С. С. Повышение эффективности и качества бурения глубоких скважин. М.: Недра, 1986. 277 с.
109. Мислюк М. А., Василюк Ю. М., Рибчич І. Й. До оцінювання динамічних процесів у бурильній колоні. Нафтова і газова промисловість. 2000. № 6. С. 16-18.
110. Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яворський М. М., Мельник М. П. До вибору імпульсно-хвильової технології ліквідації прихватів ударними механізмами. Нафтова і газова промисловість. 2002. № 2. С. 23-25.

111. Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яворський М. М., Мельник М. П. До технології ліквідації прихватів ударними механізмами. Нафтова і газова промисловість. 2002. №1. С.30-33.

112. Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яворський М. М., Мельник М. П., Швадчак В. Ф. Дослідження динамічних характеристик при ліквідації прихватів ударним механізмом у компоновці з акселератором. Нафтова і газова промисловість. 2003. № 1. С. 20-23.

113. Мойсишин В. М. Крутильні коливання бурильної колони з амортизатором. Нафтова і газова промисловість. 1993. №2. С. 24-25.

114. Мойсишин В. М., Левчук К. Г. Математична модель ліквідації прихоплень бурильної колони ударним способом. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. № 3 (75). С. 84-93.

115. Мойсишин В. М., Левчук К. Г., Шегда Л. М., Клімковський А. Р. Математичне моделювання та параметричні дослідження роботи механічного яса під час ліквідації прихоплень бурильної колони. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2015. № 1 (54) С. 49-56.

116. Мочернюк Д. Ю. Дослідження взаємозв'язку між жорсткістю колони бурильних труб і механічною швидкістю буріння свердловини. Нафтова і газова промисловість. 2001. № 1. С. 15-18.

117. Мочернюк Д. Ю., Кунцяк Я. В., Кунцяк Р. Я., Булатов К. В. Дослідження явища прилипання колони бурильних труб до нижньої стінки свердловини. Нафтова і газова промисловість. 2005. № 6. С. 9-10.

118. Никишин В. А. Предупреждение и ликвидация осложнений при бурении скважин. М., 1968. 204 с.

119. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М., Мельник М. П. Теоретичні передумови вивчення коливальних процесів під час ліквідації прихоплень у бурильній колоні. Нафтова і газова промисловість. 2005. № 4. С. 9-11.

120. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М., Мельник М. П. Якісний аналіз процесу ліквідації прихоплення бурильної колони ударними пристроями. *Нафтова і газова промисловість*. 2005. № 3. С. 26-27.

121. 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.

122. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М., Худолей В. Ю. Коливання бурильної колони як гнучкого ротора у заповненій буровим розчином свердловині. *Нафтова і газова промисловість*. 2010. № 6. С. 19-21.

123. Огородніков П. І., Світлицький В. М. Основи активного гасіння вібрацій бурильного інструменту. *Нафтова і газова промисловість*. 2009. № 3. С. 16-17.

124. Паневник О. В., Яремійчук Р. С., Чернобильський А. Г. Використання ежекційно-хвильових процесів для ліквідації ускладнень при бурінні. К.: Українська книга, 1998. 212 с.

125. Панов В. Н., Ераткин В. И. Определение технологических и конструктивных параметров устройств импульсно-волнового воздействия для ликвидации прихватов. Теория и практика крепления и ремонта скважин: Тр. ВНИИКР-нефть. Краснодар, 1987. С. 49-54.

126. Панов В. Н., Самотой А. К., Майгуб Ю. Г., Арджеванидзе В. Г. Применение устройств импульсно-волнового воздействия прихватов. *Нефтяное хозяйство*. 1989. № 5. С.27-29.

127. Пановко Я. Г. Внутренние трения при колебаниях упругих систем. М.: Физматиздат, 1960. 193 с.

128. Патент на корисну модель № 18875, Україна, МПК Е 21 В 31/113. Гідравлічний ударний механізм / Харченко Є. В., Гутий А. В. // Заяв. 13.06.06 № u200606618; Опубл. 15.11.06 – Бюл. № 11.

129. Патент на корисну модель № 89841, Україна, МПК Е 21 В 23/00. Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині /

Харченко С. В., Пукач П. Я., Гутый А. В. // Заяв. 30.12.13 № u201315503; Опубл. 25.04.14 – Бюл. № 8.

130. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. К.: Наукова думка, 1976. 416 с.

131. Пустовойтенко И. П. Предупреждение и методы ликвидации аварий и осложнений в бурении. М.: Недра, 1987. 237 с.

132. Пустовойтенко И. П., Сельващук А. П. Справочник мастера по сложным буровым работам. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1983. 248с.

133. Рабиа Х. Технология бурения нефтяных скважин: Пер. с англ. М.: Недра, 1989. 413 с.

134. Раджабов С. А., Мамедов Ф. К. Исследование установившихся упруго-продольных колебаний буровой колонны при выполнении некоторых технологических мер в скважине. Известия вузов. Нефть и газ. 1992. № 9-10. С. 27-30.

135. Раджабов С. А. Определение динамических нагрузок, возникающих при подъеме буровой колонны с учетом внешней характеристики привода. Изв. вузов. Нефть и газ. 1978. № 5. С. 11-16.

136. Рибчич І. Й., Яворський М. М., Овсянников А. С., Стефурак Р. І., Мислюк М. А., Філь В. Г. Про одну можливість прогнозування прихватів бурового інструмента у викривленій свердловині. Нафтова і газова промисловість. 2000. № 1. С. 17-18.

137. Рис В. В., Мойсишин В. М. Ліквідація прихоплень бурової колони механічними способами. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2006. № 2(19). С. 5-10.

138. Руководство по предупреждению аварий при бурении скважин в районах Чечено-Ингушетии. Грозный.: Чечено-Ингуш. кн. изд-во, 1966. 157 с.

139. Рязанцев Н. Ф. К вопросу работы гидравлического ясса. Изв. вузов. Нефть и газ. 1963. № 5. С. 21-26.

140. Самарский А. А. Численные методы. М.: Наука, 1989. 450 с.
141. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы: Учеб. пособие для вузов. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. мет., 1989. 432 с.
142. Самотой А. К., Панов В. Н., Кошелев Н. Н. и др. Применение технических устройств для ликвидации прихватов в нефтегазовой промышленности. М.: Серия: Бурение, 1977. 64 с.
143. Самотой А. К. Прихваты колонн труб при бурении скважин. М.: Недра, 1984. 205 с.
144. Санников Р. Х. К уточнению методики расчета бурильной колонны. Изв. вузов. Нефть и газ. 1991. №3. С. 31-37.
145. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: Недра, 1990. 264 с.
146. Сахаров З. А. Ликвидация прихватов при бурении скважин. М.: Недра, 1968. 99 с.
147. Сеид-Рза М. К., Фараджаев Т. Г., Гасанов Р. А. Предупреждение осложнений в кинетике буровых процессов. М.: Недра, 1991. 272 с.
148. Симкин В. Я. Влияние режимов бурения на динамическую устойчивость бурильной колонны. Машины и нефтяное оборудование. 1971. № 10. С. 23-27.
149. Симонов В. В., Юнин Е. К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. М.: Недра, 1977. 215 с.
150. Сокіл Б. І., Сокіл М. Б. Вимушені коливання гнучких трубчастих тіл, вздовж яких рухається суцільний потік середовища. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2017. № 866. С. 60-65.
151. Степанов Н. В. Моделирование и прогноз осложнений при бурении скважин. М.: Недра, 1989. 252 с.
152. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.

153. Троященко В. Т., Красовский А. Я., Покровский В. В. и др. Сопротивление материалов деформированию и разрушению: Справочное пособие: В 2 ч. Ч. 2. К.: Наукова думка, 1994. 701 с.

154. Улитин Г. М. Устойчивость бурильной колонны, испытывающей растяжение, при действии крутящего момента. Науковий вісник Національного гірничого університету. 2005. № 3. С. 57-58.

155. Улитин Г. М. Устойчивость бурильной колонны при кручении. Вибрации в технике и технологиях. 2002. № 1. С. 86-88.

156. Усачев Н. С. И др. Практика борьбы с осложнениями при бурении скважин. М.: Недра, 1966. 81 с.

157. Филиппов А. П. Колебания механических систем. К.: Наук.мысль, 1965. 716 с.

158. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. Львов: Світ, 1991. 176 с.

159. Харченко Є. В., Гутий А. В. Вплив параметрів приводу бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2010. № 678. С. 112-118.

160. Харченко Є. В., Гутий А. В., Грень Я. В. Експериментальні дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2008. № 42. С. 128-133.

161. Харченко Є. В., Гутий А. В. Динамічні процеси в буровій установці під час роботи гідравлічного ударного механізму для вивільнення прихопленої колони труб. 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. Львів: ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД». 2007. С. 34.

162. Харченко Є. В., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб. Технічні вісті. 2007. № 1(25), 2,(26). С. 28-32.

163. Харченко Є. В., Гутий А. В. Математичне моделювання хвильових процесів в колоні бурильних труб під час її вивільнення від прихоплення у

свердловині. «Вібрації в техніці та технологіях», XVII Міжнародна науково-технічна конференція 11-12 жовтня 2018 р.: Тези доповідей. Дрогобич: Посвіт. 2018. С. 124-125.

164. Харченко Є. В., Гутий А. В. Математичне моделювання швидкісних характеристик дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбонаддувом під час його роботи в неусталеному режимі. Технічні вісті. 2006. № 3(24). С. 66-68.

165. Харченко Є. В., Гутий А. В. Обґрунтування раціональних параметрів процесу вивільнення прихопленої колони труб за допомогою гідравлічного ударного механізму. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. 2007. № 583. С. 81-89.

166. Харченко Є. В., Гутий А. В. Розрахунок динамічних процесів, збурених в колоні труб імпульсними навантаженнями, методом скінченних елементів. Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій: Збірник наукових праць. Вип. 7. Львів: Каменярь, 2007. С. 680-692.

167. Харченко Є. В., Демків В. Й., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. 13-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. Львів: КІНПАТРИ ЛТД. 2017. С. 84-85.

168. Харченко Є. В., Демків В. Й. Динамічні процеси в буровій установці з прихопленою колоною бурильних труб. Технічні вісті. 2000 № 1(10), 2(11). С. 79-84.

169. Харченко Е. В. Расчет динамических процессов при ликвидации прихватов в бурении. Известия вузов. Нефть и газ. 1987. № 5. С. 19-24.

170. Хасаев Р. М., Кулиев Р. В. Исследование возникновения и ликвидации прихватов. Нефтяное хозяйство. 1977. № 6. С. 17-30.

171. Хашимов М. Х., Степченко А. Г., Утебаев И. Ш., Акопов Э. А. Результаты применения гидроимпульсного способа ликвидации прихватов на площадях Узбекистана. Бурение. 1974. № 10. С.17-22.

172. Хуань, Деринг. Продольный изгиб и поперечные колебания бурильной колонны: Конструирование и технология машиностроения. М.: Мир, 1966. № 3. С. 62.

173. Чабан В. Й. Математичне моделювання електромеханічних процесів. Львів: Львівська політехніка. 1997. 344 с.

174. Чабан В. И., Харченко Е. В. Электромеханическая математическая модель буровых установок. Изв. вузов. Нефть и газ. 1984. №5. С. 16-22.

175. Численно-аналитические методы исследования динамики и устойчивости сложных систем: Сб. науч. трудов / АН УССР. Ин-т математики: Отв. ред. И. А. Луковский. К.: ИМ АН УССР, 1984. 159 с.

176. Шевченко И. Е. Характерные причины аварий с бурильной колонной, при глубоком колонковом бурении скважин. М., 1968. 22 с.

177. Шерстнев Н. М., Расизаде Я. М., Ширинзаде С. А. Предупреждение и ликвидация осложнений в бурении. М.: Недра, 1979. 304 с.

178. Щербюк Н. Д., Дубленич Ю. В., Лисканич М. В. Об эффективности использования ресурса бурильных колонн. Нефтяное хозяйство. 1985. № 8 С. 27-28.

179. Щуп Т. Е. Прикладные численные методы в физике и технике. М.: Высшая школа, 1990. 225 с.

180. Эйгенсон А. Г. Проблема борьбы с прихватами бурильных колонн. Бурение. 1974. № 10. С. 3-6.

181. Юнин Е. К., Хегай В. К. Динамика глубокого бурения. М.:Недра, 2004. 285 с.

182. Юртаев В. Г. Динамика буровых установок. М.: Недра, 1987. 155 с.

183. Янютин Е. Г. Импульсное деформирование упругих элементов конструкций. К.: Наук. думка, 1993. 146с.

184. Ясов В. Г. Дитчук В. М., Семенцов Г. Н. и др. Бурение нефтяных и газовых скважин: Справочник. Ужгород: Карпати, 1983. 200 с.
185. Ясов В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. М.: Недра, 1977. 153 с.
186. Aarsnes Ulf Jakob F., De Wouw Nathanvan. Dynamics of a distributed drill string system: Characteristic parameters and stability maps. *Journal of Sound and Vibration*, 417, 2018, pp. 376-412.
187. Awrejcewicz Jan, Krysko Wadim A. *Drgania układów ciągłych*. Warszawa, WNT, 2000, 410 p.
188. Čanić S., Monache M. L. Delle, Piccoli B., Qiu J.-M., Tambača J. *Handbook of Numerical Analysis. Volume 18, Chapter 16 – Numerical Methods for Hyperbolic Nets and Networks*. Elsevier, 2017, pp. 435-463.
189. Germy Christophe, Denoël Vincent, Detournay Emmanuel. Multiple mode analysis of the self-excited vibrations of rotary drilling systems. *Journal of Sound and Vibration*, 325 (1-2), 2009, pp. 362-381.
190. Kharchenko Ye., Hutyi A., Haiduk V. The influence of friction forces on longitudinal wave propagation in a stuck drill string in a borehole. *Tribologia*. 2018. Vol. 282. No 6. P. 79-87.
191. Khulief Y. A., Al-Naserb H. Finite element dynamic analysis of drillstrings. *Finite Elements in Analysis and Design*, 41, 2005. pp. 1270-1288.
192. Khulief Y. A., Al-Sulaiman F. A., Bashmal S. Vibration analysis of drillstrings with self-excited stick-slip oscillations. *Journal of Sound and Vibration*, 299, 2007. pp. 540-558.
193. Kudinova V. A., Eremina A. V., Kudinova I. V., Dovgallob A. I. Rod resonant oscillations considering material relaxation properties. *Procedia Engineering*, 176, 2017, pp. 226-236.
194. Lowe Robert L., Lin Po-Hsien, Yu Sheng-Tao John, Bechtel Stephen E. An Eulerian model for nonlinear waves in elastic rods, solved numerically by the CESE method. *International Journal of Solids and Structures*, 94–95, 2016, pp. 179-195.

195. Macdonald K. A., Bjiune J.V. Failure analysis of drillstrings. *Engineering Failure Analysis*, 14 (8), 2007, pp. 1641-1666.
196. Saldivar B., Boussaada I., Mounier H., Mondie S., Niculescu S. I. An Overview on the Modeling of Oilwell Drilling Vibrations. *Proceedings of the 19th World Congress The International Federation of Automatic Control Cape Town, South Africa, August 24-29, 2014*, pp. 5169-5174.
197. Santus C., Bertini L., Beghini M., Merlo A., Baryshnikov A. Torsional strength comparison between two assembling techniques for aluminium drill pipe to steel tool joint connection. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 86 (2-3), 2009, pp. 177-186.
198. Savula S., Kharchenko Y. Tłumienie drgań kolumny rur pompowo-sprężarkowych w odwiercie podziemnego zbiornika gazu. *Wiertnictwo Nafta Gaz*, 23(1), Kraków: AGH, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, 2006, S. 377-384.
199. Steffe J. F. *Rheological Methods in Food Process Engineering* (2nd ed.). Freeman Press, (1996), 418 pp. ISBN 0-9632036-1-4.
200. Stephanouab Pavlos S. The rheology of drilling fluids from a non-equilibrium thermodynamics perspective. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 165, 2018, pp. 1010-1020.
201. Tucker R. W., Wang C. An integrated model for drill-string dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, 224 (1), 1999. pp. 123-165.
202. Ulitin G. M. The longitudinal vibrations of an elastic rod simulating a drilling rig. *International Applied Mechanics*, 36 (10), 2000, pp. 1380-1384.
203. Wada Ryota, Kaneko Tatsuya, Ozaki Masahiko, Inoue Tomoya, Senga Hidetaka. Longitudinal natural vibration of ultra-long drill string during offshore drilling. *Ocean Engineering*, 156, 2018, pp 1-13.
204. Wang Peng, Ni Hongjian, Wang Xueying, Wang Ruihe. Modelling the load transfer and tool surface for friction reduction drilling by vibrating drill-string. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 164, 2018, pp. 333-343.

205. Wang Xiaojun, Yu Jing, Sun Yunchao, Yang Chao, Jiang Lizhou, Liu Chang. A solids-free brine drilling fluid system for coiled tubing drilling. *Petroleum Exploration and Development*, 45 (3), 2018, pp. 529-535.

206. Yan Xiaopeng, You Lijun, Kang Yili, Li Xiangchen, Xu Chengyuan, She Jiping. Impact of drilling fluids on friction coefficient of brittle gas shale. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 106, 2018, pp. 144-152.

207. Zamanian M., Khadem S. E., Ghazavi M. R. Stick-slip oscillations of drag bits by considering damping of drilling mud and active damping system. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 59 (3-4), 2007, pp. 289-299.

ДОДАТКИ

Д о д а т о к А
Акти впровадження і промислових випробувань
результатів дисертаційної роботи



впровадження у навчальний процес результатів дисертаційної роботи
Гутого Андрія Володимировича «Динамічні процеси в бурових установках
під час вивільнення прихопленої колони труб» на здобуття
наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю
05.02.09 – динаміка та міцність машин

Дисертаційна робота Гутого А. В. «Динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб» (науковий керівник – д.т.н., проф. Харченко Є. В.) спрямована на розв’язання актуального науково-технічного завдання – підвищення ефективності ліквідації аварій в бурінні. У дисертації розроблено математичні моделі і алгоритми розрахунків динамічних процесів, які виникають в бурових установках під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб.

Запропонована «Методика аналізу динамічних процесів у підймальних системах машинних агрегатів з довгомірними пружними елементами» використовується у Національному університеті «Львівська політехніка» в процесі викладання дисципліни «Динаміка та надійність підйомно-транспортних систем» при підготовці магістрів за спеціальністю 8.131.02 – Інженерія логістичних систем.

Акт затверджено на засіданні кафедри механіки та автоматизації машинобудування, протокол № 5 від «28» грудня 2018 р.

Голова комісії:

Директор Інституту інженерної
механіки та транспорту д.т.н.

Ланець О. С.

Члени комісії:

Завідувач кафедри механіки
та автоматизації машинобудування
д.т.н., проф.

Кузьо І. В.

Професор кафедри механіки та
автоматизації машинобудування,
к.т.н., проф.

Гаврильченко О. В.

«З а т в е р д ж у ю»

Проректор з науково-педагогічної роботи
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу

О.М. Мандрик

« 06 » грудня 2018 р.



А К Т

впровадження у навчальний процес результатів дисертаційної роботи
Гутого Андрія Володимировича «Динамічні процеси в бурових установках під час
вивільнення прихопленої колони труб» на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Дисертаційна робота Гутого А. В. «Динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб» (науковий керівник – д.т.н., проф. Харченко Є. В.) спрямована на розв'язання актуального науково-технічного завдання – підвищення ефективності ліквідації аварій в бурінні. У дисертації розроблено математичні моделі і алгоритми розрахунків динамічних процесів, які виникають в бурових установках під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб, та обґрунтовано раціональні режими сумісної роботи підйімальної системи і гідравлічного ударного механізму. Досліджено вплив конструкційних і експлуатаційних параметрів бурової установки і ударного пристрою на динамічні зусилля в бурильній колоні, талевому канаті, буровій вежі. Здійснена експериментальна перевірка результатів математичного моделювання та запропоновано технічні рішення і практичні рекомендації, спрямовані на підвищення ефективності технологічних процесів ліквідації аварій.

Розроблена у дисертації математична модель процесів поширення поздовжніх хвиль у колоні бурильних труб з урахуванням внутрішнього тертя у матеріалі, а також взаємодії колони зі стінкою свердловини та з в'язко-пластичною промивальною рідиною, алгоритм комп'ютерного аналізу зазначених процесів, а також запропоновані автором і захищені деклараційними патентами на корисні моделі конструкції ударних пристроїв для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб використовуються в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу в процесі викладання дисципліни «Обладнання для розробки морських нафтогазових родовищ» при підготовці бакалаврів за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія та технології.

Директор інституту інженерної механіки,
к.т.н., доц.
Завідувач кафедри нафтогазових машин
та обладнання к.т.н., доц.

Романишин Л.І.

Федорович Я. Т.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Головний інженер

ТОВ «Карпатська Бурова

Компанія»

Гетьманський С.А.

2018 р.



А К Т

промислових випробувань результатів дисертаційної роботи
Гутого Андрія Володимировича «Динамічні процеси в бурових
установках під час вивільнення прихопленої колони труб»
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Дисертаційна робота Гутого А. В. «Динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб», виконана у Національному університеті «Львівська політехніка» під керівництвом д. т. н., проф. Харченка Є. В., присвячена розробленню математичних моделей і алгоритмів розрахунку динамічних процесів, які виникають в бурових установках під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб, та обґрунтуванню шляхів зменшення динамічних зусиль в елементах установок і підвищенню ефективності ліквідації аварій в бурінні.

У дисертації запропоновано математичну модель хвильових процесів у колоні бурильних труб з урахуванням внутрішнього тертя у матеріалі, а також взаємодії колони зі стінкою свердловини та з в'язко-пластичною промивальною рідиною. Досліджено вплив особливостей конструкції бурильної колони, а також сил зовнішнього і внутрішнього тертя на процеси поширення поздовжніх хвиль у колоні. Розроблено математичну модель динамічних процесів, що виникають в бурових установках під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб з одночасним застосуванням привідної системи і пристрою ударної дії. Проведено дослідження впливу конструкційних і експлуатаційних параметрів підіймальної системи бурової установки і параметрів ударного пристрою для вивільнення прихопленої колони труб на динамічні зусилля в колоні, талевому канаті, металоконструкції бурової вежі.

Опрацьовано методику і проведено експериментальне дослідження динамічних процесів, збуджуваних у колоні бурильних труб ударними навантаженнями, з метою перевірки результатів математичного моделювання і оцінки впливу параметрів гідравлічного ударного механізму на динамічні зусилля, що

розвиваються під час її вивільнення від прихоплення. Розроблено технічні рішення і практичні рекомендації, спрямовані на підвищення ефективності технологічних процесів, пов'язаних з ліквідацією прихоплень в бурінні.

За матеріалами дисертаційної роботи Гутого А. В. розроблена «Методика розрахунку динамічних процесів в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб», у якій викладено теоретичні основи визначення динамічних зусиль в елементах бурових установок, наведено програмне забезпечення для виконання інженерних розрахунків та на прикладі бурової установки УКБ-4П обґрунтовано раціональні режими роботи привідної системи і ударного пристрою під час ліквідації прихоплень.

Застосування даної методики дає можливість підвищити ефективність технологічних процесів буріння геологорозвідувальних і експлуатаційних свердловин за рахунок скорочення непродуктивних затрат, пов'язаних з ліквідацією аварій.

Розроблена Гутим А. В. «Методика розрахунку динамічних процесів в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб» пройшла промислові випробування під час проведення геологорозвідувальних робіт на Добрівлянському родовищі в свердловині №5-Добрівлянська.

Головний механік
ТОВ «КБК»

Начальник бурової
ТОВ «КБК»



Калічин В.Ф.

Пліш Б.Б.



“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Проректор з наукової роботи
Національного університету
«Львівська політехніка»

д.е.н., проф. Чухрай Н. І.

cl 20 *19* р.

А К Т

про використання результатів дисертаційної роботи
Гутого Андрія Володимировича «Динамічні процеси в бурових
установках під час вивільнення прихопленої колони труб»
під час виконання держбюджетних науково-дослідних робіт
у Національному університеті «Львівська політехніка»

Комісія у складі:

голова комісії:

Жук Л. В. – к.т.н., доц., начальник науково-дослідної частини;

члени комісії:

Лазько Г. В. – к.т.н., завідувач відділу науково-організаційного супроводу наукових досліджень;

Чулой Т. М. – начальник планово-фінансової групи,

Харченко Є. В. – д.т.н., проф., завідувач кафедри опору матеріалів та будівельної механіки,

цим актом підтверджує, що результати дисертаційної роботи Гутого А. В. використано під час виконання держбюджетних науково-дослідних робіт:

1. “Розроблення методів аналізу пружно-пластичного деформування і оцінки міцності магістральних трубопроводів з урахуванням наявності дефектів матеріалу» (№ держреєстрації 0113U001349). Зокрема: методика визначення радіуса кривизни осі колони бурильних труб за результатами інклінометричних вимірювань; методика визначення згинального моменту в трубі з урахуванням


пружно-пластичних деформацій; дослідження впливу зміцнення матеріалу труби в процесі пружно-пластичного деформування на значення згинального моменту.

2. “Розроблення методики та технічних засобів для моніторингу напружено-деформованого стану гідротурбін з урахуванням умов експлуатації” (№ держреєстрації 0117U004447). Зокрема: методика аналізу хвильових процесів в довгомірних пружних тілах з урахуванням внутрішнього і зовнішнього розсіювання енергії коливаль.

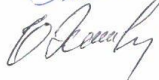
Голова комісії:

Начальник науково-дослідної частини к.т.н., доц.  Жук Л.В.

Члени комісії:

Завідувач відділу науково-організаційного супроводу  Лазько Г. В.
наукових досліджень к.т.н.

Начальник планово-фінансової групи  Чулой Т. М.

Завідувач кафедри опору матеріалів та будівельної  Харченко С.В.
механіки д.т.н., проф.

Д о д а т о к Б

**Програма розрахунку динамічних процесів у підіймальній системі
бурових установок під час вивільнення прихопленої колони труб**

1. Текст програми

c ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
 c ПІД ЧАС ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ
 c
 c

```
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
```

```
DIMENSION S(3,2000),F1(2000),F2(2000),FF(2000),
```

```
*X1(3),FI1(3),FI2(3),
```

```
*Z(4,4),Y(2,4),SXI(2),SYI(2),RXI(2),RYI(2)
```

```
OPEN (UNIT=1, FILE='PUSK_1.DAN')
```

```
OPEN (UNIT=2, FILE='PUSK_1.RES')
```

```
OPEN (UNIT=3, FILE='EM.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=4, FILE='EMT0.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=5, FILE='P.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=6, FILE='PB.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=7, FILE='PKOL.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=8, FILE='FI1.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=9, FILE='FI2.DAT')
```

c OPEN (UNIT=10, FILE='X1.DAT')

c OPEN (UNIT=11, FILE='S2M.DAT')

c OPEN (UNIT=12, FILE='S21.DAT')

```
OPEN (UNIT=13, FILE='OMMECH.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=14, FILE='OM1.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=15, FILE='OM2.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=16, FILE='V1.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=17, FILE='V2.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=18, FILE='V3.DAT')
```

```
OPEN (UNIT=19, FILE='PKOL1.DAT')
```

```

READ (1,1) M,NMECH,KB,KK,KP0
READ (1,2) E,F,PO,DL,EPS,G
*,TMK,SI1,SI2,SM1,SM2,SM3
*,U,RB,CB,UN,DLK,FK,EK
*,UM,RS,RR,ELS,ELR,ELM
*,SXI(1),SYI(1),RXI(1),RYI(1),OMMECH,TKIN
*,PKOL1M,DELGUM
WRITE (2,11) M,NMECH,KB,KK,KP0
c  pause'pause'
WRITE (2,80) E,F,PO,DL,EPS,G
*,TMK,SI1,SI2,SM1,SM2,SM3
*,U,RB,CB,UN,DLK,FK,EK
*,UM,RS,RR,ELS,ELR,ELM
*,SXI(1),SYI(1),RXI(1),RYI(1),OMMECH,TKIN
*,PKOL1M,DELGUM
11 FORMAT (/5I5)
1 FORMAT (/5I5)
10 FORMAT (1X,6D11.4)
2 FORMAT (/6D11.4//6D11.4//7D11.4//6D11.4//6D11.4//2D11.4)
80 FORMAT (/6D11.4//6D11.4//7D11.4//6D11.4//6D11.4//2D11.4)
81 FORMAT (5X,I5,D11.4)
90 format (/6D12.4)
70 FORMAT (2E12.4)
NW = 0
NET = 1
IET = 1
SI = SI1+SI2/(U*U)
JJJ = 0
OMEGA = OMMECH*KP0
OM2 = 0.

```

```

FI1(1) = 0.
FI2(1) = 0.
V1 = 0.
V2 = 0.
V3 = 0.
G1 = SM1*G
G2 = SM2*G
G3 = SM3*G
P = (SM2+SM3+DL*F*PO)*G/(2.*KB)
EMT0 = P*RB/U+TMK
T0 = EMT0
X1(1) = -(SM1*G+P*2.*KK)/CB
PB = X1(1)*CB
PKOL = 2.*KB*P
CK = EK*FK/(DLK-FI2(1)*RB)
F1(M) = X1(1)*KK/KB-P/(CK*2.*KB)
M1 = M-1
DO 30 I = 1,M
X = DL*(I-1)/(M-1)
F1(I) = X1(1)*KK/KB-P/(CK*2.*KB)
      *+G*(SM3*(X-DL)/(E*F)-PO*(DL**2-X**2))/(2.*E))
30 CONTINUE
DO 4 I = 1,M
F2(I) = 0.
S(1,I) = F1(I)
4 FF(I) = -G
PKOL1 = (S(1,2)-S(1,1))*E*F*(M-1)/DL
H = DL/(M-1)
A = E/PO
B = E*F

```



```

DT = 0.00005
DT2 = DT*NMECH
DT1 = DT
c  PRINT 10, DT,DT2,H,A,B
WRITE (2,10) DT,DT2,H,A,B
DO 20 I=1,4
DO 20 J=1,4
20 Z(I,J)=0.0
ALS=1/ELS
ALR=1/ELR
ALM=1/ELM
Z(1,1)=ALS*(1-ALS/(ALS+ALR+ALM))
Z(2,2)=Z(1,1)
Z(3,3)=ALR*(1-ALR/(ALS+ALR+ALM))
Z(4,4)=Z(3,3)
Z(1,3)=-ALS*ALR/(ALS+ALR+ALM)
Z(2,4)=Z(1,3)
Z(3,1)=Z(1,3)
Z(4,2)=Z(1,3)
EM = 0.
T = 0.
III = 0
OM1=OMMECH/U
c
EMMAX = ABS(EM)
EMT0MAX = ABS(EMT0)
PMAX = ABS(P)
PBMAX = ABS(PB)
PKOLMAX = ABS(PKOL)
PKOL1MAX = ABS(PKOL1)

```

c

WRITE (2,81) NET,T

WRITE (2,10) EM,EMT0,P,PB,PKOL

WRITE (2,10) FI1(1),FI2(1),X1(1),S(1,M),S(1,1)

WRITE (2,10) OMMECH,OM1,OM2,V1,V2,V3

WRITE (3,70) T,EM

WRITE (4,70) T,EMT0

WRITE (5,70) T,P

WRITE (6,70) T,PB

WRITE (7,70) T,PKOL

WRITE(8,70) T,FI1(2)

WRITE(9,70) T,FI2(2)

c WRITE(10,70) T,X1(2)

c WRITE(11,70) T,S(2,M)

c WRITE(12,70) T,S(2,1)

WRITE(13,70) T,OMMECH

WRITE(14,70) T,OM1

WRITE(15,70) T,OM2

WRITE(16,70) T,V1

WRITE(17,70) T,V2

WRITE(18,70) T,V3

WRITE(19,70) T,PKOL1

c WRITE (2,10) (S(1,I),I = 1,M)

8 CONTINUE

IF (NET.EQ.1) EMT0 = T0

EM = 3.*KP0*(RXI(1)*SYI(1)-RYI(1)*SXI(1))*ELM/2

Y(1,1) = UM+314.*((SYI(1)+RYI(1))/ALM+SYI(1)/ALS)-RS*SXI(1)

Y(1,2) = -314.*((SXI(1)+RXI(1))/ALM+SXI(1)/ALS)-RS*SYI(1)

Y(1,3) = (314.-OMEGA)*((SYI(1)+RYI(1))/ALM+RYI(1)/ALR)-RR*RXI(1)

Y(1,4) = (OMEGA-314.)*((SXI(1)+RXI(1))/ALM+RXI(1)/ALR)-RR*RYI(1)

```

SXI(2) = SXI(1)+(Z(1,1)*Y(1,1)+Z(1,3)*Y(1,3))*DT
SYI(2) = SYI(1)+(Z(2,2)*Y(1,2)+Z(2,4)*Y(1,4))*DT
RXI(2) = RXI(1)+(Z(3,1)*Y(1,1)+Z(3,3)*Y(1,3))*DT
RYI(2) = RYI(1)+(Z(4,2)*Y(1,2)+Z(4,4)*Y(1,4))*DT
Y(2,1) = UM+314.*((SYI(2)+RYI(2))/ALM+SYI(2)/ALS)-RS*SXI(2)
Y(2,2) = -314.*((SXI(2)+RXI(2))/ALM+SXI(2)/ALS)-RS*SYI(2)
Y(2,3) = (314.-OMEGA)*((SYI(2)+RYI(2))/ALM+RYI(2)/ALR)-RR*RXI(2)
Y(2,4) = (OMEGA-314.)*((SXI(2)+RXI(2))/ALM+RXI(2)/ALR)-RR*RYI(2)
SXI(2) = SXI(1)+(Z(1,1)*(Y(1,1)+Y(2,1))
*+Z(1,3)*(Y(1,3)+Y(2,3)))*DT/2.
SYI(2) = SYI(1)+(Z(2,2)*(Y(1,2)+Y(2,2))
*+Z(2,4)*(Y(1,4)+Y(2,4)))*DT/2.
RXI(2) = RXI(1)+(Z(3,1)*(Y(1,1)+Y(2,1))
*+Z(3,3)*(Y(1,3)+Y(2,3)))*DT/2.
RYI(2) = RYI(1)+(Z(4,2)*(Y(1,2)+Y(2,2))+
* Z(4,4)*(Y(1,4)+Y(2,4)))*DT/2.
SXI(1) = SXI(2)
SYI(1) = SYI(2)
RXI(1) = RXI(2)
RYI(1) = RYI(2)
IF (NET.NE.1) GOTO 52
IF (T.NE.0.) GOTO 50
FI1(2) = FI1(1)+OMMECH*DT+(EM-EMT0)*DT*DT/(2.*SI1)
FI2(2) = FI2(1)+OM2*DT+(EMT0*U-P*RB)*DT*DT/(2.*SI2)
GOTO 51
50 FI1(3) = -FI1(1)+2.*FI1(2)+(EM-EMT0)*DT*DT/SI1
FI2(3) = -FI2(1)+2.*FI2(2)+(EMT0*U-P*RB)*DT*DT/SI2
FI1(1) = FI1(2)
FI1(2) = FI1(3)
FI2(1) = FI2(2)

```

```

FI2(2) = FI2(3)
GOTO 51
52 FI1(3) = -FI1(1)+2.*FI1(2)+(EM-P*RB/U)*DT*DT/SI
   EMT0 = EM-SI1*(FI1(3)-2.*FI1(2)+FI1(1))/(2.*DT)
   FI1(1) = FI1(2)
   FI1(2) = FI1(3)
   FI2(1) = FI2(2)
   FI2(2) = FI2(2)+(FI1(2)-FI1(1))/U
51 OMMECH = (FI1(2)-FI1(1))/DT
   IF (NET.EQ.1) OM2 = (FI2(2)-FI2(1))/DT
   IF (NET.NE.1) OM2 = OMMECH/U
   OMEGA = OMMECH*KP0
   T = T+DT
   III = III+1
   IF (NET.EQ.2) GOTO 53
   IF (OM2.GE.(OMMECH/U)) NET = NET+1
53 CONTINUE
   IF (EMT0.GT.T0) NET = 1
   IF (III.NE.NMECH) GOTO 8
   DT = DT2
   IF (T.GT.(DT2*1.5)) GOTO 21
   C1 = 2.*SM1-UN*DT
   C2 = 2.*SM1-CB*DT*DT
   C3 = (2.*P*KK+G1)*DT*DT
   C4 = 2.*SM1+UN*DT
   X1(2) = V1*DT*C1/(2.*SM1)+X1(1)*C2/(2.*SM1)-C3/(2.*SM1)
   V1 = (X1(2)-X1(1))/DT
   D = 2.*SM3+PO*F*H
   D1 = (2.*SM3*H+PO*F*H*H-B*DT*DT)/H
   D2 = B*DT*DT/H

```

$$D3 = DT*DT$$

$$D4 = PO*F*H*DT*DT/2.$$

$$D5 = (PO*H*F*(1.-DT*EPS)+2.*SM3)*DT$$

C

IF (IET.EQ.3) GOTO 201

IF (IET.EQ.2) GOTO 200

IF ((IET.EQ.1).AND.(PKOL1.LT.PKOL1M)) GOTO 201

IET = 2

200 CONTINUE

$$S(2,1) = S(1,1)*D1/D+S(1,2)*D2/D-G3*D3/D+$$

$$*FF(1)*D4/D+F2(1)*D5/D$$

IF (S(2,1).GE.(F1(1)+DELGUM)) IET=3

GOTO 202

201 CONTINUE

$$S(2,1) = S(1,1)$$

202 CONTINUE

C

$$S(2,1) = S(1,1)*D1/D+S(1,2)*D2/D-G3*D3/D+$$

$$*FF(1)*D4/D+F2(1)*D5/D$$

$$S(2,1) = S(1,1)$$

$$D = 2.*SM2+PO*F*H$$

$$D1 = (2.*SM2*H+PO*F*H*H-B*DT*DT)/H$$

$$D5 = (PO*H*F*(1.-DT*EPS)+2.*SM2)*DT$$

$$D6 = 2.*KB*DT*DT$$

$$S(2,M) = S(1,M)*D1/D+S(1,M-1)*D2/D-G2*D3/D+$$

$$*FF(M)*D4/D+F2(M)*D5/D+P*D6/D$$

$$D1 = A*DT*DT/(2.*H*H)$$

$$D2 = (H*H-A*DT*DT)/(H*H)$$

$$D3 = DT*DT/2.$$

$$D4 = DT*(1.-EPS*DT)$$

```

M1 = M-1
DO 5 I = 2,M1
  I1 = I-1
  I2 = I+1
  5 S(2,I) = S(1,I1)*D1+S(1,I)*D2+S(1,I2)*D1+
    *FF(I)*D3+F2(I)*D4
  PKOL1 = (S(2,2)-S(2,1))*E*F*(M-1)/DL
  GOTO 22
21 CONTINUE
  D = PO*F*H*(1.+DT*EPS)+2.*SM3
  D1 = PO*F*H*(1.-DT*EPS)+2.*SM3
  D2 = 4.*SM3+2.*PO*F*H-2.*B*DT*DT/H
  D3 = 2.*B*DT*DT/H
  D4 = 2.*DT*DT
  D5 = PO*F*H*DT*DT
C
  IF (IET.EQ.3) GOTO 301
  IF (IET.EQ.2) GOTO 300
  IF ((IET.EQ.1).AND.(PKOL1.LT.PKOL1M)) GOTO 301
  IET = 2
300 CONTINUE
  S(3,1) = -S(1,1)*D1/D+S(2,1)*D2/D+S(2,2)*D3/D-
    *G3*D4/D+FF(1)*D5/D
  IF (S(3,1).GE.(F1(1)+DELGUM)) IET=3
  GOTO 302
301 CONTINUE
  S(3,1) = S(2,1)
302 CONTINUE
C
  D = PO*F*H*(1.+DT*EPS)+2.*SM2

```

$$D1 = PO * F * H * (1 - DT * EPS) + 2 * SM2$$

$$D2 = 4 * SM2 + 2 * PO * F * H - 2 * B * DT * DT / H$$

$$D6 = 4 * P * KB * DT * DT$$

$$S(3, M) = -S(1, M) * D1 / D + S(2, M) * D2 / D + D6 / D +$$

$$* S(2, M - 1) * D3 / D - G2 * D4 / D + FF(M) * D5 / D$$

$$D1 = (EPS * DT - 1) / (EPS * DT + 1)$$

$$D2 = A * DT * DT / (H * H * (EPS * DT + 1))$$

$$D3 = 2 * (H * H - A * DT * DT) / (H * H * (EPS * DT + 1))$$

$$D4 = DT * DT / (EPS * DT + 1)$$

$$DO 6 I = 2, M1$$

$$I1 = I - 1$$

$$I2 = I + 1$$

$$6 S(3, I) = S(1, I) * D1 + S(2, I1) * D2 + S(2, I) * D3 +$$

$$* S(2, I2) * D2 + FF(I) * D4$$

$$PKOL = 2 * KB * P - SM2 * (S(3, M) - 2 * S(2, M) + S(1, M)) / (2 * DT)$$

$$PKOL1 = (S(3, 2) - S(3, 1)) * E * F * (M - 1) / DL$$

$$C3 = (2 * P * KK + G1) * DT * DT$$

$$X1(3) = -X1(1) * C1 / C4 + X1(2) * 2 * C2 / C4 - 2 * C3 / C4$$

$$V1 = (X1(3) - X1(1)) / (DT * 2)$$

$$X1(1) = X1(2)$$

$$X1(2) = X1(3)$$

$$DO 7 I = 1, 2$$

$$I1 = I + 1$$

$$DO 7 J = 1, M$$

$$7 S(I, J) = S(I1, J)$$

$$22 DT = DT1$$

$$V2 = (S(2, M) - S(1, M)) / DT2$$

$$V3 = (S(2, 1) - S(1, 1)) / DT2$$

$$PB = X1(2) * CB$$

$$JJJ = JJJ + 1$$

IF (JJJ.NE.25) GOTO 60

OM1=OMMECH/U

c

IF (ABS(EM).GT.EMMAX) EMMAX = ABS(EM)

IF(ABS(EMT0).GT.EMT0MAX) EMT0MAX = ABS(EMT0)

IF(ABS(P).GT.PMAX) PMAX=ABS(P)

IF(ABS(PB).GT.PBMAX) PBMAX=ABS(PB)

IF(ABS(PKOL).GT.PKOLMAX) PKOLMAX=ABS(PKOL)

IF(ABS(PKOL1).GT.PKOL1MAX) PKOL1MAX=ABS(PKOL1)

c

WRITE (2,81) NET,T

WRITE (2,10) EM,EMT0,P,PB,PKOL

WRITE (2,10) FI1(2),FI2(2),X1(2),S(2,M),S(2,1)

WRITE (2,10) OMMECH,OM1,OM2,V1,V2,V3

WRITE (3,70) T,EM

WRITE (4,70) T,EMT0

WRITE (5,70) T,P

WRITE (6,70) T,PB

WRITE (7,70) T,PKOL

WRITE(8,70) T,FI1(2)

WRITE(9,70) T,FI2(2)

c WRITE(10,70) T,X1(2)

c WRITE(11,70) T,S(2,M)

c WRITE(12,70) T,S(2,1)

WRITE(13,70) T,OMMECH

WRITE(14,70) T,OM1

WRITE(15,70) T,OM2

WRITE(16,70) T,V1

WRITE(17,70) T,V2

WRITE(18,70) T,V3


```
WRITE(19,70) T,PKOL1
c PRINT 10, EM,EMT0,OMMECH,OM2,P
NW = NW+1
IF (NW.NE.5) GOTO 100
NW = 0
100 CONTINUE
JJJ = 0
60 CONTINUE
III = 0
CK = EK*FK/(DLK-FI2(2)*RB)
P = (FI2(2)*RB+X1(2)*2.*KK-S(2,M)*2.*KB)*CK
IF (T.LT.TKIN) GOTO 8
WRITE (2,90)
EMMAX,EMT0MAX,PMAX,PBMAX,PKOLMAX,PKOL1MAX
STOP
END
```

2. Позначення вхідних даних і результатів розрахунку

M – число інтервалів, на які розбивається колона бурильних труб під час побудови скінченно-різницевої схеми хвильового рівняння;

$NMECH$ – відношення часового кроку числового інтегрування рівнянь руху механічної системи до кроку числового інтегрування рівнянь електромагнітного стану;

KB – число блоків талевого блока;

KK – число блоків кронблока;

$KP0$ – число пар магнітних полюсів асинхронного двигуна;

E – модуль пружності першого роду матеріалу бурильних чи обсадних труб;

F – площа поперечного перерізу труби;

ρ_0 – усереднена густина матеріалу колони труб;

DL – довжина незаблокованої частини колони труб;

EPS – коефіцієнт, за допомогою якого враховується в'язке тертя колони об буровий розчин;

G – прискорення земного тяжіння;

TMK – момент тертя в оперативній муфті;

$SI1, SI2$ – моменти інерції провідної і веденої частин, розділені оперативною муфтою;

$SM1, SM2, SM3$ – зведена маса бурової вежі, маси крюкоблока і бурового інструмента;

U – передавальне відношення привідного механізму;

RB – радіус навивання каната на барабан;

CB – коефіцієнт жорсткості бурової вежі в осьовому напрямі;

UN – коефіцієнт вязкого тертя у металоконструкції бурової вежі;

DLK – довжина каната;

FK – площа поперечного перерізу каната;

EK – модуль пружності першого роду матеріалу каната;

UM – амплітуда напруги мережі живлення асинхронного двигуна;

RS, RR – активні опори обмотки статора і ротора асинхронного двигуна;

ELS, ELR – індуктивності обмоток статора і ротора асинхронного двигуна;

ELM – робоча індуктивність двигуна;

SXI(1), SYI(1) – початкові значення проекцій струму в обмотці статора на координатні осі x, y;

RXI(1), RYI(1) – початкові значення проекцій струму в обмотці ротора на координатні осі x, y;

OMMECH – початкове значення кутової швидкості обертання провідної півмуфти оперативної муфти;

TKIN – тривалість часового інтервалу, для якого проводиться розрахунок перехідного процесу;

PKOL1M – сила спрацювання гідравлічного ударного механізму;

DELGUM – хід поршня гідравлічного ударного механізму;

NET – номер стану руху механічної системи (NET=1, якщо відбувається пробуксовування в оперативній муфті; NET=2, якщо пробуксовування в оперативній муфті припинилося);

T – поточне значення часу;

EM – момент двигуна;

EMT0 – момент в оперативній муфті;

P – зусилля в канаті;

PB – усереднене зусилля у буровій вищці;

PKOL – зусилля у верхньому крайньому перерізі незаблокованої частини колони труб;

FI1, FI2 – зведені до барабана кути повороту провідної і веденої півмуфт привідного механізму;

X1, S(1,M), S(1,1) – переміщення кронблока верхнього і нижнього кінців незаблокованої частини прихопленої колони труб;

OM1, OM2 – зведені до барабана кутові швидкості обертання провідної і веденої півмуфт привідного механізму;

V1, V2, V3 – лінійні швидкості кронблока, верхнього і нижнього кінців незаблокованої частини прихопленої колони труб.

Д о д а т о к В

**Програма розрахунку хвильвих процесів у заблокованій частині
прихопленої колони труб**

1. Текст програми

ORIGIN := 1

nt := 6000 n := 51

in := 1..n im := 1..n i := 2..n-1 j := 1..n-1 k := 2..n

g := 9.81 ρ := 7800 ρ0 := 1300 α := 2 α := $\frac{\pi}{180} \cdot \alpha$ α = 0.03491

$g0 := g \cdot \left[1 - \frac{\rho0}{\rho} (\sin(\alpha))^2 \right] \cdot \cos(\alpha)$ g0 = 9.80203

L := 2000 E := $2.1 \cdot 10^{11}$

η := 1 τ0 := 2 μ_{in} := 0.05 R0_{in} := 10000. η_{mater} := 7.0×10^7

D := 114.3 δ := 10 d := D - 2 · δ d = 94.3 A_j := $\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot 10^6}$

mkorp := 750. mdol := 40. P0 := $4 \cdot 10^5$ Δt := 0.02

$h := \frac{L}{n-1}$ h = 40 c_j := $\frac{E \cdot A_j}{h}$

$vm_{in} := 12 \cdot \pi \cdot \eta \cdot h$ dvm := diag(vm) $v_j := \frac{\eta_{mater} \cdot A_j}{h}$

$$A =$$

	1
1	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
2	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
3	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
4	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
5	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
6	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
7	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
8	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
9	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
10	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
11	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
12	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
13	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
14	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
15	$3.27668 \cdot 10^{-3}$
16	...

$$c =$$

	1
1	$1.72026 \cdot 10^7$
2	$1.72026 \cdot 10^7$
3	$1.72026 \cdot 10^7$
4	$1.72026 \cdot 10^7$
5	$1.72026 \cdot 10^7$
6	$1.72026 \cdot 10^7$
7	$1.72026 \cdot 10^7$
8	$1.72026 \cdot 10^7$
9	$1.72026 \cdot 10^7$
10	$1.72026 \cdot 10^7$
11	$1.72026 \cdot 10^7$
12	$1.72026 \cdot 10^7$
13	$1.72026 \cdot 10^7$
14	$1.72026 \cdot 10^7$
15	$1.72026 \cdot 10^7$
16	...

$$vm =$$

	1
1	$1.50796 \cdot 10^3$
2	$1.50796 \cdot 10^3$
3	$1.50796 \cdot 10^3$
4	$1.50796 \cdot 10^3$
5	$1.50796 \cdot 10^3$
6	$1.50796 \cdot 10^3$
7	$1.50796 \cdot 10^3$
8	$1.50796 \cdot 10^3$
9	$1.50796 \cdot 10^3$
10	$1.50796 \cdot 10^3$
11	$1.50796 \cdot 10^3$
12	$1.50796 \cdot 10^3$
13	$1.50796 \cdot 10^3$
14	$1.50796 \cdot 10^3$
15	$1.50796 \cdot 10^3$
16	...

$$v =$$

	1
1	$5.73419 \cdot 10^3$
2	$5.73419 \cdot 10^3$
3	$5.73419 \cdot 10^3$
4	$5.73419 \cdot 10^3$
5	$5.73419 \cdot 10^3$
6	$5.73419 \cdot 10^3$
7	$5.73419 \cdot 10^3$
8	$5.73419 \cdot 10^3$
9	$5.73419 \cdot 10^3$
10	$5.73419 \cdot 10^3$
11	$5.73419 \cdot 10^3$
12	$5.73419 \cdot 10^3$
13	$5.73419 \cdot 10^3$
14	$5.73419 \cdot 10^3$
15	$5.73419 \cdot 10^3$
16	...

$$V_{\min_{in}} := 0.0001 \quad m_1 := \frac{\rho \cdot A_1 \cdot h}{2} + m_{\text{corp}}$$

$$m_n := \frac{\rho \cdot A_{n-1} \cdot h}{2} + m_{\text{dol}} \quad m_i := \frac{\rho \cdot (A_{i-1} + A_i) \cdot h}{2}$$

$$N0_j := g_0 \cdot \sum_{l=j+1}^n m_l - \rho_0 \cdot A_{n-1} \cdot L \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad \delta_0_j := \frac{N0_j \cdot h}{E \cdot A_j}$$

$$X0_1 := 0. \quad X0_k := \sum_{l=1}^{k-1} -\delta_0_l \quad X0_{n+in} := 0.$$

$$G_j := m_j \cdot g_0 \quad G_n := m_n g_0 - \rho_0 \cdot A_{n-1} \cdot L \cdot g \cdot \cos(\alpha)$$

	1
1	1.26116·10 ³
2	1.02232·10 ³
3	1.02232·10 ³
4	1.02232·10 ³
5	1.02232·10 ³
6	1.02232·10 ³
7	1.02232·10 ³
m = 8	1.02232·10 ³
9	1.02232·10 ³
10	1.02232·10 ³
11	1.02232·10 ³
12	1.02232·10 ³
13	1.02232·10 ³
14	1.02232·10 ³
15	1.02232·10 ³
16	...

	1
1	1.2362·10 ⁴
2	1.00209·10 ⁴
3	1.00209·10 ⁴
4	1.00209·10 ⁴
5	1.00209·10 ⁴
6	1.00209·10 ⁴
7	1.00209·10 ⁴
G = 8	1.00209·10 ⁴
9	1.00209·10 ⁴
10	1.00209·10 ⁴
11	1.00209·10 ⁴
12	1.00209·10 ⁴
13	1.00209·10 ⁴
14	1.00209·10 ⁴
15	1.00209·10 ⁴
16	...

	1
1	4.12901·10 ⁵
2	4.0288·10 ⁵
3	3.92859·10 ⁵
4	3.82838·10 ⁵
5	3.72817·10 ⁵
6	3.62796·10 ⁵
7	3.52775·10 ⁵
N0 = 8	3.42754·10 ⁵
9	3.32734·10 ⁵
10	3.22713·10 ⁵
11	3.12692·10 ⁵
12	3.02671·10 ⁵
13	2.9265·10 ⁵
14	2.82629·10 ⁵
15	2.72608·10 ⁵
16	...

$$X(x) := \text{submatrix}(x, 1, n, 1, 1) \quad \underline{V}(x) := \text{submatrix}(x, n + 1, 2 \cdot n, 1, 1)$$

$$Cs_{in, im} := 0. \quad Hs_{in, im} := 0. \quad Ms_{in, im} := 0.$$

$$Cs_{1, 1} := c_1 \quad Cs_{n, n} := c_{n-1} \quad Cs_{i, i} := c_{i-1} + c_i$$

$$Cs_{j, j+1} := -c_j \quad Cs_{j+1, j} := -c_j$$

$$Hs_{1, 1} := v_1 \quad Hs_{n, n} := v_{n-1} \quad Hs_{i, i} := v_{i-1} + v_i$$

$$Hs_{j, j+1} := -v_j \quad Hs_{j+1, j} := -v_j$$

$$Cf_{in, im} := 0. \quad Hf_{in, im} := 0.$$

$$Cf_{1, 1} := 2 \cdot c_1 \quad Cf_{1, 2} := -2 \cdot c_1$$

$$Cf_{n, n} := -2 \cdot c_{n-1} \quad Cf_{n, n-1} := 2 \cdot c_{n-1}$$

$$Cf_{i, i} := c_i - c_{i-1} \quad Cf_{i, i-1} := c_{i-1} \quad Cf_{i, i+1} := -c_i$$

$$GG := g_0 \cdot \sum_{l=1}^n m_l - \rho_0 \cdot A_{n-1} \cdot L \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad GG = 4.25262 \times 10^5$$

$$Hf_{1,1} := 2 \cdot v_1 \qquad Hf_{1,2} := -2 \cdot v_1$$

$$Hf_{n,n} := -2 \cdot v_{n-1} \qquad Hf_{n,n-1} := 2 \cdot v_{n-1}$$

$$Hf_{i,i} := v_i - v_{i-1} \qquad Hf_{i,i-1} := v_{i-1} \qquad Hf_{i,i+1} := -v_i$$

$$M_{in,in} := m_{in} \qquad M1 := M^{-1} \qquad Ns(x) := Cs \cdot X(x) + Hs \cdot V(x)$$

$$Nf(x) := \frac{1}{2}(Cf \cdot X(x) + Hf \cdot V(x))$$

$$\underline{Nf}(x) := \left| \begin{array}{l} Ff \leftarrow Nf(x) \\ \text{for } i \in 1..n \\ \left| \begin{array}{l} Ff_i \leftarrow Ff_i \text{ if } Ff_i \geq 0. \\ Ff_i \leftarrow -Ff_i \text{ if } Ff_i < 0. \end{array} \right. \\ Ff \end{array} \right.$$

$$Gs_1 := \sum_{l=1}^n G_l \qquad P_1 := P_0 \qquad Gs_k := 0. \qquad P_k := 0.$$

$$Gs_1 = 4.25262 \times 10^5 \qquad P_0 = 4 \times 10^5$$

$$\underline{R}(t) := \left| \begin{array}{l} Gs + P \text{ if } t \leq \Delta t \\ Gs \text{ if } t > \Delta t \end{array} \right. \qquad \sum_{l=1}^n G_l = 4.25262 \times 10^5$$

$$G_s =$$

	1
1	$4.25262 \cdot 10^5$
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0
12	0
13	0
14	0
15	0
16	...

$$P =$$

	1
1	$4 \cdot 10^5$
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0
12	0
13	0
14	0
15	0
16	...

$$E_n := \text{identity}(n) \quad E_{n,in} := \frac{\mu_{in} \cdot h}{R_{0in}} \cdot E_{n,in}$$

$$F_{\tau in} := \frac{4 \cdot \pi \cdot d \cdot \tau_0 \cdot h}{10^3}$$

$$F_{\text{fmax}}(x) := E_n \cdot N_f(x) + F_{\tau}$$

$$V_s(x) := \text{sign}(V(x))$$

$$F_v(x) := d_{vm} \cdot V(x)$$

$$Q(t,x) := -N_s(x) - G + R(t)$$

$$Q_s(t,x) := \text{sign}(Q(t,x))$$

$M1 =$

	1	2	3	4	5
1	$7.92919 \cdot 10^{-4}$	0	0	0	0
2	0	$9.78163 \cdot 10^{-4}$	0	0	0
3	0	0	$9.78163 \cdot 10^{-4}$	0	0
4	0	0	0	$9.78163 \cdot 10^{-4}$	0
5	0	0	0	0	$9.78163 \cdot 10^{-4}$
6	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	...

$F_{\tau} =$

	1
1	94.8007
2	94.8007
3	94.8007
4	94.8007
5	94.8007
6	94.8007
7	94.8007
8	94.8007
9	94.8007
10	94.8007
11	94.8007
12	94.8007
13	94.8007
14	94.8007
15	94.8007
16	...

$$\begin{array}{l}
\text{Ff}(t,x) := \left\{ \begin{array}{l}
W \leftarrow V(x) \\
W_{\min} \leftarrow V_{\min} \\
\kappa \leftarrow Q(t,x) \\
\phi_{\max} \leftarrow F_{\max}(x) \\
W_s \leftarrow V_s(x) \\
\kappa_s \leftarrow Q_s(t,x) \\
\text{for } i \in 1..n \\
\left\{ \begin{array}{l}
\phi_i \leftarrow \phi_{\max_i} \cdot W_{s_i} \text{ if } |W_i| \geq W_{\min_i} \\
\phi_i \leftarrow \kappa_i \text{ if } |W_i| < W_{\min_i} \wedge (|\kappa_i| < \phi_{\max_i}) \\
\phi_i \leftarrow \phi_{\max_i} \cdot \kappa_{s_i} \text{ if } |W_i| < W_{\min_i} \wedge (|\kappa_i| \geq \phi_{\max_i})
\end{array} \right. \\
\phi_f
\end{array} \right.
\end{array}$$

$$D1(x) := V(x) \quad D2(t,x) := M1 \cdot (Q(t,x) - F_v(x) - Ff(t,x))$$

$$\underline{D}(t,x) := \text{stack}(D1(x), D2(t,x))$$

$$Z := \text{rkfixed}(X0, 0, 6, nt, D)$$

$$iv := 1..nt + 1$$

$$jh := 1..n$$

$$XZ_{jh, iv+1} := Z_{iv, jh+1}$$

$$VZ_{jh, iv+1} := Z_{iv, jh+n+1}$$

$$XZ_{1,1} := 0.$$

$$XZ_{k,1} := XZ_{k-1,1} + h$$

$$VZ_{in,1} := XZ_{in,1}$$

$$E_n =$$

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	$2 \cdot 10^{-4}$	0	0	0	0	0	0	0
2	0	$2 \cdot 10^{-4}$	0	0	0	0	0	0
3	0	0	$2 \cdot 10^{-4}$	0	0	0	0	0
4	0	0	0	$2 \cdot 10^{-4}$	0	0	0	0
5	0	0	0	0	$2 \cdot 10^{-4}$	0	0	0
6	0	0	0	0	0	$2 \cdot 10^{-4}$	0	0
7	0	0	0	0	0	0	$2 \cdot 10^{-4}$	0
8	0	0	0	0	0	0	0	$2 \cdot 10^{-4}$
9	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0	0	...

$$NZ := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 2..nt+2 \\ \quad \left| \begin{array}{l} X \leftarrow \text{submatrix}(XZ, 1, n, i, i) \\ V \leftarrow \text{submatrix}(VZ, 1, n, i, i) \\ NZ^{\langle i \rangle} \leftarrow \frac{1}{2}(Cf \cdot X + Hf \cdot V) \end{array} \right. \\ \quad NZ \end{array} \right.$$

$$NZ_{in,1} := XZ_{in,1}$$

$$Z_{iv,jh+2n+1} := NZ_{jh,iv+1}$$

$m =$

	1
1	$1.26116 \cdot 10^3$
2	$1.02232 \cdot 10^3$
3	$1.02232 \cdot 10^3$
4	$1.02232 \cdot 10^3$
5	$1.02232 \cdot 10^3$
6	$1.02232 \cdot 10^3$
7	$1.02232 \cdot 10^3$
8	$1.02232 \cdot 10^3$
9	$1.02232 \cdot 10^3$
10	$1.02232 \cdot 10^3$
11	$1.02232 \cdot 10^3$
12	$1.02232 \cdot 10^3$
13	$1.02232 \cdot 10^3$
14	$1.02232 \cdot 10^3$
15	$1.02232 \cdot 10^3$
16	...

$G =$

	1
1	$1.2362 \cdot 10^4$
2	$1.00209 \cdot 10^4$
3	$1.00209 \cdot 10^4$
4	$1.00209 \cdot 10^4$
5	$1.00209 \cdot 10^4$
6	$1.00209 \cdot 10^4$
7	$1.00209 \cdot 10^4$
8	$1.00209 \cdot 10^4$
9	$1.00209 \cdot 10^4$
10	$1.00209 \cdot 10^4$
11	$1.00209 \cdot 10^4$
12	$1.00209 \cdot 10^4$
13	$1.00209 \cdot 10^4$
14	$1.00209 \cdot 10^4$
15	$1.00209 \cdot 10^4$
16	...

$N0 =$

	1
1	$4.12901 \cdot 10^5$
2	$4.0288 \cdot 10^5$
3	$3.92859 \cdot 10^5$
4	$3.82838 \cdot 10^5$
5	$3.72817 \cdot 10^5$
6	$3.62796 \cdot 10^5$
7	$3.52775 \cdot 10^5$
8	$3.42754 \cdot 10^5$
9	$3.32734 \cdot 10^5$
10	$3.22713 \cdot 10^5$
11	$3.12692 \cdot 10^5$
12	$3.02671 \cdot 10^5$
13	$2.9265 \cdot 10^5$
14	$2.82629 \cdot 10^5$
15	$2.72608 \cdot 10^5$
16	...

$G_s =$

	1
1	$4.25262 \cdot 10^5$
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0
12	0
13	0
14	0
15	0
16	...

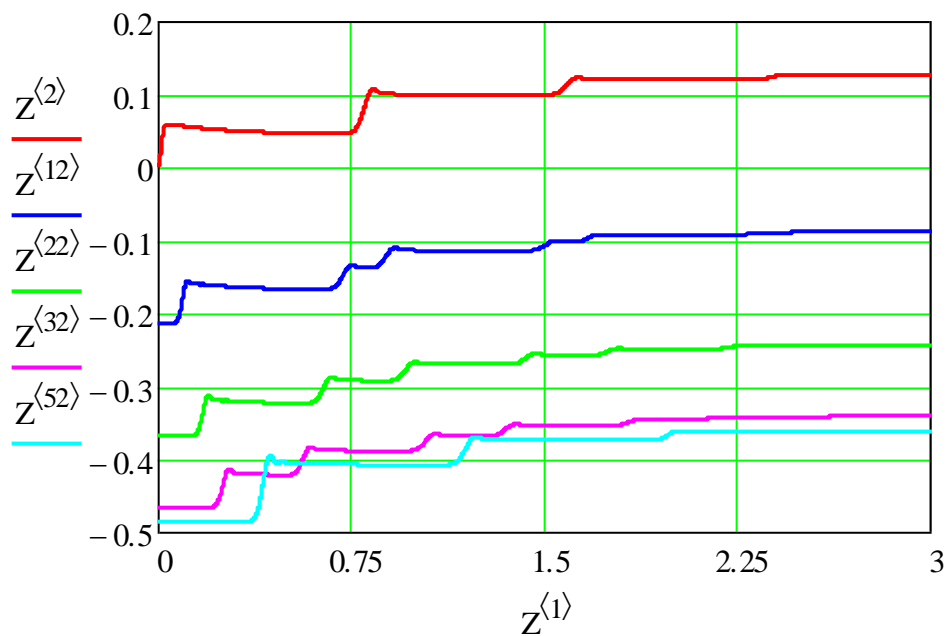
$P =$

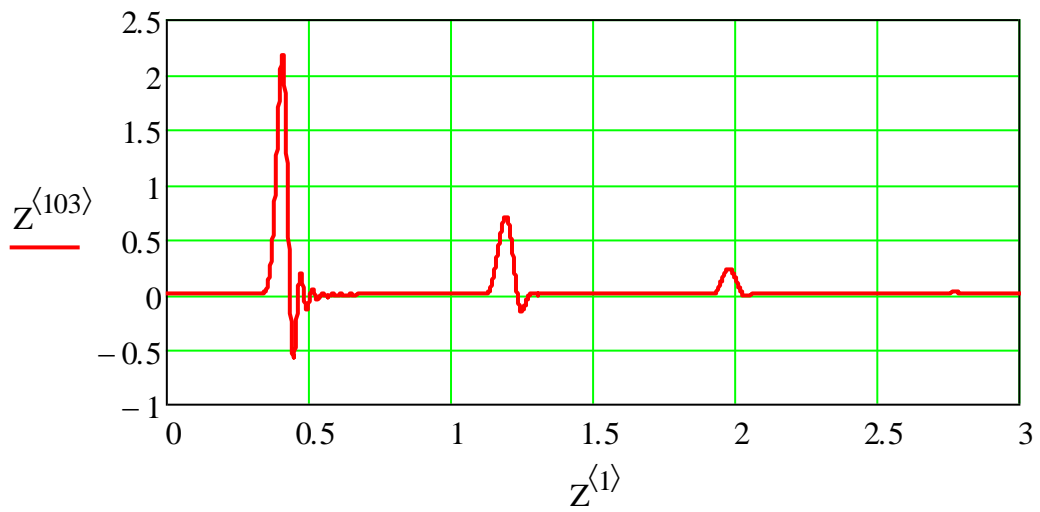
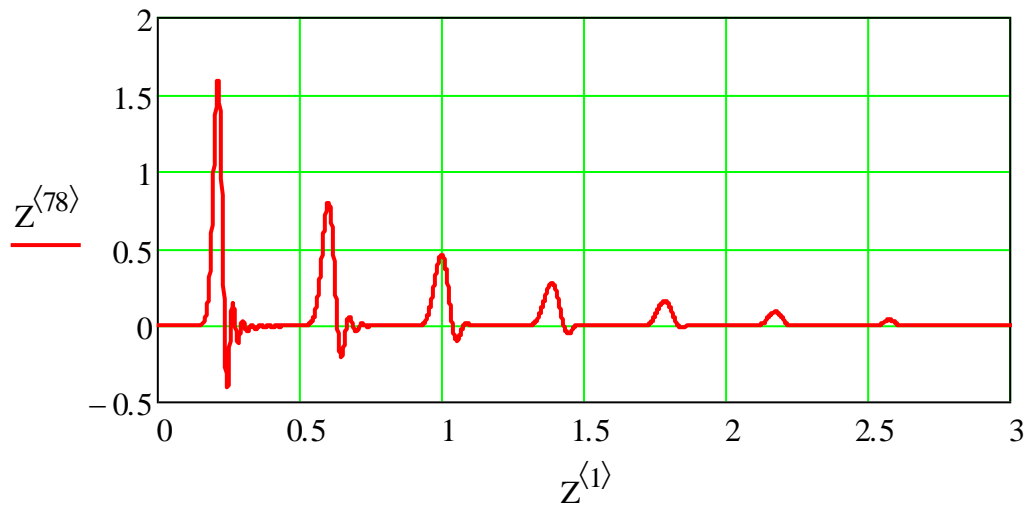
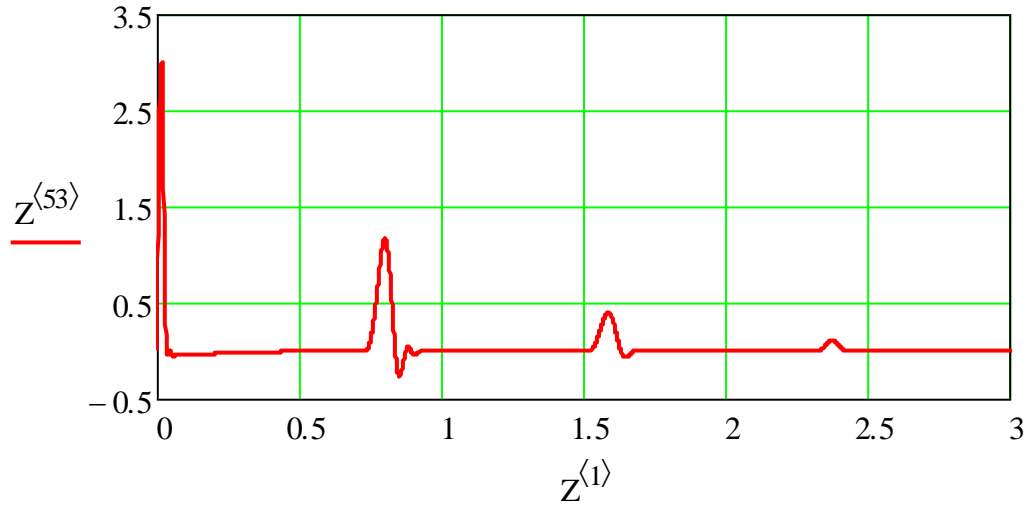
	1
1	$4 \cdot 10^5$
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0
12	0
13	0
14	0
15	0
16	...

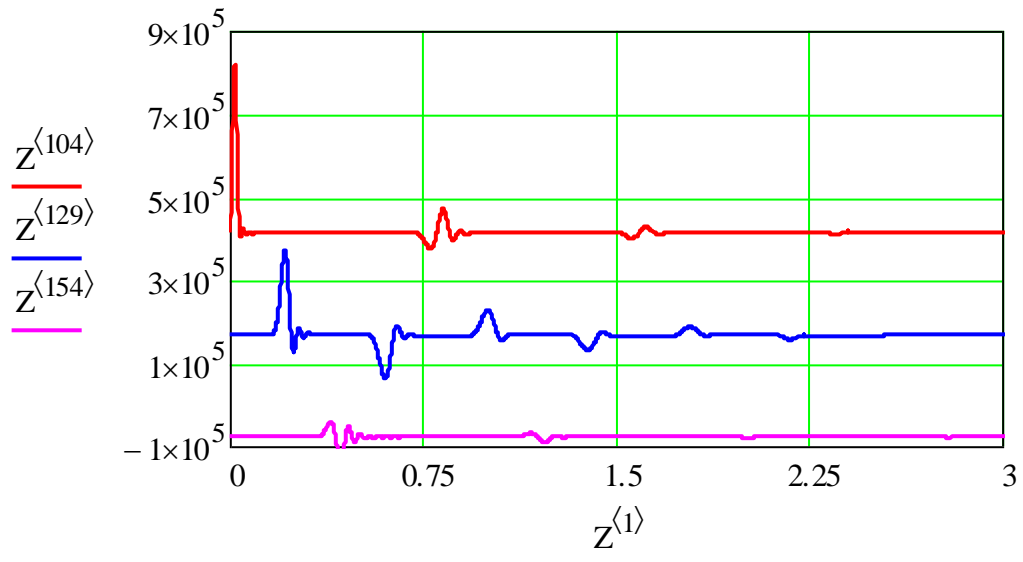
$Z =$

	1	2	3	4
1	0	0	-0.024	-0.04742
2	$1 \cdot 10^{-3}$	$1.58031 \cdot 10^{-4}$	-0.024	-0.04742
3	$2 \cdot 10^{-3}$	$6.28787 \cdot 10^{-4}$	-0.024	-0.04742
4	$3 \cdot 10^{-3}$	$1.4042 \cdot 10^{-3}$	-0.02398	-0.04742
5	$4 \cdot 10^{-3}$	$2.47236 \cdot 10^{-3}$	-0.02393	-0.04742
6	$5 \cdot 10^{-3}$	$3.8179 \cdot 10^{-3}$	-0.02384	-0.04742
7	$6 \cdot 10^{-3}$	$5.42246 \cdot 10^{-3}$	-0.02368	-0.04741
8	$7 \cdot 10^{-3}$	$7.26527 \cdot 10^{-3}$	-0.02344	-0.0474
9	$8 \cdot 10^{-3}$	$9.32374 \cdot 10^{-3}$	-0.02308	-0.04738
10	$9 \cdot 10^{-3}$	0.01157	-0.02259	-0.04734
11	0.01	0.01399	-0.02195	-0.04728
12	0.011	0.01655	-0.02113	-0.04719
13	0.012	0.01923	-0.02012	-0.04705
14	0.013	0.02201	-0.01892	-0.04685
15	0.014	0.02486	-0.0175	-0.04659
16	0.015	0.02778	-0.01587	...

$$hh_{in} := h \cdot (in - 1)$$







2. Позначення вхідних даних і результатів розрахунку

Вхідні дані: L – довжина заблокованої у свердловині ділянки колони бурильних або обсадних труб; E , ρ – модуль пружності і густина матеріалу труб; ρ_0 – густина промивальної рідини; D , d , δ – зовнішній і внутрішній діаметри та товщина стінки труби; α – усереднений кут нахилу осі труби до вертикалі; RO – усереднений радіус кривизни осі труби; g – прискорення земного тяжіння; η – коефіцієнт внутрішнього в'язкого тертя матеріалу труб; μ – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини; η_0 – пластична в'язкість промивальної рідини; τ_0 – граничне динамічне напруження зсуву; P_0 – максимальне значення імпульсного навантаження; Δt – час дії імпульсного навантаження; n – число інтервалів, на які розбивається колона труб в процесі її скінченноелементного представлення.

Згідно з розробленим алгоритмом розв'язання задачі, результати розрахунку одержуємо у вигляді прямокутної матриці Z розмірності $(nt+1) \times (3 \cdot n + 1)$, де nt – число інтервалів розбиття часової області, у якій відшуковуються розв'язки задачі.

Перший стовпець матриці Z містить значення часу, для яких знайдені розв'язки рівнянь руху дискретизованої системи; наступні n стовпців – це відповідні переміщення; за ними розташовані стовпці відповідних швидкостей; а далі – стовпці зусиль у поперечних перерізах колони.