

Науково-технічні проблеми нафтогазової інженерії

УДК 622.248.54

DOI: 10.31471/1993-9868-2020-1(33)-7-18

АНАЛІЗ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ У БУРИЛЬНІЙ КОЛОНІ ПРИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ УДАРНИМ СПОСОБОМ

М. В. Лисканич, О. О. Слабий, Б. С. Березницький

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: burewisnyk@gmail.com*

Робота присвячена перевірці гіпотези про можливість оцінки характеру вивільнення бурильного інструменту ударними пристроями шляхом аналізу відклику роботи системи у вигляді записів коливань верхнього кінця бурильної колони. Для цього на основі розглянутих існуючих теоретичних моделей побудовано хвильову діаграму поширення, відбиття та інтерференції хвиль деформації, спричинених роботою ударного пристрою, вздовж прихопленого бурильного інструмента. На основі розробленої діаграми спрогнозовано характер коливних процесів верхнього кінця бурильного інструменту типової конструкції, що знаходиться у вертикальній свердловині, та пояснено природу їх виникнення. На основі наведеної теоретичної моделі проведено аналіз виконаних за допомогою аналогового самописця у відносних одиницях записів віброшвидкості верхнього кінця бурильного інструменту у двох конкретних випадках ліквідації прихоплення бурильного інструменту: на свердловинах № 812-Пасічна та № 903-Пасічна Надвірнянського та Івано-Франківського УБР за допомогою ВУК-170, що працював у режимі яса. Для цього здійснено часово-частотне представлення отриманих записів у вигляді спектрограми, скейлограми та псевдорозподілу Вігнера-Вілле та, ґрунтуючись на отриманому теоретичному прогнозі коливань верхнього кінця бурильного інструменту, встановлено час наступних етапів циклу роботи ударного пристрою: пришивидження бойка, удару та постудару. На основі отриманих даних проведено часово-частотну оцінку удару та оцінено характер затухання хвиль деформації в бурильній колоні. Ґрунтуючись на відомій компоновці прихоплених бурових інструментів, визначено швидкість поширення хвиль деформації вздовж бурильної колони, яка є більшою за теоретично розраховану для ідеального тонкого стрижня згідно хвильового рівняння. В роботі розглянуто подальші напрями розвитку запропонованого підходу, а також використання його результатів для підвищення ефективності вивільнення прихопленого бурильного інструменту за допомогою ударних пристроїв.

Ключові слова: прихоплення бурильного інструменту, віброшвидкість, хвиля деформації, часово-частотний аналіз.

Робота посвящена проверке гипотезы о возможности оценки характера высвобождения бурильного инструмента ударными устройствами путем анализа отклика работы системы в виде записей колебаний верхнего конца бурильного инструмента. Для этого на основе рассмотренных существующих теоретических моделей построено волновую диаграмму распространения, отражения и интерференции волн деформации, вызванных работой ударного устройства, вдоль прихваченного бурильного инструмента. На основе разработанной диаграммы сделан прогноз характера колебательных процессов верхнего конца бурильного инструмента типовой конструкции, находящейся в вертикальной скважине и объяснена природа их возникновения. На основе приведенной теоретической модели проведен анализ сделанных с помощью аналогового самописца в относительных единицах записей виброскорости верхнего конца бурильного инструмента в двух конкретных случаях ликвидации прихвата бурильного инструмента: на скважинах № 812-Пасечная и

№ 903-Пасечная Надвирнянского и Ивано-Франковского УБР с помощью ВУК-170, который работал в режиме яса. Для этого осуществлено временно-частотное представление полученных записей в виде спектрограммы, скейлограммы и псевдораспределения Вигнера-Вилле и, основываясь на полученном теоретическом прогнозе колебаний верхнего конца бурильного инструмента, установлено время следующих этапов цикла работы ударного устройства: ускорения бойка, удара и постудара. На основе полученных данных проведена временно-частотная оценка удара и оценен характер затухания волн деформации в бурильные колонны. Основываясь на известной компоновке прихваченных буровых инструментов, определена скорость распространения волн деформации вдоль бурильной колонны, которая оказалась больше теоретически рассчитанной для идеального тонкого стержня согласно волновому уравнению. В работе рассмотрены дальнейшие направления развития предложенного подхода, а также использование его результатов для повышения эффективности освобождения прихваченного бурильного инструмента с помощью ударных устройств.

Ключевые слова: прихват бурильного инструмента, виброскорость, волна деформации, временно-частотный анализ.

The work is devoted to testing the hypothesis about the possibility of assessing the nature of the release of the drilling tool by percussion devices by analyzing the response of the system in the form of vibration records of the upper end of the drilling tool. For this purpose, based on the examined existing theoretical models, a wave diagram of the propagation, reflection and interference of deformation waves caused by the operation of the percussion device along the tacked drilling tool is constructed. Based on the developed diagram, a prediction is made of the nature of the oscillatory processes of the upper end of the drilling tool of a typical design located in a vertical well and the nature of their occurrence is explained. Based on the presented theoretical model the authors made an analysis of records in relative units of the vibration velocity of the upper end of a drilling tool in two specific cases of freeing stuck drilling tools in wells No. 812-Pasichna and No. 903-Pasichna of Nadvirna and Ivano-Frankivsk UBR, where they used VUK-170 that worked in jar mode. For this purpose, the time-frequency representation of the obtained records in the form of spectrogram, scalogram and Wigner-Ville pseudo-distribution was performed, and, based on the obtained theoretical prediction of oscillations of the upper end of the drilling tool, the time of the following stages of the percussion cycle – striking, impact and post – was established. Based on the data obtained, a time-frequency impact assessment was carried out and the character of the attenuation of deformation waves in the drill string was evaluated. Based on the well-known arrangement of stuck drilling tools, the propagation speed of deformation waves along the drill string is determined, which turned out to be more than theoretically calculated for an ideal thin rod according to the wave equation. The paper considers further directions of development of the proposed approach, as well as the use of its results to increase the efficiency of the freeing of stuck tool using impact tools.

Key words: stuck drill string, vibration velocity, deformation wave, time-frequency analysis.

Вступ

Одним із традиційних методів вивільнення прихопленого бурильного інструменту є використання ударних пристроїв. Їх принцип роботи полягає у накопиченні потенціальної енергії деформації бурильних труб внаслідок їхнього попереднього натягу з наступним перетворенням її у кінетичну енергію удару і подальшою передачею її у вигляді хвилі деформації до зони прихоплення. Такий порядок роботи пристрою спричинює виникнення в бурильній колоні складних нестационарних коливних процесів. Це істотно впливає як на ефективність вивільнення бурильного інструменту, так і на його подальшу роботоздатність.

Існуючі на сьогодні дослідження та рекомендації, щодо підвищення ефективності ліквідації прихоплень ударними пристроями в основному ґрунтуються на математичному чи числовому моделюванні процесу вивільнення бурильного інструменту з подальшою інтерпретацією отриманих результатів. Однак відомо, що на процес зародження, поширення і інтерференції ударних коливаний при ліквідації при-

хоплень ударними пристроями впливають: конструкція та налаштування пристрою, компоновка бурильної колони, профіль свердловини, матеріал бурильних труб, розташування та тип прихоплення, характеристики гірської породи, параметри промивальної рідини та низка інших параметрів. Зважаючи на це, побудова узагальненої моделі динаміки роботи бурильного інструменту при його вивільненні ударними пристроями є складною, багатofакторною, нелінійною задачею, що зазвичай ускладнюється неповнотою інформації, яка не може бути повною мірою описана існуючими теоретичними моделями. Тому важливим є розуміння адекватності таких моделей і оцінка їх точності, що потребує експериментальних досліджень.

В даній роботі проведено аналіз зроблених записів зміни віброшвидкості верхнього кінця бурильної колони при вивільненні прихопленого бурильного інструменту за допомогою ВУК-170 на свердловинах №812 і 903 Пасічна Івано-Франківського та Надвирнянського управління бурових робіт (УБР) та зроблено їх аналіз і

порівняння з існуючими теоретичними моделями.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Дослідженням хвильових процесів, що виникають в процесі вивільнення бурильного інструменту ударними пристроями, присвячена значна кількість робіт. Переважна більшість з них ґрунтується на побудові та дослідженні теоретичних моделей роботи ударного пристрою та опису хвильових процесів, що виникають в наслідок його роботи в бурильних трубах ґрунтуючись на теорії пружних хвиль, теорії стрижнів та інших законах механіки. Так, в одній із перших ґрунтовних робіт [1] на дану тематику було описано природу процесів, що протікають в бурильному інструменті при його вивільненні, а також зроблено їх теоретичний опис. Окрім цього в роботі запропоновано методику розрахунку та зроблено оцінку місця розташування яса та величини ходу молота на швидкість вивільнення інструменту при різній «силі прихоплення», виходячи з умови її постійності, та величину максимальної сили і імпульсу, згенерованого ясом удару. Однак запропонована модель є спрощеною: в ній ідеалізовано зону прихоплення та роботу яса, знехтувано впливом сил в'язкого тертя та розглядається лиш ділянка бурильного інструменту, що включає яс та дві секції ОБТ над і під ним. Це заклало підвалини для подальшого уточнення запропонованої моделі. Так, в роботі [2], де представлено програмний продукт для оптимізації конструкції КНБК, при ліквідації прихоплення ударними пристроями, в якому закладено можливість врахування сил в'язкого тертя на гасіння пружних хвиль, відбитих від кінця секції ОБТ над ясом. Наведені порівняльні результати із методикою роботи [1] показали значне зменшення швидкості руху молота яса внаслідок наявного в'язкого тертя за час вільного ходу, а, отже, суттєве зменшення параметрів удару. Окрім цього, в роботі на основі теоретичних результатів та аналізу промислових даних дано основні рекомендації щодо вибору місця розташування яса, його конструктивних особливостей та компоновки КНБК для ефективного вивільнення бурильного інструменту, а також наведено результати чисельного розрахунку зміни сили удару в часі. Kalsi M. S. та ін. [3], на основі аналізу недоліків моделі [1] проведено дослідження процесу вивільнення бурильного інструменту в часовій області шляхом побудови його кінцево-елементної моделі. Серед особливостей створеної моделі слід відмітити: враху-

вання сил в'язкого тертя, включення в компоновку КНБК пружного амортизатора для підсилення роботи яса та врахування впливу секції колони і бурильного інструменту, що знаходяться нижче зоною прихоплення. Отримані результати дають змогу оцінити зміну швидкості, пришвидшення та сили, що виникають при ліквідації в перерізі яса та зоні прихоплення, а також оцінити процес вивільнення бурильної колони. Подальшому розвитку теоретичної моделі, запропонованої в роботі [1], присвячені роботи [4; 5], де уточнено визначення сили удару, а також визначаються напруження, що виникають в секціях бурильних труб.

Wang J. та ін. [6] здійснили порівняльний аналіз двох методів дослідження роботи яса: шляхом побудови кінцево-елементної моделі та з використанням розробленої програми, що створена на основі уточненої моделі роботи [1], завдяки врахування сил тертя. В результаті отримано залежності між зусиллям, затребуваним для розмикання замка яса, довжиною секції ОБТ, що знаходиться над ним, та імпульсом удару який він генерує. Окрім цього, проведено оцінку зміни величини сил тертя та довжини секції ОБТ, що знаходиться над ясом, на величину згенерованого імпульсу удару. В роботі отримано яскраво виражені нелінійні залежності, що вказують на складність задачі і неможливість апроксимації одержаних результатів.

Питанню коливальних процесів, що генеруються в процесі вивільнення бурильного інструменту, присвячена робота M.Keshavan [7], де на основі створеної кінцево-елементної моделі досліджено частотні характеристики роботи бурильного інструменту. В запропонованій в даній роботі моделі прихопленого бурильного інструменту зона прихоплення моделювалась ідеальним розподілом по довжині пружним або в'язким тілом. В роботі проведено ґрунтовний амплітудно-фазово-частотний аналіз отриманих результатів, визначено передавальні функції в частотній області та здійснено частотно-часовий аналіз. На основі отриманих результатів запропоновано методику підбору оптимальних параметрів яса.

Питанню вивчення хвильових процесів по всій довжині бурильного інструменту присвячена робота [8], де авторами детально розглянуто з теоретичним обґрунтуванням проходження, відбиття та накладання хвиль пружності по довжині бурильного інструменту. Зроблено висновок, що динамічні сили в бурильних трубах через її незначні відхилення від статичної не можуть бути лімітуючим фактором при

проведенні операцій із вивільнення прихоплених колон.

Результати експериментального дослідження роботи типових ясів наведено в роботах [9; 10]. Для цього було створено 72 м стенд, що включав гідроциліндр, секції ОБТ, яс та вимірювальну апаратуру. Отримані дані показали відхилення від «паспортних» даних ясів та значний вплив на величину швидкості бойка при вільному ході ясу динамічної сили тертя, яка в рази перевищувала статичну. Дана робота цікава тим, що в ній оприлюднені експериментальні результати роботи ясів, представлені гістерезисні криві їх роботи та величини зміни зусиль в часі. Отримані заміри також показали, що в окремих випадках спостерігається гальмування бойка перед ударом, а також те, що час удару внаслідок пластичності матеріалу бойка і наковальні є, зазвичай, більшим за час потрібний для проходження і повернення відбитої хвилі деформації по секції ОБТ над ясом. Це вказує на значно складніший характер взаємодії бойка і наковальні під час удару порівняно із ідеалізованими в теоретичними моделями роботи яса.

В інших публікаціях автори зосереджувались на вивченні більш вузьких напрямків використання ударних пристроїв. Так, в працях [11] розглядалась робота ударних пристроїв в похило-скерованих свердловинах, в [12; 13] досліджувалось застосування ясів для витягання застряглих пакерів.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Проведений аналіз робіт показує, що більшість дослідників при вивченні процесу вивільнення прихопленого бурильного інструменту зосередились на побудові та дослідженні теоретичних моделей. Це дало змогу зрозуміти основні процеси, що проходять в бурильному інструменті, та розробити узагальнені рекомендації по вибору підходів вивільнення колон. Однак, на сьогодні є ще багато питань, які не дозволяють створити достатньо адекватну модель, зокрема це відсутність якісної теоретичної моделі зони прихоплення, яка б враховувала природу прихоплення, характеристики гірської породи, вплив промивальної рідини, природу виникнення та руйнування зв'язків між бурильною колоною та зоною прихоплення.

Формулювання цілей статті

На практиці прийняття оптимальних рішень з вибору технологічно-режимних параметрів вивільнення прихопленого бурильного інструменту ускладнено не тільки відсутністю

загальновизнаної адекватної теоретичної моделі, яка б дозволяла обґрунтовувати прийняті рішення, а й неповнотою інформації. Зважаючи на це, одним із методів отримання інформації про особливості роботи ударного пристрою, для обґрунтування рішень для подальшого покращення ефективності вивільнення прихопленого інструменту є аналіз відклику системи, що в умовах бурової найдоступніше реєструвати шляхом запису коливань верхнього кінця бурильної колони. Обґрунтуванню можливості застосування даної гіпотези присвячена дана стаття.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Для якісного аналізу коливних процесів верхнього кінця бурильного інструменту на предмет оцінки ефективності його вивільнення слід розуміти природу виникнення коливань в ньому та характер їх поширення, відбиття, інтерференції та згасання. Для цього звернемося до моделі бурильного інструменту, розрахована схема якої зображена на рис. 1а, що побудована на основі двох конкретних компоновок, які використовувались при ліквідації прихоплень за допомогою ВУК-170, що працював в режимі яса на бурових № 812 і 903 Пасічна Надвірнянського та Івано-Франківського УБР [14; 15]. Бурильний інструмент представимо у вигляді вертикального секційного пустотілого стрижня круглого перерізу із розподіленими параметрами по довжині, що складається із секції бурильних труб довжиною l_1 та площею поперечного перерізу A_1 , секції ОБТ над ударним пристроєм довжиною l_2 та площею перерізу A_2 , ударного пристрою, який складається із бойка та наковальні і характеризується величиною вільного ходу бойка l_0 та секції ОБТ між ударним пристроєм та зоною прихоплення довжиною l_3 та площею перерізу A_3 . Бурову вежу, талеву систему вертлюг та інше обладнання моделюємо зосередженою масою та пружним тілом із приведеним коефіцієнтом жорсткості, вважаючи, що час потрібний для проходження та відбиття хвиль деформації через них, є достатньо малим, щоб такі коливні процеси були зареєстровані самописцем. Впливом зміни площі поперечного перерізу елементів КНБК та бурильних замків на процес поширення хвиль нехтуємо, вважаючи, що він буде знівельований в'язким тертям колони труб об промивальну рідину.

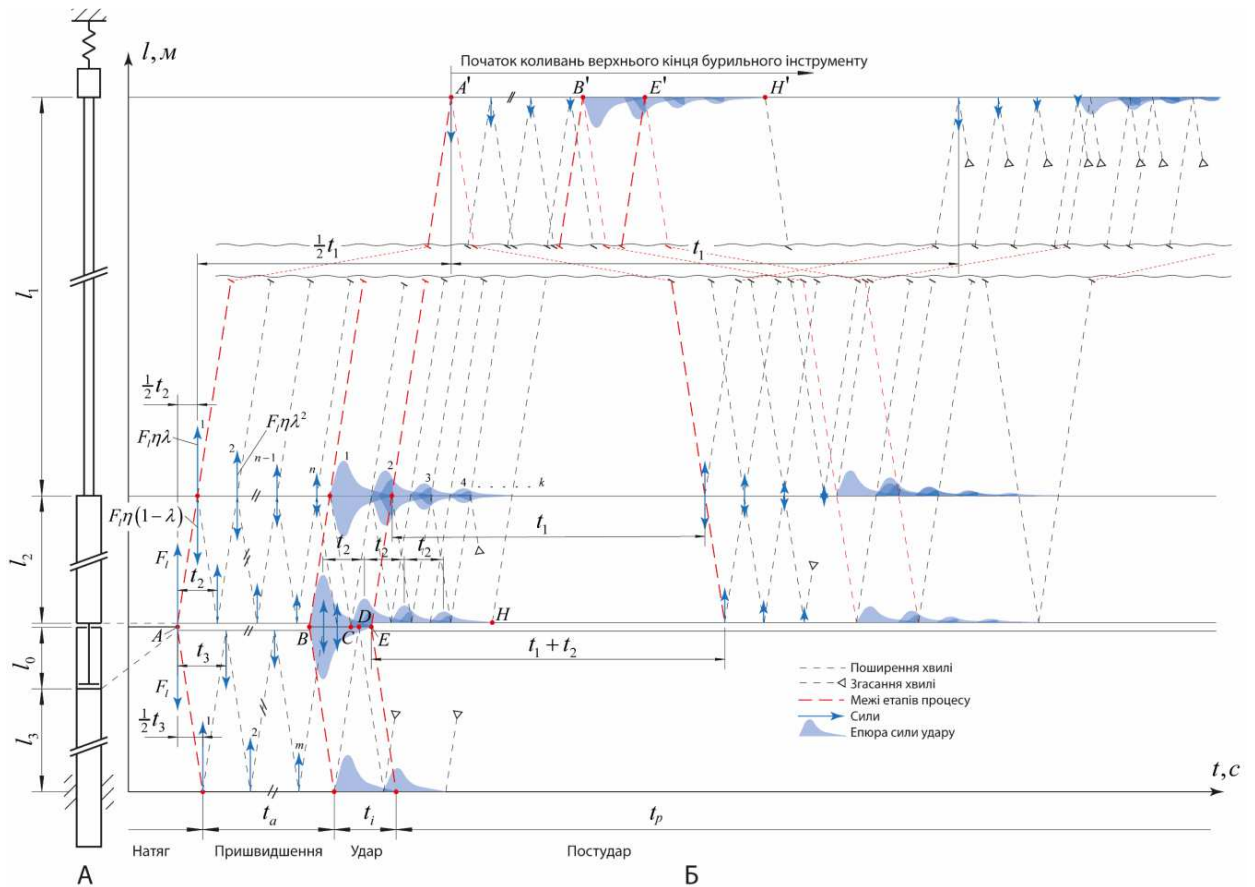
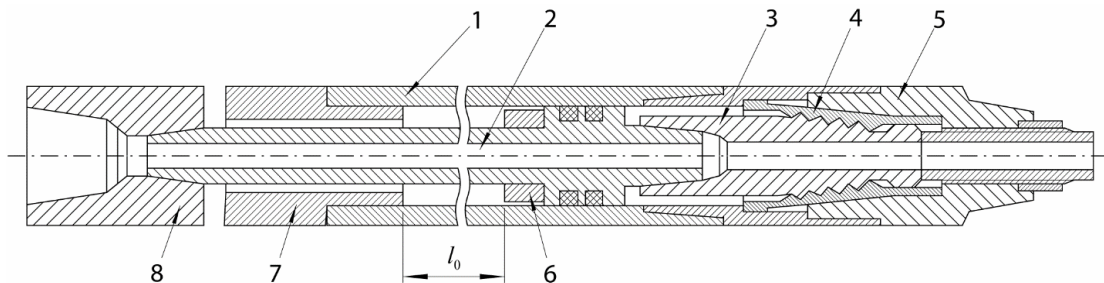


Рисунок 1 – Хвильова діаграма бурової колони за один цикл роботи ударного пристрою (епюра сили удару показана умовно)



1 – корпус; 2 – телескопічний шток; 3 – ніпель з гелікоїдальною різьбою; 4 – роз'єднувальна муфта з гелікоїдальною різьбою; 5 – перехідник; 6 – бойок; 7 – наковальня; 8 – перехідник

Рисунок 2 – Конструкція ВУК-170

Для наочного відображення процесів, що протікають в буровому інструменті при роботі ударного пристрою, побудуємо хвильову діаграму одного циклу роботи ударного пристрою для даної моделі, беручи за основу існуючі теоретичні напрацювання [1–3; 16] (рис. 1б). Виходячи із прийнятої практики, поділимо цикл роботи пристрою на п'ять етапів: навантаження, пришвидшення, удар, постудар та перезарядку. На першому етапі відбувається попередній натяг колони труб, доки величина сила натягу в перерізі муфта 4 – ніпель 3 (рис. 2), де нарізана гелікоїдальна різьба не перевищить допустиме значення F_t , після чого

відбувається зрив різьби і бойок 6 разом з телескопічним штоком 2 пристрою починають вільно рухатись в сторону наковальні 7 (точка А на рис. 1 б). Внаслідок цього в обидві сторони від ударного пристрою відбувається поширення хвиль деформації розвантаження, що рухаються вздовж бурового інструменту із швидкістю звуку в матеріалі труб.

Швидкість звуку в буриній колоні – величина змінна. Мінімальне значення швидкості звуку обчислюється як для сталевого довгого тонкого стрижня відповідно до хвильового рівняння за формулою:

$$v_s = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (1)$$

де E – модуль пружності матеріалу труб;
 ρ – густина матеріалу труб.

Для типових сталевих бурильних труб вона рівна 5144 м/с [6]. Максимальним значенням швидкості є швидкість звуку в суцільному сталевому середовищі, що враховує також деформації зсуву, яка виміряна експериментально та складає 5930 м/с.

При проходженні хвилі деформації відбувається розвантаження колони труб, що знаходяться позаду хвилі, і, відповідно, зменшення її розміру до недеформованого стану, внаслідок чого бойок набуває швидкості:

$$v_h = \frac{F_l v_s}{A_2 E} \eta(l_2, n, \dots), \quad (2)$$

де $\eta(l_2, n, \dots)$ – функція, що описує процес загасання хвиль деформації при поширенні вздовж колони.

За час, рівний

$$\frac{1}{2} t_2 = \frac{l_2}{v_s}, \quad (3)$$

хвиля пружності доходить, до перерізу бурильного інструменту, де секція ОБТ з'єднуються із секцією бурильних труб. Тут хвиля пружності частково відбивається, а із силою:

$$F = F_l \lambda \eta(l_2, n, \dots); \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{A_2 - A_1}{A_2 + A_1},$$

де λ – коефіцієнт відбиття, продовжить поширюватись угору секцією бурильних труб.

Відбита хвиля з зусиллям $F_l(1-\lambda)\eta(l_2, n, \dots)$ поширюватиметься вниз до бойка, де, відповідно, повністю відбивається і продовжує рух угору. Цей процес повторюватиметься із періодичністю t_2 (де t_2 , час за який хвиля деформації проходить подвійну довжину секції 2) n раз, де:

$$n = \left\lfloor \frac{t_a}{t_2} \right\rfloor, \quad (5)$$

де t_a – час тривалості другого етапу роботи ударного пристрою, тобто час від моменту зриву гелікоїдальної різьби до моменту контакту бойка з наковальнею. Відбиття хвиль деформації призводить до пришвидшення руху бойка, в результаті чого в момент удару бойок набуває швидкості:

$$v_h = \frac{F_l v_s}{A_2 E} \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n \lambda^i \right) \eta(l_2, n, \dots). \quad (6)$$

В момент зустрічі бойка з наковальнею настає третій етап – удар, який триває протягом часу t_i , доки швидкості бойка і наковальні не стануть однаковими. Тривалість удару залежить від швидкості тіл, що співударяються, їх конструктивних особливостей та пружно-пластичних характеристик матеріалу, з яких вони виготовлені. Експериментальні дослідження [9] показують, що тривалість удару є більшою за час t_2 і t_3 . Отже, в процесі удару хвилі деформації, спричинені взаємодією бойка і наковальні на початку удару, встигають відбитись від кінців секцій 2 і 3 та повернутись в зону удару (т. С і Дна рис. 1 б). Це, в свою чергу, значною мірою впливає на процес взаємодії молота і наковальні, а отже, на силу і імпульс удару.

В момент, коли бойок і наковальня набувають однакової швидкості, настає етап постудару, який характеризується подальшим поширенням і загасанням хвиль деформації в бурильному інструменті. Грунтуючись на результатах експериментів, що наведені в роботі [8], приймаємо, що на даному етапі дві частини бурильного інструменту, що знаходяться вище і нижче ударного пристрою, коливаються незалежно одна від іншої. На початку даного етапу спостерігається поширення та часткове відбиття вздовж секції ОБТ хвиль деформації, спричинених ударом, що з періодичністю t_2 повторюється k раз, доки остаточно не згаснуть (точка H на рис. 1 б). Особливістю процесу є те, що тривалістю удару t_i є зазвичай більшою за t_2 , а отже, відбуватиметься інтерференційне посилення хвиль (темніші області епюр на рис. 1 б). Як наслідок, коливні процеси, що протікали в перерізі, де розташований ударний пристрій, між точками A і H (рис. 1 б), за час $0.5(t_1 + t_2)$ досягають верхнього кінця бурильного інструменту (точки A' і H' на рис. 1 б), де відбиваються і продовжують поширюватись вниз вздовж колони. При досягненні точки з'єднання секції бурильних труб із секцією ОБТ хвилі частково відбиваються і продовжують поширюватись секцією ОБТ, доки повністю не відіб'ються від її умовно вільного кінця. Після цього хвиля частково відбивається від кінця секції бурильних труб та в подальшому відбивається відносно кінця секції ОБТ та знов поширюється угору колоною, і через проміжок часу t_1 досягає верху колони. Цей процес повторюється декілька разів, доки хвилі деформації остаточно не згаснуть.

Дана модель дає змогу в першому наближенні зрозуміти природу коливних процесів,

що реєструються на верхньому кінці бурильного інструменту. Однак до неї додатково слід ввести деякі зауваження.

Оскільки конструктивно замок ВУК-170 виконаний у вигляді розривного гелікоїдального різьбового з'єднання, зрив різьби може відбуватись поступово з генеруванням декількох хвиль деформації.

Складне вібраційне навантаження бурильного інструменту може призвести до виникнення в ньому автоколивань на деяких власних частотах.

Процес згасання хвиль коливань вздовж бурильного інструменту має виражений нелінійний характер. Також в системі повинно спостерігатись явище дисперсії хвиль.

Для перевірки гіпотези про можливість отримання інформації про характер вивільнення прихопленого бурильного інструменту за допомогою ударного пристрою шляхом аналізу відклику системи у вигляді коливань верхнього кінця бурильного інструменту зроблено записи зміни віброшвидкості талевого блоку бурової установки у відносних одиницях за допомогою самописця у двох випадках ліквідації прихоплень – на свердловинах №812 і 903 Пасічна за допомогою ВУК-170, що працював у режимі яса.

Буріння свердловини №812-Пасічна проектною глибиною 6203 м проводилось Надвірнянським УБР. В процесі розширення стовбура свердловини відбулося прихоплення бурильного інструменту на глибині 3549 м. Профіль свердловини умовно вертикальний. Прихоплена компоновка, що залишилась у свердловині, складалась із долота ІСМ-271, маховика діаметром 229 мм довжиною 4,6 м, КЛС-291, ОБТ діаметром 203 довжиною 49,8 м, перехідників діаметром 178-240 мм та ГУМа, секції ОБТ діаметром 203 мм довжиною 76,3 м та перехідника діаметром 178 мм [14]. Компоновка була вивільнена при нанесенні ударів за допомогою ВУК-170 і заміною промивальної рідини на воду. Оцифрований запис віброшвидкості верхнього кінця бурильної колони наведений на рис. 3.

Прихоплення бурильного інструменту на свердловині №903-Пасічна проектною глибиною 4609 м, що бурилась Івано-Франківським УБР, відбувся в процесі розширення стовбура свердловини на глибині 2154,4 м. Прихоплена компоновка складалась з долота ІV-295, турбобура 9", РШ6-394, КЛС-394, маховика діаметром 229 мм довжиною 5,2 м, КЛС-394, секції ОБТ діаметром 203 мм довжиною 52,7 м, мітчика, секції ОБТ діаметром 203 мм довжиною

20 м, ВУКа, секції ОБТ діаметром 203 мм та секції бурильних труб діаметром 140 мм до устя свердловини [15]. Запис віброшвидкості верхнього кінця бурильної колони наведений на рис. 4.

Отримані записи на стрічці із самописця були оцифровані з детальним описом усіх піків кривих, лінійно інтерпольовані та дискретизовані із кроком ітерації 0,001 с.

Зважаючи на те, що коливні процеси в бурильному інструменті при ліквідації прихоплення ударним способом мають виражений нестационарний характер, аналіз записів віброшвидкості проводимо у часово-частотній області. Для цього побудуємо їх спектрограму із застосуванням вікна Блекмана-Харіса шириною 128 мс та кроком зміщення 1 мс, псевдорозподіл Вігнера-Віллі з відкиданням всіх негативних значень енергій та скейлограму реальних значень безперервного вейвлет-перетворення із застосуванням вейвлету Самбрео (рис. 3, 4).

Часово-частотний аналіз сигналу № 1, проведеного на буровій № 812-Пасічна, показує виражену дворазову повторюваність сигналу, що складається із чотирьох окремих груп (зони a,b,c,d), які можна виокремити за енергією на високих частотах. Загалом, судячи із отриманих спектрограм, можна говорити про значно вищу енергію удару згенерованого ВУКом (до гирла дійшло три виразно відбитих сигнали удару $k = 3$) та активні коливні процеси в бурильній колоні на її власних частотах (характерні «дірки» на спектрограмі), що зумовлено, на нашу думку, значно більшим накопиченням потенціальної енергії деформації бурильним інструментом, так і меншим затуханням коливань внаслідок заміни промивальної рідини на воду.

Із скейлограми та псевдорозподілу Вігнера-Віллі можна визначити наступні величини: тривалість етапу пришвидшення бойка ~ 170 мс, час, затребуваний для проходження хвилею деформації подвійної довжини секції ОБТ над ВУКом ~ 86 мс (по відбитому сигналу внаслідок зриву гелікоїдальної різьби тривалістю ~ 36 мс), тривалість удару ~ 125 мс та наявність ще одної зони відбивання сигналу на відстані ~ 270 -300 мс. На псевдорозподілі Вігнера-Віллі спостерігаємо активні коливання колони на власних частотах, а також зростання періоду відбиття сигналу різних ітерацій на різних частотах, що може свідчити про дисперсію хвиль деформації.

Відбитий від верхнього кінця бурильного інструменту сигнал повертається через ~ 1250 мс у вигляді підсилених коливних процесів, лиш на низьких частотах.

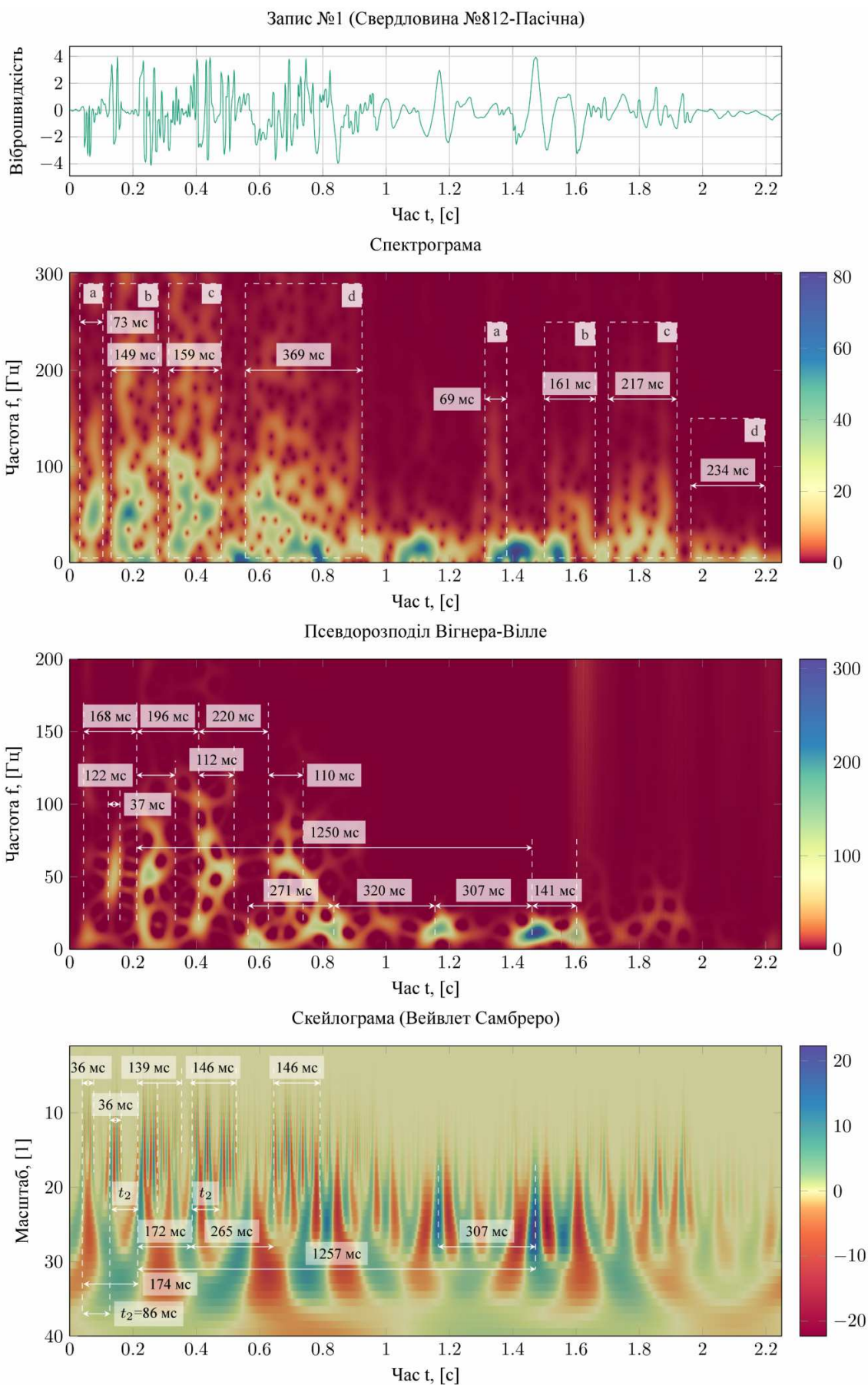


Рисунок 3 – Запис віброшвидкості верхнього кінця бурильної колони свердловини №812 Пасічна при ліквідації прихоплення за допомогою ВУК-170 та її часово-частотний аналіз

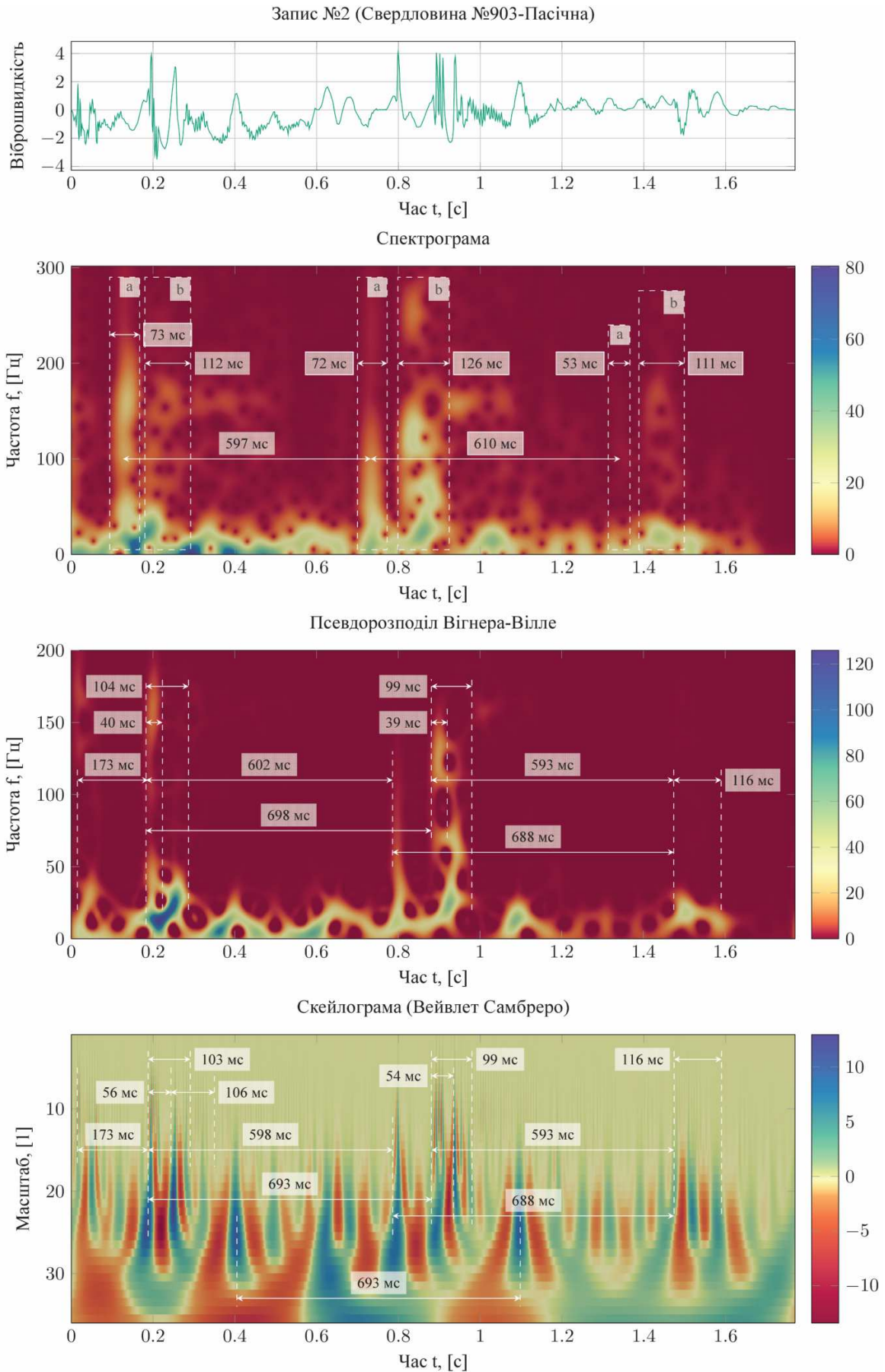


Рисунок 4 – Запис віброшвидкості верхнього кінця бурильної колони свердловини №903 Пасічна при ліквідації прихоплення за допомогою ВУК-170 та її часово-частотний аналіз

Аналіз спектрограми запису № 2, зробленого на буровій №903-Пасічна, вказує на наявність яскраво вираженого повторення трьох сигналів в проміжку частот 30-250 Гц, що згенеровані роботою ВУКа, які повторюються із періодичністю ~600 мс. Кожен сигнал складається із «голови» (зони а) тривалістю ~73 мс, що, мабуть, відображає первинний удар, та «хвоста» (зона б) тривалістю 111-125 мс, що відображає відбитий та інтерференційно посилений сигнал удару. Також спостерігається посилене згасання відбитих сигналів на високих частотах. Більш детальні інформацію із спектрограми отримати важко через її погану роздільну здатність.

Із інших часово-частотних діаграм в сигналі можна виділити тривалість етапу пришвидшення бойка, що складає ~173 мс, та тривалість етапу удару, що складає ~104 мс, епюра якого має виражений U- подібний спектр в діапазоні частот із значною енергією на високих частотах 100-200 Гц на початку тривалістю ~40 мс та посиленням енергії на низьких частотах до 40 Гц в кінці, що, як видно із скейлограми, спричинено частково відбитим та згасяючим коливанням початкового сигналу удару, що повертається в переріз ударного пристрою через ~54 мс. Оскільки такі ефекти не присутні на подальших відбитих сигналах, можна зробити висновок, що це сигнал удару відбитий від зони прихоплення.

Із другого відбитого сигналу можна виділити дві часово-частотні характеристики удару: першу, яка приходить ~600 мс та складається лиш із «голови» сигналу на високих частотах тривалістю ~35 мс та другий, що приходить через ~698 мс та повторює сигнал першого відбиття. Це узгоджується із теоретичною моделлю та на нашу думку показує відбиті сигнали від кінця секції бурильних труб (через час t_1) та відбитий і підсилений сигнал в перерізі ударного пристрою (через час $t_1 + t_2$). Даний ефект спостерігається також третій раз через такі ж проміжки часу, однак отриманий сигнал спостерігається лиш на низьких частотах, що свідчить про його сильне загасання на високих частотах.

Знаючи час відклику та розміри компоновки бурильного інструменту можна встановити швидкість поширення звуку для даних конкретних компонок:

із запису №1 для свердловини №812-Пасічна:

$$v_s = \frac{2(l_1 + l_2)}{(t_1 + t_2)} = \frac{2 \cdot 3409}{1.250 \dots 1.257} = 5454.4 \dots 5424.02 \left[\frac{m}{c} \right]; \quad (7)$$

із запису №2 для свердловини №903-Пасічна:

$$v_s = \frac{2(l_1 + l_2)}{(t_1 + t_2)} = \frac{2 \cdot 1990}{0.688 \dots 0.698} = 5784.8 \dots 5702 \left[\frac{m}{c} \right]; \quad (8)$$

Як видно, швидкість поширення звуку колоною труб є більшою на 6-12% за теоретично обчислену швидкість для ідеально тонкого сталевого стрижня згідно з хвильовим рівнянням.

Висновки

Отримані результати показують кореляцію між характеристиками коливного процесу верхнього кінця бурильної колони, отриманих із теоретичної моделі її роботи, та записаних у промислових умовах. Це, відповідно, підтверджує можливість застосування аналізу відклику досліджуваної системи у вигляді коливних процесів верхнього кінця бурильного інструменту для оцінки процесу вивільнення колони. Одним із напрямків подальшого удосконалення запропонованого підходу для отримання поглиблених і більш точних результатів є комплексний запис характеру процесу, що проходить на верхньому кінці бурильного інструменту, а саме: поздовжніх коливань, вібропришвидшення та напружень, з високою частотою дискретизації вихідного сигналу порядку 10 кГц протягом 2-3 циклів роботи ударного пристрою. Це дасть змогу отримати для аналізу добре відфільтрований сигнал без втрати інформації та провести його перехресний часово-частотний аналіз на предмет виявлення в записах побічних збурень, не пов'язаних із роботою ударного пристрою, локалізувати та отримати якісну часово-частотну характеристику відклику удару та на її основі визначити функцію загасання сигналу в частотній області відтворити епюру удару в перерізах ударного пристрою та зони прихоплення. Це, в свою чергу, дасть змогу отримати залежності між ефективністю вивільнення бурильного інструменту та характеристикою удару, що на даний час є погано експериментально та теоретично вивченими, та побудувати на їх основі експертні системи.

Література

1. Skeem M.R., Friedman M.B., Walker B.H. Drillstring Dynamics During Jar Operation. *Journal of Petroleum Technology*. 1979. Vol. 31 No 11. P. 1381–1386. DOI: 10.2118/7521-PA.
2. Askew W. E. Computerized Drilling Jar Placement. *SPE/IADC Drilling Conference*, Dallas, Texas, 1986-02-09. Dallas 1986.
3. Kalsi M. S., Wang J. K., Chandra U. Transient Dynamic Analysis of the Drillstring Under Jarring Operations by the FEM. *SPE Drilling Engineering*. 1987. Vol. 2. No 01. P. 47–55. DOI: 10.2118/13446-PA.
4. Zhang Y., Samuel R. A New Analytical Model for Jarring Analysis. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*, Hague, Netherlands, 14.03.2017. Hague 2017.
5. Zhang Y., Samuel R. A Method to Estimate Working Range of Vibrators. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Fort Worth, Texas, USA, 06.03.2018. Texas: Hague 2018.
6. Wang J.-K., Kalsi M. S., Chapelle R. A., Beasley T. R. A Practical Approach to Jarring Analysis. *SPE Drilling Engineering*. 1990: Vol. 5 No 01. P. 86–92. DOI: 10.2118/16155-PA.
7. Manoj Keshavan. Jarring dynamics of drill strings: Masterthesis / Massachusetts Institute of Technology. Massachusetts, USA, 1993. 166 p.
8. Aarrestad T. V., Kyllingstad Å. Loadson Drill pipe During Jarring Operations. *SPE Drilling & Completion*. 1994. Vol. 9. No 04. P. 271–275. DOI: 10.2118/24970-PA.
9. Kyllingstad A., Halsey G. W. Performance Testing of Jars. *SPE/IADC Drilling Conference*, Houston, Texas, 27.02.1990. Houston 1990.
10. Kyllingstad A., Slordal L. H. Performance Testing of Jar Accelerators. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, San Antonio, Texas, 08.10.1989. San Antonio: SPE 1989.
11. Wijsman C. J. Novel ar Technology – The Down-Hole Clutch. *IADC/SPE Drilling Conference*, New Orleans, Louisiana, 23.02.2000. New Orleans, 2000.
12. Haughton D. B., De Geare J. P. Down hole Impulsevs. Down hole Impacts Improve Recovery of Stuck Retrievable Packers. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Houston, Texas, 26.09.2004. Texas, 2004.
13. Gao B., Wang L., Hu T. TestingString Dynamics When Jarring Stuck Packer. *The 29th International Ocean and Polar Engineering Conference*, Honolulu, Hawaii, USA, 15.07.2019. Honolulu, 2019. P. 5.

14. План робіт по ліквідації ускладнення на буровій №903-Пасічна. *Паспорт свердловини №812-Пасічна / Надвірнянське УБР*, 1979.
15. План работ по ликвидации аварии в скважине №903-Пасечная. *Паспорт свердловини №903-Пасічна / Івано-Франківське УБР*, 1979.
16. Левчук К. Г. Удосконалення наукових основ моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. Івано-Франківськ, 2019. 449 с.

References

1. Skeem M.R., Friedman M.B., Walker B.H. Drillstring Dynamics During Jar Operation. *Journal of Petroleum Technology*. 1979. Vol. 31 No 11. P. 1381–1386. DOI: 10.2118/7521-PA.
2. Askew W. E. Computerized Drilling Jar Placement. *SPE/IADC Drilling Conference*, Dallas, Texas, 1986-02-09. Dallas 1986.
3. Kalsi M. S., Wang J. K., Chandra U. Transient Dynamic Analysis of the Drillstring Under Jarring Operations by the FEM. *SPE Drilling Engineering*. 1987. Vol. 2. No 01. P. 47–55. DOI: 10.2118/13446-PA.
4. Zhang Y., Samuel R. A New Analytical Model for Jarring Analysis. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*, Hague, Netherlands, 14.03.2017. Hague 2017.
5. Zhang Y., Samuel R. A Method to Estimate Working Range of Vibrators. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Fort Worth, Texas, USA, 06.03.2018. Texas: Hague 2018.
6. Wang J.-K., Kalsi M. S., Chapelle R. A., Beasley T. R. A Practical Approach to Jarring Analysis. *SPE Drilling Engineering*. 1990: Vol. 5 No 01. P. 86–92. DOI: 10.2118/16155-PA.
7. Manoj Keshavan. Jarring dynamics of drill strings: Masterthesis / Massachusetts Institute of Technology. Massachusetts, USA, 1993. 166 p.
8. Aarrestad T. V., Kyllingstad Å. Loadson Drill pipe During Jarring Operations. *SPE Drilling & Completion*. 1994. Vol. 9. No 04. P. 271–275. DOI: 10.2118/24970-PA.
9. Kyllingstad A., Halsey G. W. Performance Testing of Jars. *SPE/IADC Drilling Conference*, Houston, Texas, 27.02.1990. Houston 1990.
10. Kyllingstad A., Slordal L. H. Performance Testing of Jar Accelerators. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, San Antonio, Texas, 08.10.1989. San Antonio: SPE 1989.

11. Wijsman C. J. Novel ar Technology – The Down-Hole Clutch. *IADC/SPE Drilling Conference*, New Orleans, Louisiana, 23.02.2000. New Orleans, 2000.

12. Haughton D. B., De Geare J. P. Down hole Impulsevs. Down hole Impacts Improve Recovery of Stuck Retrievable Packers. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Houston, Texas, 26.09.2004. Texas, 2004.

13. Gao B., Wang L., Hu T. TestingString Dynamics When Jarring Stuck Packer. *The 29th International Ocean and Polar Engineering Conference*, Honolulu, Hawaii, USA, 15.07.2019. Honolulu, 2019. P. 5.

14. Plan robot po likvidatsii uskladnennia na burovii №903-Pasichna. *Pasport sverdlovyny №812-Pasichna / Nadvirianske UBR*, 1979. [in Ukrainian]

15. Plan robot po likvidatsii avarii v skvazhine №903-Pasechnaia. *Pasport sverdlovyny №903-Pasichna / Ivano-Frankivske UBR*, 1979. [in Russian]

16. Levchuk K. H. Udoskonalennia naukovykh osnov modeliuвання dynamichnykh protsesiv likvidatsii prykhopen burylnoho instrumenta: dys... dokt. tekhn. nauk: 05.05.12 / Ivano-Frankivskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet nafty i hazu. Ivano-Frankivsk, 2019. 449 p. [in Ukrainian]