

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ БУРОВОЇ СИСТЕМИ ПІД ЧАС БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН НА МОРІ (ОГЛЯД)

О. О. Слабий

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: burewisnyk@gmail.com*

Проведено огляд існуючих конструкцій бурових систем, які використовуються при бурінні свердловин в умовах глибокого моря. Розглянуто фізичні і математичні моделі, які використовуються при вивченні динаміки роботи елементів морських бурових систем. Проведено аналіз існуючих методів, щодо вивчення динаміки роботи водовіддільної колони, натяжної системи водовіддільної колони і компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони.

Ключові слова: *буріння на морі, водовіддільна колона, компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони, бурильна колона, бурова вежа.*

Вступ

У зв'язку із виснаженням існуючих родовищ вуглеводнів на суші, постійних військових конфліктів у зонах їхнього видобутку, енергетичні компанії інтенсивно проводять розробку родовищ, які знаходяться на дні морів та океанів.

На сьогоднішній день розробляються родовища в Мексиканській затоці, біля північних берегів Бразилії, берегів Нігеру, в Персидській затоці, Північному морі, Індонезії. Останніми роками активно почав освоювати свою акваторію Китай. Великі відомі сучасні морські родовища розробляються в районах впадання в океан великих рік (Міссісіпі, Амазонки, Нігеру). Однак більшість родовищ на невеликих глибинах розроблені у сімдесятих – вісімдесятих роках минулого століття і на даний час розробка нових родовищ ведеться на більших глибинах моря. Виходячи з цього, провідні компанії світу розробили установки, що дають можливість проводити буріння на значних глибинах моря – в переважній більшості сучасні бурові установки розраховані на умови буріння на глибинах моря до 3000 м (10000-12000 футів), однак на сьогоднішній день проводяться розробки для буріння на ще більших глибинах [1].

Для буріння свердловин в умовах надглибокого моря використовують бурові судна (БС) і напівзанурені плавучі бурові платформи із динамічною системою позиціонування. Використання інших, більш традиційних методи утримання плавучих бурових установок (ПБУ) над гирлом свердловини не зустрічається через неможливість забезпечення

ними достатньої точності позиціонування ПБУ. Вартість більшості сучасних ПБУ для буріння свердловин в умовах надглибокого моря є більшою за 500 млн \$, а враховуючи енергетичні витрати на роботу динамічної системи позиціонування, оренда таких ПБУ в середньому складає 35000 \$/год. Тому на сьогоднішній день є великий науковий інтерес до вивчення таких систем, що б дало змогу покращити швидкісні показники буріння, а, відповідно, зменшити сукупні витрати на прокладання 1 м свердловини.

Бурові судна і напівзанурені бурові платформи для буріння в умовах надглибокого моря

На сьогоднішній день буріння в умовах глибокого моря ведуть за допомогою бурових суден і напівзанурених бурових платформ із динамічною системою позиціонування. На жовтень 2012 року у світі існувало 83 бурових судна, із яких 68 були здатні бурити на глибині моря понад 7000 футів (2,13 км), а також 220 напівзанурених плавучих бурових платформ, з яких 51 здатна проводити буріння на глибинах моря понад 7000 футів. До 2015 року планується ввести в експлуатацію ще 47 бурових суден, з яких всі будуть здатні бурити при глибинах моря понад 5000 футів (1,524 км), а також 20 напівзанурених плавучих бурових платформ, з яких 13 призначені для буріння на глибині моря понад 7000 футів [78]. Виходячи з цього, кількість бурових суден до 2015 року зросте 1,5 рази, кількість напівзанурених бурових платформ для буріння свердловин в умовах надглибокого моря зросте 1,25 рази при загальному рості будівництва установок для буріння на морі в 1,1 рази [78]. Дана статистика відображає збільшення будівництва установок для буріння свердловин в умовах надглибокого моря, що свідчить про велику зацікавленість світових енергетичних компаній у розробці родовищ на великих глибинах моря. Також слід зазначити, що основним засобом для буріння свердловин в умовах надглибокого моря залишаються бурові судна. Це спричинено низкою факторів, зокрема високою автономністю роботи суден, наявністю власного ходу, порівняно високими морехідними якостями. Більшість бурових суден побудовано на верфях компаній Південної Кореї – Samsung, Hyundai, Daewoo.

Так, із 83 існуючих суден 23 судна відносяться до типів S10000E і S12000E розробки корпорації Samsung, при чому на верфях закладено ще 17 суден даних типів, що складає приблизно 30% від усіх побудованих і закладених бурових суден у світі.

Основні характеристики судна Pacific Bora UDW Drillship, яке відноситься до типу S10000E наведено нижче:

Тип:	Samsung 10000 Double hull
Верф виробництва	Samsung Heavy Industries, South Korea
Максимальна швидкість ходу	12 вузлів
Максимальні характеристики за яких забезпечується: бурильні роботи	

- висота хвилі	6,7 м;
- швидкість вітру	52 вузла.
позиціонування бурового судна	
- висота хвилі	8,53 м;
- швидкість вітру	60 вузлів.
штормовий відстій	
- висота хвилі	14,32 м;
- швидкість вітру	100 вузлів.
глибина моря в точці буріння:	
- забезпечується встановленим обладнанням	3048 м;
- максимально можлива	3048 м.
глибина буріння свердловини:	
- забезпечується встановленим обладнанням	10668 м;
- максимально можлива	11430 м.
Характеристики судна:	
довжина	228 м,
ширина	42 м,
висота	19 м,
осадка при русі	8,5 м,
осадка при бурінні	12 м,
водотоннаж	96000 тон,
ємкість сховища для бурових труб	3000 тон,
ємкість сховища для водовіддільної колони	126х96 футових секцій із поплавками
бурова шахта	28,8х12.5 метра,
обладнання:	
верхній привід	1 x Hydralift HPS 1000-2E-AC-KT,
компенсатор вертикальних переміщень	1 x NOV CMC-1000-25,
бурова вежа	200х60х80 футів вежа із підкронблочним КВПБК
натяжна система водовіддільної колони	8х подвійних НСВК канатного типу, 88,96кН,
Іншими поширеними типами бурових суден є судна проектів Dea-woo і Gusto. На даний час налічується 7 суден типу DSME 10000 і DSME 12000, окрім цього ще 11 суден планується ввести в експлуатацію до 2015 року. Характеристики судна Norbe VIII типу DSME 10000 наведено нижче:	
рік будівництва	2011,
верф	DSME(Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd.),
класифікація	MODU,
тип	DSME 10000,
максимальна глибина моря в точці буріння	10000 футів,
довжина	238 м,
ширина	42 м,
висота	19 м.

осадка:

- при переміщені	8,5 м,
- при виконанні бурових робіт	12 м.
водотоннажність	102000 тон,
палуба	230x42 м,
водовіддільна колона	133x75 футів,
верхній привід	Aker 970m x 1,125HP,
НСВК	Aker 8x200kips,

технологічне обладнання для буріння

Aker 3rd generation automatic and touchscreen, Окрім цього на сьогоднішній день діють 7 суден типу Gusto P10000 і 13 суден планується ввести в експлуатацію до 2015 року.

Основні характеристики бурового судна типу **Gusto P10000** [77]:

довжина	230,3 м,
ширина	35,8 м,
висота	17,8 м,
висота до палуби	13,8 м,
розрахункова осадка	12 м,
водотоннажність	50000 т,
бурова шахта	12.8x12.8 м,
загальна потужність установок корабля	38.8 МВт,
максимальна швидкість переміщення	13 вузлів,
максимальні величини при яких забезпечується:	
бурильні роботи	
- швидкість вітру	23,9 м/с,
- висота хвилі	6,0 м.
штормовий відстій	
- швидкість вітру	28,7 м/с,
- висота хвилі	10 м.

обладнання:

бурова вишка:

- статичне навантаження на крюку	907,18 тон,
- база	14,63x14,63 м,
- висота	54,86 м,
- підкронблочний компенсатор	450,209тон, 7,62 м компенсації.
- система вертикального утримування бурильних труб	
НСВК	8x2x72,57тон,
секцій водовіддільних колон	10000 футів 75 футових секцій,
бурильних труб	29500 футів,
обсадних колон	32750 футів,
колон для спуску	10000 футів,
ремонтних труб	19500 футів.

Виходячи із високої вартості будівництва бурових суден, яка складає 550-700 млн \$ і високої вартості їхньої експлуатації, на сьогодніш-

ній день існує зацікавлення до розробки методик щодо зменшення часу на буріння свердловини. Аналізуючи конструкції основних типів бурових суден, призначених для буріння в умовах глибокого моря, можна зробити наступні висновки. В останні роки більшість закладених і спущених на воду бурових суден спроектовано для буріння в умовах глибини моря в точці буріння – 10000-12000 футів (3,04-3,65 км) і здатні бурити свердловини довжиною 30000-40000 футів (9,14-12,19 км). Основною країною будівництва БС є Південна Корея. Переважаюче число БС оснащено спареною буровою вежею, що дає можливість економити до 20-40% часу на технологічних переходах. Окрім цього в усіх новітніх суднах використовують компенсатори вертикального переміщення бурильної колони (КВПБК) підкронблочного типу з тяговим зусиллям 400-500 тон. Натяжна система водовіддільної колони (НСВК) використовується канатного типу із використанням 8-16 спарених натяжних пристроїв. Застосування НСВК прямої дії не зустрічалося. Лідером із виробництва бурового обладнання для БС виступає National Oilwell Varco (США). На БС встановлюється обладнання під її власним брендом і торговими марками Shaffer, Hydralift, Varco тощо. Обладнання NOV встановлюється на бурових суднах проектів Samsung і Gusto. На БС проектів Daewoo використовуються комплексні бурові рішення компанії конкурента - Aker Solutions (Норвегія). Використання обладнання інших підприємств носить поодинокий характер і не впливає на загальну картину.

Хитавиця судна

Хитавиця бурового судна є важливим фактором, що викликає збурення в динаміці роботи бурильної системи на морі. Вона впливає на роботу компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони і натяжних пристроїв водовіддільної колони, що спричиняє виникнення додаткових динамічних навантажень в даних системах.

У загальному вигляді процес хитавиці судна є складним динамічним процесом, викликаним дією на судно хвильового і вітрового навантаження, на величину якого впливає робота гасителів хитавиці, системи динамічного позиціонування, положення судна відносно напрямку хвилювання моря і його швидкості, геометричних параметрів судна тощо, який можна подати, як сукупність коливань тіла з шістьма степенями вільності. Вибір степенів вільності залежить від вибору системи координат судна, проте на практиці говорять про шість видів хитавиці, які пов'язують із геометрією судна. Так розрізняють вертикальну, кільову і бортову хитавиці, ризання, повздожню і поперечну хитавиці судна, які зображені на рис. 1.

На сьогоднішній день процес визначення хитавиці, як в теоретичній так і експериментальній площині є достатньою мірою вивченим, однак для отримання точних математичних формулювань хитавиці потрібно провести інтегрування рівняння Нав'є-Стокса або Рейнольда (залеж-

но від характеристик потоку, що омиває судно) і рівняння нерозривності зі складними граничними і початковими умовами, що мають нестационарні члени [114]. Розв'язок даної задачі є складним, тому для практичних цілей задачу спрощують, вводячи припущення. Виходячи із введених припущень, розрізняють лінійну і нелінійну теорію хитавиці. Однак, враховуючи складність математичного апарату, нелінійна теорія хитавиці розглядається при регулярному хвилюванні моря, і використовується в задачах дослідження роботи суден в критичних умовах, для перевірки їхніх суднохідних характеристик. В інших випадках, зазвичай, застосовують лінійну теорію хитавиці суден.

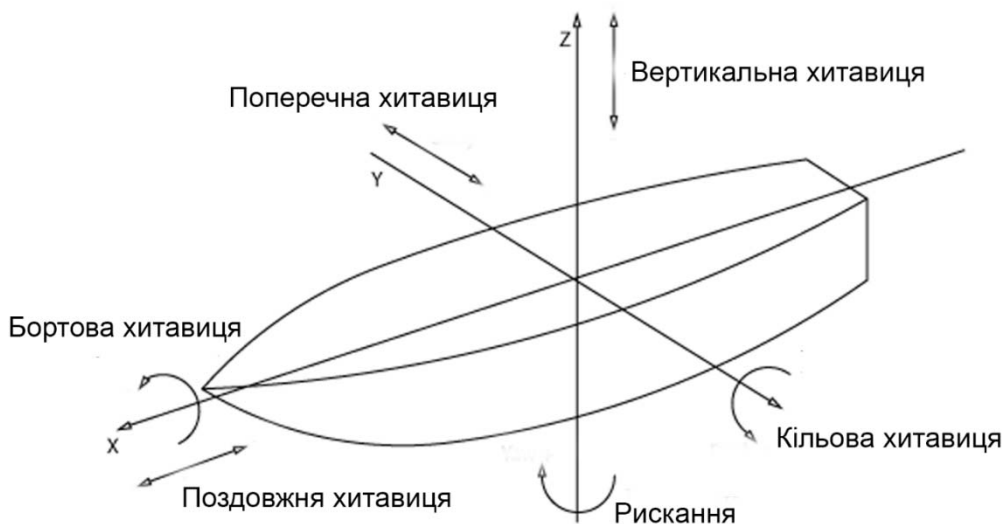


Рис. 1. Види хитавиці судна

При дослідженні впливу хитавиці на динаміку роботи бурової системи її часто моделюють для нерегулярного хвилювання моря, що дозволяє наблизити предмет досліджень до реальної системи. Враховуючи це в багатьох оглянутих роботах [16, 21, 30, 64, 84], для визначення хитавиці судна використовують передавальні функції (Response Amplitude Operator, RAO), які призначені для перетворення спектру хвилювання моря у спектр хитавиці судна. Наочний приклад використання RAO зображено на рис. 2.

Перетворення енергетичного спектру хвилювання моря в спектр хитавиці судна проводять за наступною формулою:

$$S_{\xi\zeta}(\omega_e) = |H_i(\omega_e, \chi)|^2 S_{\zeta\zeta}(\omega_e), \quad i = 1, 2, \dots, 6, \quad (1)$$

де – $S_{\xi\zeta}(\omega_e)$ енергетичний спектр хитавиці судна; $H_i(\omega_e, \chi)$ – RAO; $S_{\zeta\zeta}(\omega_e)$ – енергетичний спектр хвилювання моря; ω_e – частота гармоніки; χ – кут напрямку дії хвилі відносно системи координат, пов'язаної із судном.

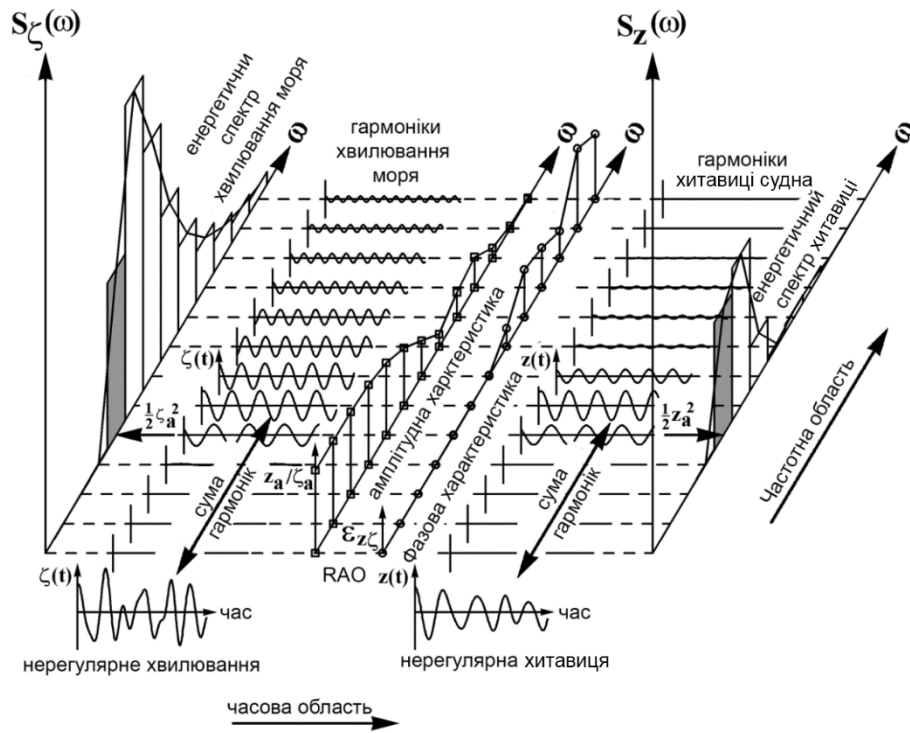


Рис. 2. Визначення хитавиці судна на нерегулярному хвилюванні

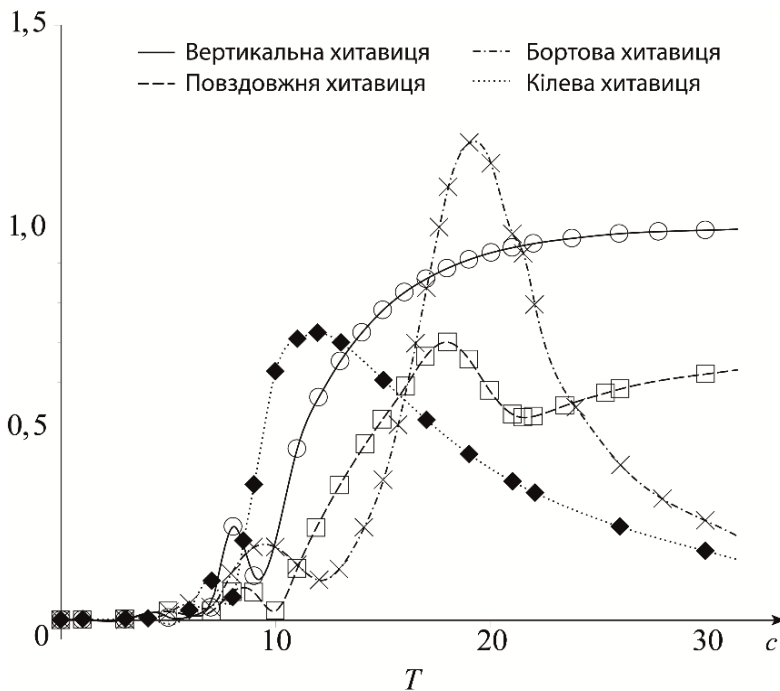


Рис. 3. RAO бурового судна West Navigator при куті набігання хвиль 45° [4]

За своєю природою RAO залежить від форми судна, його розмірів і навантаження, швидкості руху тощо. Тому використання RAO, як функції від багатьох змінних, в прикладних задачах є трудомістким, а іноді і неможливим. На практиці ж використовують залежності RAO, отримані в процесі натуральних експериментів над масштабованими моделями або в результаті постановки числового експерименту, для певних типових умов руху судна і його взаємодії із хвилюванням моря, а отримані значення подають у вигляді таблиць залежностей між частотою і значенням функції. Приклад розрахованих значень RAO для бурового судна West Navigator подано на рис. 3.

Даний метод є найбільш поширеним для моделювання хитавиці судна, однак у роботі [103] для визначення хитавиці пропонується розв'язувати систему лінійних диференціальних рівнянь за умови регулярного синусоїдального хвилювання. Перевагою запропонованої моделі є те, що при визначенні хитавиці враховують, окрім дії на судно гідродинамічних сил, також силову дію з боку водовіддільної колони і тросів системи позиціонування, однак отримана математична модель значно складніша і потребує багатьох додаткових даних.

Водовіддільна колона (райзер) Конструкція водовіддільної колони

Водовіддільна колона при бурінні свердловин на морі з'єднує гирло свердловини із палубою плавучої бурильної установки і виконує наступні функції:

- направлення бурильного інструменту в свердловину;
- забезпечення замкнутої циркуляції промивальної рідини;
- захист бурильної колони від негативних силових факторів навколишнього середовища;
- захист навколишнього середовища від забруднення продуктами буріння;
- забезпечення каналу управління гирловим обладнанням.

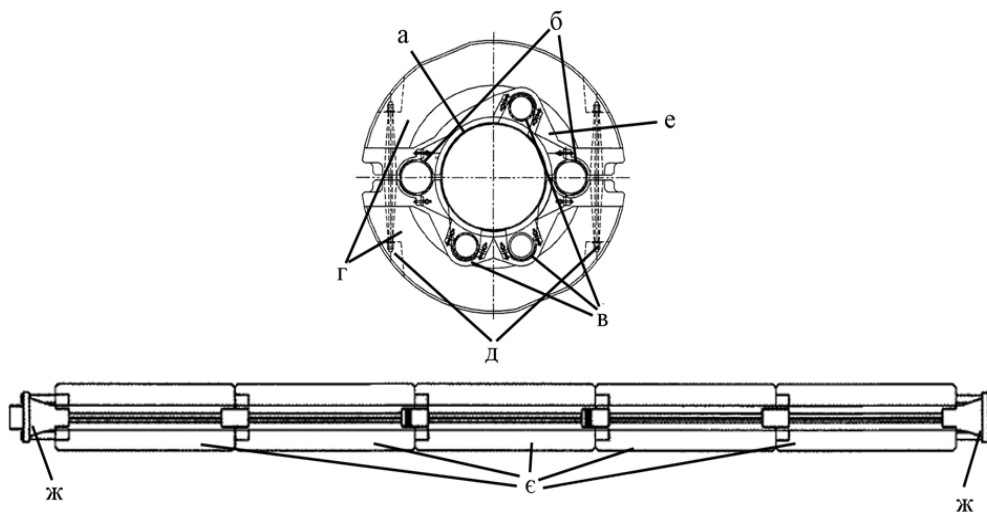
Конструктивно водовіддільна колона має вигляд стояка, що нараджується із секцій. Типова секція водовіддільної колони (рис. 4) складається із труби головного діаметру, по якій відбувається циркуляція промивальної рідини та направлення бурильної колони в свердловину, і прикріплених за допомогою хомутів до неї труб меншого діаметру, призначених для керування гирловим обладнанням і виконання технологічних завдань. Для уникнення критичних розривних зусиль в водовіддільних колонах великої довжини, до секцій кріплять поплавки, які компенсують 96-99% ваги у морській воді. Секції між собою з'єднують переважно муфтовим з'єднанням із кріпленням болтами, однак існують з'єднання, що забезпечують швидке монтування [81].

Матеріалом водовіддільної колони є корозостійкі сталі. Це спричинено їхньою помірною вартістю порівняно з іншими матеріалами. Однак існують колони для роботи на великих глибинах моря, виготов-

лені із сплавів алюмінію. Крім цього ведуться роботи з розробки колон із титанових сплавів [86].

Гирло свердловини складається із фундаментної плити, до якої кріпиться через муфтове з'єднання блок гирлового обладнання, що включає набір превенторів, гідроапаратуру керування, системи моніторингу і інше технологічне обладнання, яке з'єднується з нижнім сферичним шарніром і через кінцеву муфту-перехідник з водовіддільною колоною.

Основним конструктивним елементом, що впливає на динаміку роботи водовіддільної колони, є сферичний шарнір (рис. 3), який нівелює вплив негативних моментів, що виникають у водовіддільній колоні на гирлове обладнання. Різні конструкції водовіддільних колон допускають кут відхилення шарніру в межах $\pm 5-8^\circ$. Кінцева муфта-перехідник розташовується на останній секції водовіддільної колони і призначена для переведення ліній управління гирловим обладнанням в гнучкі шланги, щоб дати конструктивну можливість роботи нижнього сферичного шарніру.

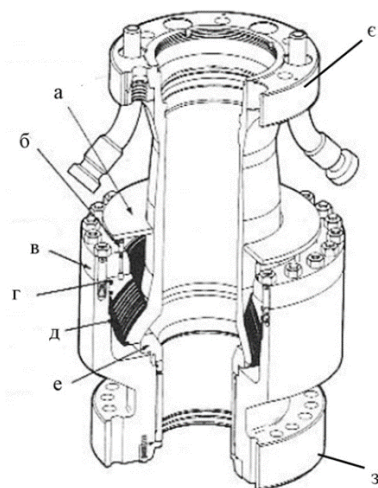


- а) труба головного діаметру; б) арматура нагнітання бурового розчину;
 в) арматура гідрокерування гирловим обладнанням і превенторами;
 г) елементи поплавка; д) шпилькове кріплення поплавків до водовіддільної колони; е) хомут, використовується для кріплення допоміжної арматури до основної труби; є) секції поплавків; ж) муфтове кріплення

Рис. 4. Типова секція водовіддільної колони [16].

Виробники пропонують різноманітні конструкції виконання гирлового обладнання і закінчення водовіддільної колони, однак в них присутні наступні елементи – група превенторів, система нагнітання бурового розчину, нижній сферичний шарнір і система швидкого від'єднання водовіддільної колони від свердловини.

Для запобігання негативного силового впливу, викликаного хитами вицею ПБУ, а також забезпечення замкненої циркуляції промивальної рідини застосовується наступний спосіб приєднання водовіддільної колони до ПБУ, що зображений на рис. 6. Основний принцип роботи системи полягає у забезпеченні сталого натягу верхнього кінця водовіддільної колони, що забезпечує натяжна система водовіддільної колони через натяжне кільце. Над натяжним кільцем розташовується телескопічна секція, що дає змогу нівелювати зміну відстані між палубою й гирлом свердловини і сферичний шарнір, що нівелює дію кільцевої та бортової хитами.



- а) гнучкий уретановий екран; б) проти обертів шпилька; в) водонепроникний фланець; г) нерухоме кільцеве ущільнення; д) гнучкий елемент; е) захисна втулка; з) кінцевий перехідник водовіддільної колони; з) фланець для кріплення секції до блоку гирлового обладнання

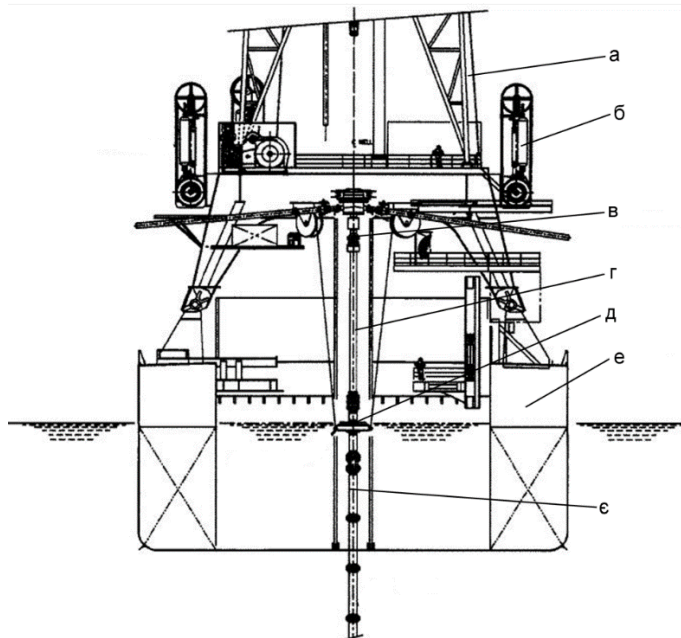
Рис. 5. Нижній сферичний шарнір водовіддільної колони.

Математична модель водовіддільної колони

На сьогоднішній день основним методом дослідження динаміки водовіддільної колони є побудова математичних моделей та їхній комп'ютерний аналіз. Це спричинено низкою факторів, зокрема великою вартістю даної системи, складністю проведення реального експерименту і обмеженими можливостями досліджень на масштабованих моделях, у процесі побудови яких неможливо врахувати низку важливих факторів, що діють на колону.

У переважній більшості оглянутих робіт водовіддільна колона моделювалась як довгий пустотілий натягнутий стрижень круглого перерізу з розподіленими параметрами по довжині. Існують моделі, де водовіддільна колона подається у вигляді абсолютно гнучкого тіла (нитки) круглого січення або у комбінованому вигляді: на кінцях, як стрижень, а основне тіло, як нитка [107]. Такий підхід використовується для

спрощення математичних розрахунків, однак фізична адекватність такої моделі є сумнівною. Використання інших фізичних моделей не зустрічалось, хоча в роботі [71] водовіддільна колона розглядається не круглого січення, а як система із трьох окремих труб, однак таке січення використовується тільки для визначення характеристик жорсткості перерізу водовіддільної колони, а при визначенні силового впливу моря колона приймалась круглого січення. В роботі [115] є посилання на статтю, де відмінність профілю від круглого січення (врахування впливу зовнішніх навісних допоміжних ліній) враховувалась у дослідженнях за допомогою додаткових інтегральних коефіцієнтів. Також існують праці де стрижень, який омивається потоком, є не круглого січення, а має «плавники» або спіральну поверхню для боротьби із зривом вихорів потоку омиваючої рідини. Однак такі дослідження зосереджено лише на вивченні питання зменшення поперечних вібрацій викликаних зривом вихорів а загальна задача динаміки колони не розглядається.



а) бурова вежа б) натяжний пристрій водовіддільної колони в) верхній сферичний шарнір г) телескопічна секція д) натяжне кільце е) бурове судно
е) водовіддільна колона

Рис. 6. Кріплення водовіддільної колони до палуби судна[16].

У більшості робіт вважається, що діаметр водовіддільних колон є незмінним по довжині, що дає змогу проводити розв'язок диференціального рівняння по всій довжині водовіддільної колони. Однак існують роботи, де враховуються секції із поплавками, а також непостійність поперечного січення водовіддільної колони, в результаті чого

модель водовіддільної колони представляється, як стрижень із кусково-сталіми параметрами [14, 55, 104].

В багатьох дослідженнях водовіддільна колона моделювалася за допомогою технічної теорії стрижнів (балка Бернуллі-Ейлера) виходячи із умови, що довжина водовіддільної колони і величина хвилі її вигину є значно більшими за розміри її поперечного перерізу вважається, що дана теорія дає достатньо точний результат.

Враховуючи вибір технічної теорії балок, математична модель водовіддільної колони, для дослідження поперечних коливань описується системою диференціальних рівнянь з частковими похідними, записаними на основі принципу д'Аламбера. Загальний вигляд математичної моделі водовіддільної колони для дослідження поперечних коливань є наступним:

$$EI \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^4} - \frac{\partial}{\partial x} \left(T(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) + m(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t), \quad (2)$$

де EI – жорсткість на згин; $T(x,t)$ – натяг водовіддільної колони; $m(x)$ – маса одиниці довжини водовіддільної колони; $f(x,t)$ – зовнішні зусилля, що діють на одиничний елемент водовіддільної колони; $u(x,t)$ – функція поперечного переміщення водовіддільної колони; x – координата довжини водовіддільної колони; t – час.

Зупинимось детальніше на граничних умовах за нормального режиму буріння. Нижній кінець водовіддільної колони у переважній більшості робіт представляють ідеальним шарніром з наступними граничними умовами:

$$u(0,t) = 0; \quad \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial x^2} = 0. \quad (3)$$

Однак в роботах [13, 86, 98] нижню граничну умову моделюють шарніром, в якому виникає момент опору руху, відповідно гранична умова набуває наступного вигляду:

$$u(0,t) = 0; \quad EI \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial x^2} = C_b \frac{\partial u(0,t)}{\partial x}, \quad (4)$$

де C_b – жорсткість на кручення нижньої шарнірної секції.

Верхню граничну умову моделюють шарніром з відомими переміщеннями:

$$u(L,t) = f(t); \quad \frac{\partial^2 u(L,t)}{\partial x^2} = 0. \quad (5)$$

Функцію $f(t)$ приймають у наступному вигляді:

$$f(t) = r + \sum_{i=1}^n a_i \sin(\omega_i t), \quad n = 1 \dots 3. \quad (6)$$

В роботі [111] верхня гранична умова визначається відомим кутом нахилу:

$$\frac{\partial u(L,t)}{\partial x} = \theta(t), \quad (7)$$

який вважався бортовою (кільовою) хитавицею ПБУ. Однак фізична адекватність такої умови для сучасних колон є сумнівною через наявність в їхніх конструкціях верхнього сферичного шарніру.

Окрім цього, існують роботи, де окрім поперечних коливань водовіддільної колони в одній площині, розглядаються також поздовжньо-поперечних коливання водовіддільної колони в одній площині [9, 17, 43], а також дослідження просторового руху водовіддільної колони [7].

При розгляді поздовжньо-поперечних коливань водовіддільної колони, проводять розв'язок наступної системи диференціальних рівнянь з частковими похідними:

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^4} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\varepsilon(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) + m(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} &= f_u(x,t); \\ -EA \frac{\partial \varepsilon(x,t)}{\partial x} + m(x) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} &= f_w(x,t); \quad \varepsilon(x,t) = \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right)^2, \end{aligned} \quad (8)$$

де $\varepsilon(x,t)$ – деформація; $f_i(x,t)$ – зовнішні зусилля що діють по осі i .

Враховуючи, що дана система рівнянь є нелінійною, дослідження поздовжньо-поперечних коливань не набули поширення, а в переважній більшості існуючих робіт автори замінюють нелінійний член деформації лінійним. Підходи для вирішення нелінійної постановки задачі можна знайти в роботах із досліджень механіки прискорених стрижнів, зокрема в [32, 43].

Меншого поширення набули дослідження водовіддільної колони, які ґрунтуються на варіаційних енергетичних методиках. Зокрема, даними методами досліджувалася водовіддільна колона в роботах [6, 7, 26, 42].

Зовнішні сили і моменти

В переважній більшості сили, що діють на колону проектують на орти, які пов'язані з віссю водовіддільної колони. Нижче наведено загальний аналіз зусиль, які накладалися на водовіддільну колону в оглянутих роботах. Слід зауважити, що в залежності від постановки задачі, автори досліджень нехтують багатьма із них.

Вага водовіддільної колони у воді

Вага водовіддільної колони у морській воді включає в себе векторну суму сил ваги і Архімеда, обчислюється за формулою:

$$\bar{w} = \bar{g} \left(m - \frac{\pi}{4} (\rho_w D^2 - \rho_F d^2) \right), \quad (9)$$

де \bar{g} – прискорення вільного падіння; m – маса одиниці довжини водовіддільної колони; ρ_w – густина морської води; ρ_F – густина бурового розчину; D – зовнішній діаметр водовіддільної колони; d – внутрішній діаметр водовіддільної колони.

В роботі [60] сила ваги колони представлялася як функція довжини колони, без її точного визначення. Це дало змогу більш точно описувати конструкцію складних водовіддільних колон, які мають в своїй будові секції із різними параметрами.

В оглянутих роботах зміною загальної ваги колони, внаслідок зміни довжини її зануреної частини, спричинену хвилюванням моря, нехтували. Цими зусиллями можна нехтувати при моделюванні довгих колон, однак для колон довжиною до 100 м даний силовий фактор є значним і ним нехтувати не можна [115].

Ефективний натяг водовіддільної колони

При розрахунку динаміки поперечних коливань водовіддільної колони проводять заміну значення натягу колони на, так званий, ефективний натяг. Він враховує, окрім сил натягу, прикладених до кінця водовіддільної колони ще й зусилля деформації, які виникають внаслідок дії навколишнього середовища на стінки колони. Хоча додаткове зусилля є незначним, воно призводить до істотних похибок в розрахунках, тому в сучасних дослідженнях його враховують [24, 45, 55, 68, 86, 91, 115]. В багатьох роботах для матеріалу стінки водовіддільної колони модуль Пуансона приймають рівним 0,5, а з врахуванням того, що водовіддільна колона моделюється пустотілим стержнем круглого січення, рівняння ефективного натягу записувалось наступним чином:

$$T_E = T + \frac{\pi g}{4} (x \rho_w D^2 - x_F \rho_F d^2), \quad (10)$$

де T – натяг водовіддільної колони; x – висота стовбура морської води в точці вимірювання натягу; x_F – висота стовбура бурового розчину в точці вимірювання натягу; ρ_w – густина морської води; ρ_F – густина промивальної рідини; D – зовнішній діаметр водовіддільної колони; d – внутрішній діаметр водовіддільної колони.

Однак модуль Пуансона 0,5 є завищеним для сталі (значення модуля Пуансона для сталей складає 0,3–0,38), тому в роботах [7, 22, 91] подається загальна формула для визначення додаткового осьового зусилля, що виникає внаслідок тиску рідини на стінки водовіддільної колони:

$$T_i = 2\nu(p_e A_e - p_i A_i), \quad (11)$$

де ν – коефіцієнт Пуансона; p_e, p_i – відповідно внутрішній і зовнішній тиск; A_e, A_i – відповідно площа внутрішнього і зовнішнього січення.

В програмному пакеті Orcasflex в модель включають ще елемент демпфування, який є важливим для дослідження динаміки зриву вихорів [115]. Результуюча формула для визначення ефективного натягу наступна:

$$T_E = T_W - \left(EA\varepsilon + (1 - 2\nu)(P_i A_i - P_j A_j) + \frac{EAe \frac{dL}{dt}}{L_0} \right), \quad (12)$$

де E – модуль Юнга; A – площа поперечного січення; ε – загальна середня осьова деформація:

$$\varepsilon = \frac{L - \lambda L_0}{\lambda L_0}, \quad (13)$$

де L – поточна довжина; λ – коефіцієнт розширення; L_0 – довжина в недеформованому стані; ν – коефіцієнт Пуансона; P_e, P_i – відповідно внутрішній і зовнішній тиск; A_e, A_i – відповідно площа внутрішнього і зовнішнього січення; e – коефіцієнт демпфування в осьовому напрямку, $\frac{dL}{dt}$ – швидкість збільшення довжини.

Значення густини морської води і промивальної рідини приймаються сталими величинами. Хоча густина морської води і змінюється з глибиною до 3% [115] та цією зміною нехтують.

Нормальна гідродинамічна сила

Для визначення нормальної гідродинамічної сили в дослідженнях використовують нелінійну, аналітично-емпіричну формулу Морісона, загальний вигляд якої наступний:

$$f(x, t) = C_M \frac{\rho_w \pi D^2}{4} \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} - C_A \frac{\rho_w g p D^2}{4} \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} + C_D \frac{\rho_w D}{2} \left(u(x, t) - \frac{\partial v(x, t)}{\partial t} \right) \left| u(x, t) - \frac{\partial v(x, t)}{\partial t} \right|, \quad (14)$$

де C_M – коефіцієнт інерційної складової; ρ_w – густина морської води; D – зовнішній діаметр водовіддільної колони; $u(x, t)$ – швидкість точки рідини потоку, що омиває водовіддільну колону. Визначається аналітично через обрану модель хвилювання моря і швидкісні градієнти течій; C_D – коефіцієнт опору.

На сьогоднішній день усталених рекомендацій, щодо вибору коефіцієнтів опору та інерції не існує. Питання щодо значень, природи походження даних коефіцієнтів, а також принципів їхнього розрахунку залишається відкритим, хоча ведуться інтенсивні роботи в цьому напрямку. З результатів стендових досліджень відомо, що дані коефіцієнти залежать від числа Рейнольда, числа Кьюлеган-Карпентера, форми тіла, яке омивається, шорсткості його поверхні, напрямку дії потоку на

тіло і багатьох інших факторів [73, 74, 75, 115, 116]. Хоча в стандартах з конструкцій морських споруд і присутні рекомендації щодо вибору даних коефіцієнтів, але вони носять лише рекомендаційний характер і рекомендується для важливих розрахунків проводити перевірку отриманих результатів в дослідних басейнах на імітаційних моделях.

В більшості оглянутих робіт дані коефіцієнти беруться сталими, а впливом їхньої зміни на значення гідростатичної сили нехтували заради спрощення математичних викладок. Так, коефіцієнт опору в більшості робіт є рівний $C_D = 0,6 - 1$, а коефіцієнт інерції – $C_M = 1,5 - 2,0$.

Однак в роботах [60, 91, 115] наголошується на тому, що дані коефіцієнти є функціями і для точності отриманих результатів це потрібно враховувати. Зокрема, для тонких довгих тіл (яким являється водовіддільна колона) рекомендується спочатку уточнювати значення коефіцієнту опору, так як він дає найбільший вклад при розрахунку зусиль, що виникають. Більш детально це питання описано в матеріалах з гідромеханіки. Зокрема великого визнання в зарубіжних роботах набули напрацювання Сарпкая. В роботі [73] наводяться наступні функції для виведення даних коефіцієнтів:

$$\begin{aligned} C_D &= C_D(\text{Re}, Kc, D); \\ C_M &= C_M(\text{Re}, Kc, D); \\ \beta &= \frac{\text{Re}}{Kc d} = \frac{\rho D^2}{\mu T}; \end{aligned} \quad (15)$$

$$C_D = \frac{3\pi^3}{2Kc} \left[(\pi\beta)^{-\frac{1}{2}} + (\pi\beta)^{-1} + O(\pi\beta)^{-\frac{3}{2}} \right];$$

$$C_M = 2 + 4(\pi\beta)^{-\frac{1}{2}} + O(\pi\beta)^{-\frac{3}{2}}.$$

Для випадків, коли число Кьюлеган-Карпентера набагато менше 1, формула набуває наступного вигляду:

$$C_D = \frac{3\pi^3}{2Kc} \left[(\pi\beta)^{-\frac{1}{2}} + (\pi\beta)^{-1} - \frac{1}{4}(\pi\beta)^{-\frac{3}{2}} \right]; \quad (16)$$

$$C_M = 2 + 4(\pi\beta)^{-\frac{1}{2}} + (\pi\beta)^{-\frac{3}{2}}.$$

Дані функції перевірено у роботі [74] експериментально. Отримані результати свідчать про достатню точність даних формул.

Наявних досліджень недостатньо для формування єдиного розуміння процесів, які відбуваються. Більшість існуючих робіт ґрунтуються на опрацюванні отриманих результатів дослідів і отримання відповідних емпіричних формул. Однак отримані результати різних авторів часто розходяться, тому на сьогоднішній день можна вважати, що є зрозумілою лише тенденція залежності коефіцієнтів від тих чи інших параметрів, а отримання точних залежностей є невирішеною задачею [115, 116].

Вибір значення коефіцієнта приєднаної маси морської води в більшості досліджень задається рівністю, яка забезпечує достатню точність для тіл круглого сичення:

$$C_M \equiv C_A + 1 \quad (17)$$

Лінеаризація нелінійного члену рівняння Морісона

Виходячи із того, що рівняння Морісона є нелінійним, в процесі розв'язку багато авторів приходять до лінеаризації нелінійного члену [13, 14, 19, 26, 48, 55, 60, 86, 98]. На сьогоднішній день існують декілька методів апроксимації нелінійного члену, детальний огляд існуючих моделей апроксимації наведено у роботах даної тематики [5, 18, 33, 47, 49, 82, 89].

Існуючі підходи до лінеаризації нелінійного члену рівняння Морісона значно відрізняються залежно від вибору методу дослідження водовіддільної колони в частотній або часовій області, а також вибору хвилювання моря (регулярного або нерегулярного) і присутності чи відсутності морської течії. Найбільшого поширення в роботах набув метод лінеаризації, вперше запропонований Борманом [11], побудований на основі методу «еквівалентної лінеаризації» Крилова і Боголюбова. В результаті апроксимації автор отримав наступну функцію лінеаризації:

$$F_D = C_D \frac{\rho_w D}{2} (u(x, t)) |u(x, t)| \approx \bar{C}_D \frac{\rho_w D}{2} u(x, t); \quad (18)$$

$$\bar{C}_D = \sqrt{\frac{8}{\pi}} C_D \sigma_u,$$

де σ_u – амплітуда синусоїди відносної швидкості рідини.

Схожі підходи до лінеаризації використовували інші автори, однак виходячи із різних характеристик розподілу Гаусса (для певних умов хвилювання), ними отримувалися різноманітні коефіцієнти лінеаризації. Графічне представлення лінеаризації нелінійного члена зображено на рис. 9.

Зокрема, даний метод лінеаризації використовується у роботах [13, 55, 91, 98], згадується у роботі [3].

В роботі [5] проводиться порівняння силового впливу, викликаного випадковим хвилюванням при розрахунку сил за формулою Морісона і методикою лінеаризації Бормана. Отриманий результат свідчить, що лінеаризація Бормана відчутно недооцінює силовий вплив у випадку коли швидкість є більшою за $\sqrt{\frac{8}{\pi}} \sigma_u$. Так, при значенні висоти хвилі більшої за $H = 2H_s$, де H_s – значуща висота хвилі, похибка визначення зусилля між рівнянням Морісона і за лінеаризацією Бормана складає 57%.

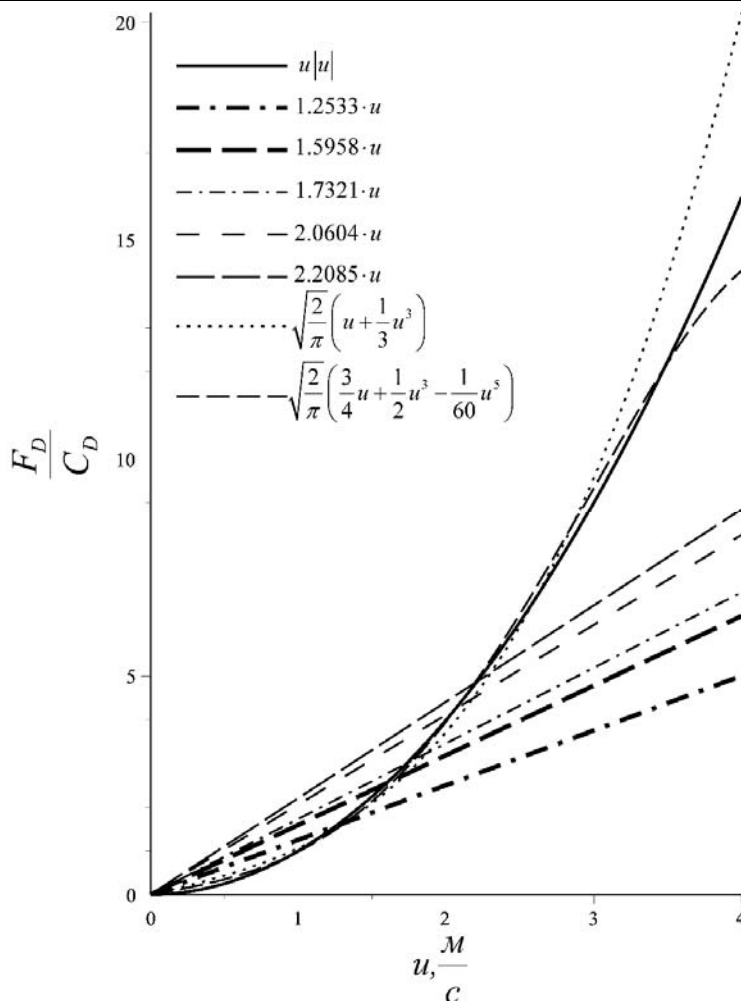


Рис. 7. Графічне представлення існуючих апроксимацій нелінійного члена рівняння Морісона $F_D = C_D u|u|$ [11, 56].

Виходячи із значної недооцінки зусиль, що виникають внаслідок лінеаризації Бормана у випадку значної переваги зусиль демпфування над силами інерції в рівнянні Морісона, Вольфрам у роботі [89] запропонував наступний метод лінеаризації, який застосовується для зменшення даного негативного явища:

$$F_D = C_D \frac{\rho_w D}{2} (u(x, t)) |u(x, t)| = K_D (u(x, t)) |u(x, t)| \approx \bar{K}_D u(x, t); \quad (19)$$

$$\bar{K}_D = K_D \sigma_u C^{(m)}(K),$$

де \bar{K}_D – приведений коефіцієнт лінеаризації; $C^{(m)}(K)$ – фактор лінеаризації, запропонований автором; K – безрозмірний параметр, який визначається за формулою:

$$K = \frac{K_D \sigma_u}{K_M \omega_{mv}}, \quad (20)$$

де ω_{mv} – середнє значення кутової швидкості.

В результаті запропонована модель, дає змогу проводити лінеаризацію виходячи із конкретних умов поставленої задачі, де коефіцієнт лінеаризації залежить від співвідношення між інерційною і опірною складовою рівняння Морісона. В роботі [33] розглянуто лінеаризацію нелінійного члена удосконаленого рівняння Морісона окремо по членах з урахуванням впливу течії, виходячи із розкладання нелінійного члену у степеневі ряди. В результаті отримано наступне рівняння апроксимації:

$$(u(t) - v(t))|u(t) - v(t)| \approx b_0 + b_1 \cdot u(t) - c_0 \cdot v(t), \quad (21)$$

де $u(t)$ - сумарне значення швидкостей точки рідини, викликане хвилюванням моря і морською течією; $v(t)$ - поперечна швидкість переміщення елемента водовіддільної колони; b_0, b_1, c_0 - коефіцієнти лінеаризації, визначення яких наведено в роботі.

Широкого застосування набули методики лінеаризації, запропоновані в класичній роботі Кроліковського і Гея [47]. В даній роботі розглянуто підходи до лінеаризації нелінійного члену рівняння Морісона для чотирьох умов дослідження водовіддільної колони в частотній області – регулярного хвилювання моря, регулярного хвилювання моря з урахуванням морської течії, нерегулярного хвилювання моря, що піддається нормальному розподілу, і нерегулярного хвилювання моря з урахуванням дії течії. Метод, запропонований авторами, побудовано на основі статистичних методів і методу гармонійного балансу:

$$F_D \approx \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot D \cdot C_D \cdot B_2 \cdot u_c + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot D \cdot C_D \cdot B_1 \cdot r(t);$$

$$B_1 = \left[4 \cdot \sigma_u \cdot \varphi\left(\frac{u_c}{\sigma_u}\right) + 4 \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{u_c}{\sigma_u}\right) \right];$$

$$B_2 = \left[2 \cdot \sigma_u \cdot \varphi\left(\frac{u_c}{\sigma_u}\right) + u_c \left(1 + \left(\frac{\sigma_u}{u_c}\right)^2 \right) \right] \left[2 \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{u_c}{\sigma_u}\right) - 1 \right]; \quad (22)$$

$$\sigma_u = \sqrt{\sum_{i=1}^n (j\omega_i y_i - u_c)^2};$$

$$\varphi(v) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{v^2}{2}\right); \quad \operatorname{erf}(v) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^v \exp\left(-\frac{u^2}{2}\right) du.$$

З наведених у роботі порівнянь можна зробити висновок, що запропонована модель апроксимації дає набагато кращі результати в порівнянні із моделлю Бормана. Така модель використовувалася при розрахунках в роботі [86].

Деякі дослідники проводять пошук нових способів апроксимації, так, в роботі [19] розвивається методика квазістатичного приближення. А в роботі [60] для побудови моделі використовується апарат ідентифікації системи.

Хвилювання моря

За своєю природою хвилювання моря є складним гідродинамічним процесом, який являє собою накладання великої кількості хвиль різної природи походження, що відрізняються частотою, амплітудою, енергією і напрямком дії. Моделювання такої поверхні моря потребує значних математичних викладок, реалізація яких в прикладних задачах є недоцільною або неможливою. Тому на сьогоднішній день розроблена значна кількість теорії хвилювання моря, які дають змогу спростити математичну модель хвилювання, що б дало змогу використовувати її у прикладних задачах. Модель типової хвилі із основними параметрами зображена на рис. 8.

Профіль хвилювання моря $\eta(x,t)$ знаходиться відносно системи координат x, z , що пов'язана із рівнем спокійного моря, із напрямком осей, так як це зображено на рисунку. Глибина моря є величиною між рівнем спокійного моря і дном моря та позначається літерою d . Серед основних параметрів гармонічної хвилі є її довжина – L і висота H . Значення швидкості певної окремої точки рідини визначається двома векторами, напрямки яких пов'язані із системою координат x, z .

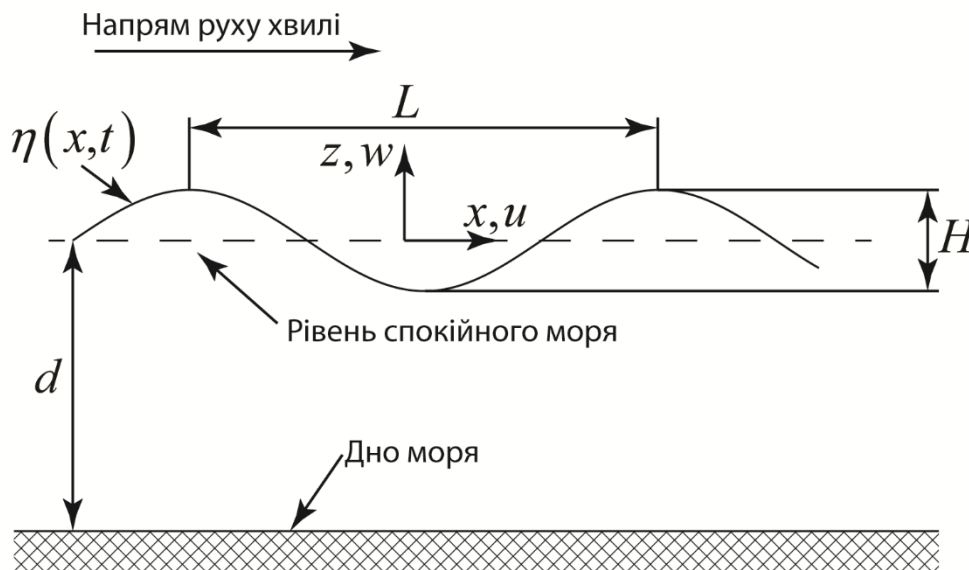


Рис. 8. Параметри типової гармонічної хвилі

На даний час розроблено низку підходів щодо представлення хвилювання моря, які можна поділити на три напрямки: статистичний, спектральний і гідромеханічний. Гідромеханічний напрямок є найбільш розвиненим. Теорії хвилювання моря, розроблені в даному напрямку дають змогу аналітично задавати швидкості і пришвидшення будь-якої точки рідини в процесі хвилювання, що є необхідним для визначення гідродинамічного зусилля згідно формули Морісона (14). Найбільшого поширення в наукових працях при моделюванні стану поверхні океану набула лінійна теорія Ейрі. В ній передбачається, що частинки рідини здійснюють колові обертання, причому радіус цих кіл зменшується з глибиною. Математична викладка даної теорії наступна:

профіль хвилі –

$$\eta = A \cos(kx - \omega t); \quad (23)$$

горизонтальна швидкість точки –

$$u = \frac{2\pi A}{T} \frac{\cosh k(z+d)}{\sinh kd} \cos(kx - \omega t); \quad (24)$$

вертикальна швидкість точки –

$$w = \frac{2\pi A}{T} \frac{\cosh k(z+d)}{\sinh kd} \sin(kx - \omega t); \quad (25)$$

горизонтальне пришвидшення точки –

$$\frac{du}{dt} = \frac{4\pi^2 A}{T^2} \frac{\cosh k(z+d)}{\sinh kd} \sin(kx - \omega t); \quad (26)$$

вертикальне пришвидшення точки –

$$\frac{dw}{dt} = -\frac{4\pi^2 A}{T^2} \frac{\sinh k(z+d)}{\sinh kd} \cos(kx - \omega t); \quad (27)$$

швидкість хвилі –

$$c = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh kd}; \quad (28)$$

де A – амплітуда хвилі; k – хвильове число; T – період хвилі; z – координата точки; d – глибина моря; ω – частота хвилі; x – координата точки.

В багатьох роботах для полегшення математичних викладок вводять припущення. Так, для глибокої води приймають, що:

$$\tanh kd \approx 1, \quad (29)$$

а для мілководдя:

$$\tanh(kd) \approx kd. \quad (30)$$

Теорія Ейрі занижує значення горизонтальних швидкостей точок на поверхні моря, тому для дослідження гідродинамічного впливу на довгі морські споруди рекомендується використовувати нелінійну теорію Стокса другого або вище порядку.

Математична викладка теорії Стокса другого порядку наступна:

профіль хвилі –

$$\eta = \frac{H}{2} \cos(kx - \omega t) + \frac{H^2 \pi}{8\lambda} \frac{\cosh kd}{\sin^3 kd} [2 + \cosh(2kd)] \cos[2(kx - \omega t)]; \quad (31)$$

горизонтальна складова швидкості точки хвилі –

$$u = \frac{H\pi}{T} \frac{\cosh k(z+d)}{\sinh kd} \cos(kx - \omega t) + \frac{3H^2 \pi^2}{4T\lambda} \frac{\cosh k(z+d)}{\sinh^4 kd} \cos[2(kx - \omega t)]; \quad (32)$$

вертикальна складова швидкості точки хвилі –

$$w = \frac{H\pi}{T} \frac{\sinh k(z+d)}{\sinh kd} \sin(kx - \omega t) + \frac{3H^2 \pi^2}{4T\lambda} \frac{\sinh 2k(z+d)}{\sinh^4 kd} \sin[2(kx - \omega t)]; \quad (33)$$

горизонтальна складова пришвидшення точки хвилі –

$$\dot{u} = \frac{2H\pi^2}{T^2} \frac{\cosh k(z+d)}{\sinh kd} \sin(kx - \omega t) + \frac{3H^2 \pi^3}{T^2 \lambda} \frac{\cosh 2k(z+d)}{\sinh^4 kd} \sin[2(kx - \omega t)]; \quad (34)$$

вертикальна складова пришвидшення точки хвилі –

$$\begin{aligned} \dot{w} = & -\frac{2H\pi^2}{T^2} \frac{\sinh k(z+d)}{\sinh kd} \cos(kx - \omega t) - \\ & -\frac{3H^2 \pi^3}{T^2 \lambda} \frac{\sinh 2k(z+d)}{\sinh^4 kd} \cos[2(kx - \omega t)]; \end{aligned} \quad (35)$$

швидкість хвилі –

$$c = \left(\frac{g}{k} \tanh kd \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (36)$$

В теорії Стокса перший доданок є доданком лінійної теорії хвилювання Ейрі, інші нелінійні доданки характеризують фізичні властивості реальної рідини, так звану «течію Стокса». Різниця між швидкостями точок біля поверхні океану за лінійною теорією і теорією Стокса другого порядку може сягати до 37% [116], що є вагомим показником при дослідженнях силового впливу на морські споруди. Однак, з глибиною додаткові доданки швидко зменшуються, що дає можливість нехтувати ними на значних глибинах моря.

Окрім використання гідромеханічних теорій опису хвилювання моря, для дослідження часто використовують нерегулярне хвилювання моря, яке отримується на основі розкладання енергетичних спектрів хвилювання. Такий підхід дає змогу моделювати поверхню моря наближену до реального стану, а також отримати взаємозв'язок між поривами вітру і хвилюванням моря. Однак з такою методикою пов'язані труднощі у визначенні швидкостей і пришвидшень точок, що належать рідині. Отримання профілю хвилі, а також значень швидкостей і прискорень точок рідини здійснюється шляхом дискретного розкладання спектру згідно лінійної теорії хвилювання моря. В результаті знаходження розподілу швидкостей і пришвидшень точок рідини моря

відбувається шляхом підсумовування отриманих результатів для кожної точки усіх гармонік. Складність даного методу полягає в тому, що отримання значень швидкостей і прискорень є можливим тільки при використанні чисельних методів, оскільки потрібні значні обчислювальні можливості.

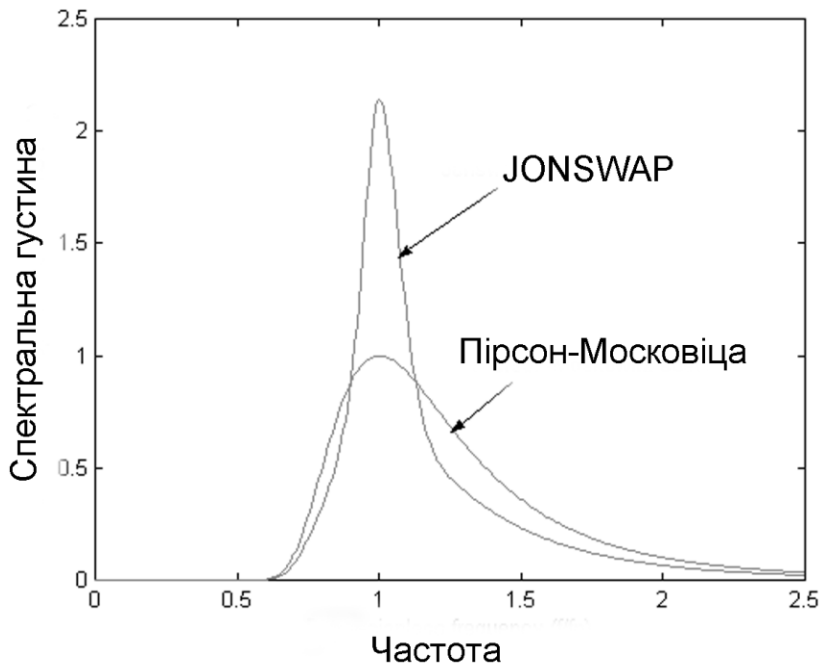


Рис. 9. Порівняння основних хвильових енергетичних спектрів

Найбільшого поширення серед спектрів опису поверхні моря набули спектри Пірсона-Московіца і JONSWAP (рис. 9). Спектри інших дослідників при дослідженні динаміки водовіддільної колони не використовувалися, однак в роботі [116] проводиться детальний аналіз 13 спектрів і відмінність між ними. Спектр Пірсона-Московіца описується наступним рівнянням:

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{\alpha g^2}{\omega^5} \exp \left[-\beta \left(\frac{g}{\omega W} \right)^4 \right]; \quad (37)$$

$$\alpha = 4\pi^3 \left(\frac{H_S}{gT_0^2} \right)^2; \quad \beta = 16\pi^3 \left(\frac{W}{gT_0} \right)^4,$$

де $T_0 = \frac{2\pi}{g\omega}$ – середній період хвиль; $H_S = 1.6\bar{h}$ – значуща висота хвилі;

W – розрахункова швидкість вітру.

Спектр JONSWAP:

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{ag^2}{\omega^5} \exp\left(-\beta\left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)\right) \gamma^{\alpha}; \quad \alpha = \exp\left(-\frac{(\omega - \omega_p)^2}{2\omega_p^2\sigma^2}\right); \quad (38)$$

$$\sigma = \begin{cases} 0,07 & \text{при } \omega \leq \omega_p; \\ 0,09 & \text{при } \omega > \omega_p; \end{cases} \quad \beta = \frac{5}{4},$$

де α – константа залежності швидкості вітру від довжини вибірки:

$$\alpha = 0,033 \left(\frac{\omega_p U_W}{g}\right)^{\frac{2}{3}}. \quad (39)$$

Для Північного моря α рівне 0,0081 – 0,01, U_W – швидкість вітру на висоті 10 м над поверхнею моря, ω – частота хвилі, ω_p – пікова частота хвилі (для Північного моря в середньому рівна 0,5):

$$\omega_p = 2.84g^{0.7} L_F^{-0.3} U_W^{-0.4}, \quad (40)$$

L_F – довжина вибірки.

В дослідженнях хвильового навантаження в переважній більшості розглядається хвилювання моря, викликане вітром і брижі. Інші види хвилювання або відкидалися через їхню рідкість (сейсмічні, цунамі тощо), або вважалися сталими у часі і моделювалися, як течії, оскільки їхня зміна у часі є довготривалою у порівнянні із частотою коливань водовіддільної колони.

Морські течії

Морські течії в математичних моделях представляються у вигляді градієнтів швидкостей їхніх точок, які змінюються із глибиною. Таке формулювання дає змогу вираховувати силовий вплив, який вони чинять на водовіддільну колону. Однак, в переважній більшості робіт течії представляються теоретичними моделями градієнтів, які мають доволі спрощену математичну викладку. Значення реальних швидкостей течії потребує додаткового вивчення району буріння. На сьогоднішній день існує багато робіт з дослідження зміни швидкості течій з глибиною, однак через об'ємність задачі дане питання є ще недостатньо вивченим. Серед оглянутих робіт найбільш детально існуючі моделі градієнтів течій представлені в роботі [70], де розглянуто реальні течії в Мексиканській затоці і Північному морі.

Більш детальне вивчення морських течій можна знайти в роботах з океанології, проте, виходячи із їхньої сезонності і залежності від кліматичних умов, отримання точного градієнту зміни швидкості і напрямку потоку від глибини моря на основі прогнозування неможливо.

Морські течії в основному представляють як потік, який діє в одній площині, градієнтом у вигляді лінійних або кусково-лінійних функцій, що полегшує математичні розрахунки. Окрім цього, за допомогою морських течій описують морські хвилі, які є тривалими у часі. Так, за

допомогою лінійного градієнту в роботі [69] моделювався приплив. В роботах [18] і [33] градієнт швидкості течії, яким описували приплив, представляється у вигляді степеневі функції:

$$u_c(x) = U_c \left(1 + \frac{x}{H} \right)^{\frac{1}{7}}. \quad (41)$$

Силовий вплив промивальної рідини, що рухається водовіддільною колоною

Внаслідок руху промивальної рідини в замкнутому просторі на водовіддільну колону діють силові навантаження у вигляді сил тертя та інерції промивальної рідини. Достатньо точно дане питання розглядається у роботах з динаміки шлангів і труб, [63, 112], а також в роботах з динаміки колон глибоководного видобутку корисних копалин [48], де дані силові фактори мають важливий вплив.

В роботі [63] при виведенні закону руху трубопроводу, що постачає рідину, інерційна складова від рідини, що протікає в трубі записується наступним виразом:

$$f_f = \rho_f A_i \left(\frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x \partial t} + U^2 \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} + \frac{dU}{dt} \frac{\partial v(x,t)}{\partial x} \right), \quad (42)$$

де $v(x,t)$ – поперечне переміщення трубопроводу в січenni x в момент часу t ; U – швидкість протікання рідини в трубопроводі; ρ_f – маса рідини в одиниці довжини трубопроводу; A_i – площа поперечного січення отвору трубопроводу.

Однак, враховуючи те, що швидкість протікання промивальної рідини у водовіддільній колоні можна вважати сталою, останнім доданком нехтують в усіх оглянутих роботах.

В результаті зусилля визначаються за наступною формулою:

$$f_f = \rho_f A_i \left(V^2 \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - 2V \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} \right), \quad (43)$$

де ρ_f – густина промивальної рідини; A_i – площа порожнини, через яку здійснюється помпування промивальної рідини; V – швидкість руху промивальної рідини у водовіддільній колоні; $v(x,t)$ – функція поперечного переміщення водовіддільної колони.

Такий математичний опис силового впливу від промивальної рідини при дослідженні динаміки водовіддільної колони зустрічався в роботах [48, 98]. В переважній більшості робіт з динаміки водовіддільної колони також нехтують доданком, який відповідає за силу, викликану пришвидшенням Кориоліса, а в деяких роботах нехтують ще й доданками від доцентрового пришвидшення припускаючи, що їхній вплив незначний. В результаті останню компоненту об'єднують із

масою водовіддільної колони і представляють її як єдину віртуальну масу одиниці довжини водовіддільної колони.

Сили тертя, що виникають внаслідок руху промивальної рідини водовіддільною колоною.

Через розгляд в багатьох роботах лише поперечних коливань водовіддільної колони даними зусиллями нехтували. А дослідження більш складніших просторових чи поздовжньо-поперечних коливань здійснюється на моделях типу «стрижень в потоці рідини», де наявність промивальної рідини нехтують. В роботі [98] проводилась побудова математичної моделі поздовжньо-поперечних коливань трубки, враховуючи рідину, що протікає в ній, однак сили тертя промивальної рідини до водовіддільної колони не враховували. В огляді [115] силовий фактор, який описує дію сили тертя промивальної рідини по стінках водовіддільної колони, описують наступною математичною викладкою:

$$f_{f\tau} = \frac{\pi}{2} C_f \rho_f D_i \left(V - \frac{\partial q(x, t)}{\partial t} \right) \left| V - \frac{\partial q(x, t)}{\partial t} \right|, \quad (44)$$

де C_f – коефіцієнт сил тертя промивальної рідини по стінках водовіддільної колони; ρ_f – густина промивальної рідини; D_i – внутрішній діаметр водовіддільної колони; V – швидкість промивальної рідини у водовіддільній колоні; $q(x, t)$ – осьове (поздовжнє) переміщення перерізу x водовіддільної колони в момент часу t .

Дана формула також використовувалась в роботі [85] для моделювання впливу промивальної рідини на бурильну колоною.

В роботах щодо динаміки бурильних колон, а також шлангів, автори для спрощення розрахунків часто замінюють даний член на його лінійний еквівалент:

$$f_{f\tau} = k_f \left(V - \frac{\partial q(x, t)}{\partial t} \right). \quad (45)$$

де k_f – приведений коефіцієнт тертя.

Висновки

Моделювання водовіддільних колон активно розвивається і є актуальним, оскільки розбіжність між теоретичними розрахунками і фактичними даними є високою і може сягати 30% [115]. Проектування колон відбувається за методиками, описаними в галузевих стандартах (ANSI і DNV). Зокрема, перевіряється конструкція водовіддільної колони на критичні параметри: зрізні зусилля, що виникають в перерізах колони, на втомну міцність, розрахунок довговічності. Однак запропоновані підходи не дають можливості достатньо точно оцінити роботу водовіддільної колони в часовому відрізьку.

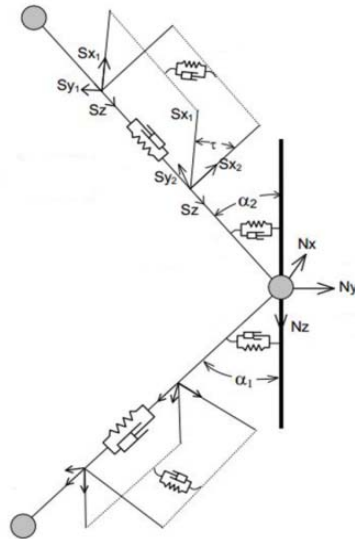


Рис. 10. Кінцевий елемент для моделювання роботи водовіддільної колони в середовищі Orcaflex

Вивчення режиму роботи водовіддільної колони пов'язано із складністю математичних моделей, врахуванням в системі багатьох факторів і наявністю нелінійних членів. При розв'язанні математичної моделі водовіддільної колони багато авторів намагаються замінити нелінійний член рівняння Морісона, що містить знак модуля його еквівалентом, а отримані рівняння з частинними похідними апроксимувати в систему звичайних диференціальних рівнянь, які в подальшому розв'язуються чисельними методами. Серед оглянутих робіт для розв'язування використовувались метод кінцевих елементів, метод кінцевих різниць, апроксимація Гальоркіна-Канторовича, з подальшим розв'язуванням системи звичайних диференціальних рівнянь методами групи Рунге-Кутти або методом кінцевих різниць.

На сьогоднішній день виявлено тенденцію поступового переходу досліджень водовіддільної колони у спеціалізовані програмні продукти, які використовують чисельні методи розрахунку. Уже розроблено програми віртуального моделювання роботи водовіддільних колон, побудовані на методах кінцево-елементної апроксимації. Це, зокрема, програмні комплекси Deeplines, Flexcom, Riflex, Riserdyn і OrcaFlex. Дослідження методом кінцевих елементів роботи водовіддільних колон проводять із використанням універсальні системи САЕ – Abaqus і Ansys.

Хоча з розвитком комп'ютерної техніки і чисельних методів рішення задач питання обчислювальної складності уже не стоїть так гостро, перешкодою для отримання точної моделі водовіддільної колони залишається неможливість точного математичного опису багатьох факторів, що діють на неї. Це зокрема визначення коефіцієнтів інерції і

опору в залежності від параметрів набігаючого потоку і форми обтікаючого тіла, розвиток теорії виникнення поперечних зусиль внаслідок зриву вихорів, розробка загальної теорії поздовжньо-поперечних просторових коливань водовіддільної колони, дослідження впливу бурильної колони на динаміку водовіддільної колони, тощо. Вирішення даних проблем дасть можливість проводити більш детальні дослідження динаміки водовіддільної колони, що, в свою чергу, дасть змогу оптимізувати існуючі і розробити нові конструкції колон, які матимуть кращі робочі параметри.

Компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони.

Натяжний пристрій водовіддільної колони

Конструкції компенсаторів вертикальних переміщень бурильної колони

Компенсатор вертикальних переміщень є гнучкою ланкою між плавучою буровою установкою і бурильною колоною. Використання компенсатора вертикальних переміщень в сукупності із динамічною системою позиціонування дає змогу проводити бурові роботи при шестибальному штормі, що значно розширило область можливого застосування ПБУ, і зменшило втрати, спричинені перебуванням ПБУ в штормових відстійниках[90].

Існуючі конструкції КВПБК за конструктивними особливостями можна розділити на наступні групи:

- КВПБК, які діють за принципом зміни довжини талевого канату. Конструктивно виконуються у вигляді лебідок, керування якими здійснюється за допомогою гідродвигунів або крокових двигунів;

- КВПБК, які встановлюються між гаком і талевою системою (КВП лінійного типу), що діють за принципом зміни довжини між точками закріплення від зміни сили розтягу, яка діє на них;

- КВПБК підкронблочного типу, принцип роботи ґрунтується на переміщенні каретки з кронблоком, напрямними, рух по яких, залежить від зусилля, що діє на каретку.

Перша група при бурінні практично не застосовується, оскільки потребує значних енергетичних витрат. Інші схеми набули широкого поширення на плавучих бурових установках. Це зумовлено тим, що кожна із даних схем має свої недоліки і переваги, тому вибір в конструктивному виконанні КВПБК залежить від проектних умов його використання.

До переваг КВПБК лінійного типу можна віднести:

- компактність, можливість швидкої заміни і обслуговування в похідних умовах;

- забезпечення збігу лінії компенсування із віссю бурильної колони.

Однак вони мають наступні недоліки:

- загромождають периметр бурової вежі шлангами і кабелями управління;

- потребують вищої бурової вежі, яка б враховувала максимальну довжину КВПБК (для сучасних КВПБК це значення складає 10-12 м);
- створюють додаткове навантаження на талеву систему;
- оптимальна конструкція КВПБК передбачає, що робочими камерами є штокові, що впливає на масо-габаритні показники КВПБК. Хоча зараз й існують конструкції, які позбавлені даного недоліку, однак таке рішення досягається за допомогою ускладнення конструкції, що збільшує ремонтну складність.

У зв'язку із конструктивними особливостями КВПБК лінійного типу, вони є обмеженими у масо-габаритних показниках, а, відповідно, і у максимальній робочій вазі на гаку. Це обмежує область їхнього застосування і в даний час вони переважно застосовуються при бурінні розвідувальних і наукових свердловин.

На сьогоднішній день основними КВПБК для суден, що проводять промислове буріння в умовах глибокого моря є КВПБК підкронблочного типу

До переваг даних КВПБК можна віднести:

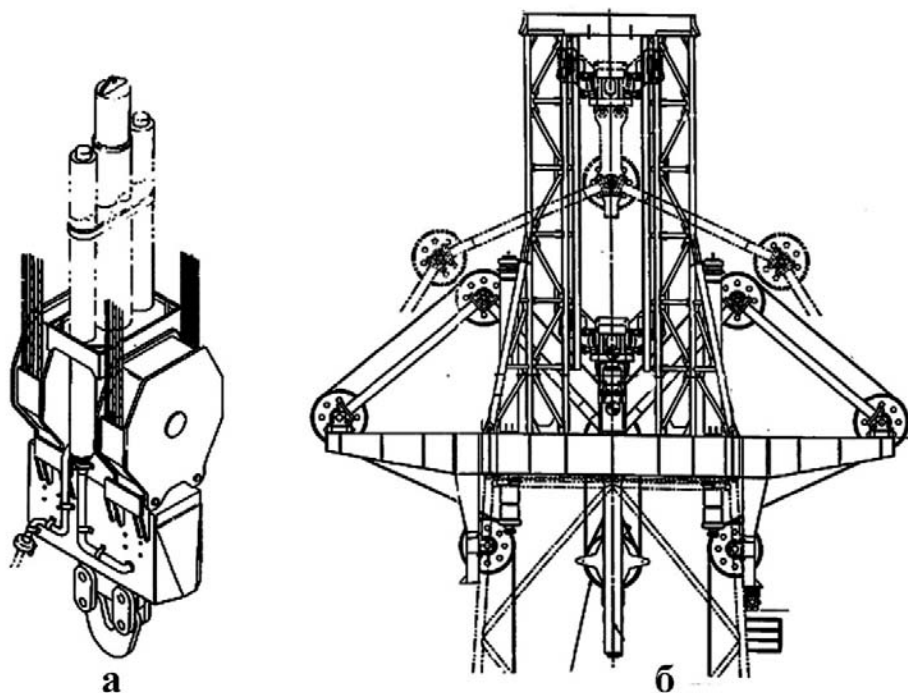
- доступність елементів КВПБК для діагностики і обслуговування під час роботи;
- можливість витримувати значні навантаження;
- відсутність додаткового навантаження на талеву систему, спричинену КВПБК.

До недоліків КВПБК даного типу можна віднести:

- виходячи із розташування КВПБК, вимоги до жорсткості бурової вежі збільшуються;
- складна конструкція;
- підвищення центру ваги ПБУ, що впливає на її морехідні характеристики.

Окрім цього, КВПБК поділяються за принципом роботи на компенсатори із пасивним, активним і гібридним режимами роботи. КВПБК пасивної дії працюють за принципом пневматичної подушки. Основним силовим елементом даного компенсатора є гідроциліндр (-и) і гідропневматичний акумулятор, які забезпечують стале зусилля на гаку. Використання гідроциліндра зумовлено його малими масо-габаритними показниками, вимогами до ущільнення поршня, можливість припинення роботи КВПБК шляхом перекидання поступлення рідини в камеру гідроциліндра.

Для забезпечення поглинання енергії від коливань використовують гідропневматичні акумулятори поршневого типу. Так як об'єм газової камери для забезпечення прийнятної роботи компенсатора є значним, акумулятор приєднується до системи із балонами стисненого газу. Затребуваний об'єм балонів визначають шляхом розрахунків між допустимою зміною тиску в пневмосистемі і ціною виготовлення та обслуговування балонів.



а) лінійного типу; б) підкронблочного типу

Рис. 11. Компенсатор вертикальних переміщень бурової колони

Слід зауважити, що даний тип КПВБК має невисоку точність компенсації коливань, яка становить приблизно 90% [3, 90]. Це спричинено обмеженим об'ємом газового резервуару і появою в системі таких негативних факторів, як тертя в поршнях акумулятора і гідроциліндра, опору в гідро- і пневмоарматурі тощо.

Альтернативним конструктивним рішенням є КВПБК активної дії. В ньому підведення рідини в порожнини гідроциліндра регулюється насосом, яким керує автоматизована система. Система на основі отриманих даних від давачів і розробленої математичної моделі управління визначає потрібне положення поршня для компенсування хитавиці плавучої бурової установки. Даний вид компенсаторів є найбільш точним, оскільки дозволяє врахувати в процесі компенсації більшість факторів, які діють на ПБУ і бурильну колону, а також враховувати режими роботи гідронасоса і гідроциліндра. Теоретичні розрахунки свідчать, що можна досягти похибки компенсування порядку 0,5% [3, 90]. Однак такий КВПБК є енергозатратним, оскільки необхідна безперервна робота насоса, а, враховуючи зусилля, що мають місце на гаку, його потужність є значною.

В результаті було створено КВПБК з гібридним режимом роботи, який поєднує в собі кращі елементи двох попередніх систем. В гібридних КВПБК основне зусилля на гаку підтримується за допомогою «пасивної»

системи, а похибки, які виникають в «пасивній» системі нівелюються «активною» системою, яка прикладає додаткові навантаження для покращення точності компенсування. На даний час існують два конструктивних підходи для побудови КВПБК гібридного режиму роботи, – це конструкції, де прикладення додаткових зусиль відбувається безпосередньо до рами з гаком компенсатора, або конструкції, де компенсуюче зусилля передається через зміну тиску робочої рідини шляхом прикладення додаткового зусилля до поршня акумулятора. На сьогоднішній день компенсатори даного виду набули найбільшого поширення.

Активні роботи щодо оптимізації конструкції КВПБК, зменшення затрат на його виробництво і обслуговування призвели до розробки нових конструктивних рішень, серед яких варто відмітити компенсатор із похилими гідроциліндрами.

В процесі роботи кут між віссю штоків гідроциліндрів і віссю бурильної колони змінюється, що дає змогу змінювати зусилля утримування бурильної колони, яку розвивають гідроциліндри в залежності від положення каретки. Така конструкція використовується для зменшення об'єму пневмосистеми, так як збільшення тиску в системі (поршень гідроциліндра втягується) призводить до збільшення зусилля на штоку, яке нівелюється кутом нахилу гідроциліндра.



Рис. 12. Конструкція компенсатора з похилими гідроциліндрами (Aker Solutions)

Конструкція натяжних пристроїв водовіддільної колони

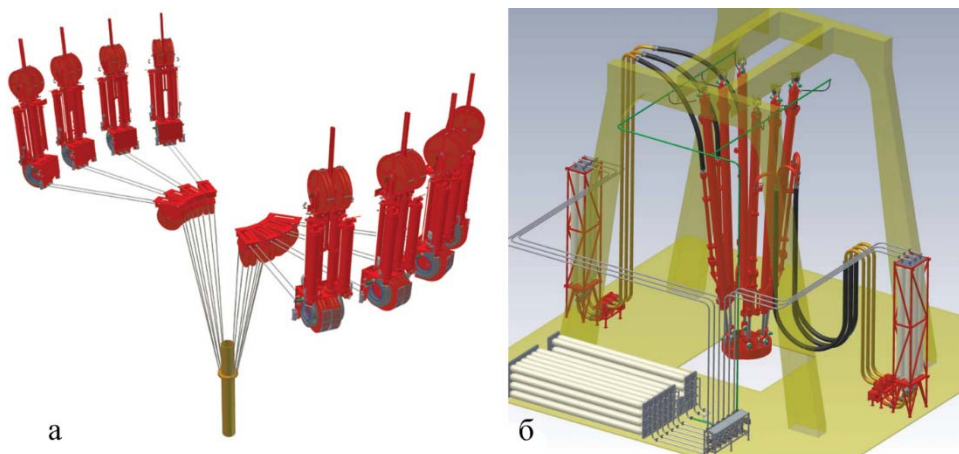
Натяжна система водовіддільної колони (НСВК) є однією із ланок, яка забезпечує з'єднання водовіддільної колони із палубою плавучої бурової установки. Основним конструкторським призначенням НСВК є забезпечення сталого зусилля натягу водовіддільної колони, яке не залежить від інших факторів (параметрів хитавиці ПБУ, просторового положення кінця водовіддільної колони і палуби судна тощо).

За конструкцією натяжні системи водовіддільної колони поділяють на два типи:

- натяжна система водовіддільної колони безпосередньої дії;
- натяжна система водовіддільної колони канатного типу.

НСВК безпосередньої дії складається із набору гідроциліндрів, які шарнірно закріплені до палуби. Даний вид НСВК є доволі компактний, складається із меншої кількості конструктивних деталей, однак через конструктивне виконання має наступні недоліки:

- хід поршня гідроциліндра повинен бути на всю довжину компенсування, що значно підвищує вартість його виготовлення і обслуговування;
- робочою камерою гідроциліндрів є штокова порожнина, що зменшує ефективну площу поршня і вимагає використання гідроциліндрів більшого діаметра;
- під час роботи виникає поперечна сила, яка є небажаною для гідроциліндрів;
- до циліндрів ставлять додаткові масо-габаритні вимоги.



а) НСВК канатного типу; б) НСВК безпосередньої дії

Рис. 13. Типові конструкції натяжних систем водовіддільної колони

Цих недоліків позбавлені НСВК канатного типу. Використання натяжних тросів дозволило винести натяжні конструкції на палубу корабля, де до них вже не ставляться жорсткі конструктивні вимоги. Це

дає можливість вносити в конструкцію натяжних пристроїв зміни. Перевагами цих НСВК є:

- зменшення ходу поршня через використання систем із рухомими блоками.
- робочою камерою в гідроциліндрах є безштокова камера, що дає можливість забезпечити більші зусилля при однакових розмірах;
- відсутність негативних поперечних зусиль, які діють на шток;
- мала довжина гідравлічного трубопроводу між компенсатором і акумулятором, що зменшує втрати тиску в трубопроводі і покращує режим роботи;
- можливість використання значної кількості натяжних канатів (і, відповідно, натяжних пристроїв) при забезпеченні натягу водовіддільної колони, що дає можливість теоретично розвивати довільне зусилля натягу.

Недоліком даної системи є її більша складність, що збільшує можливість її поломки.

Математичні моделі компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони

З оглянутого матеріалу можна зробити висновок, що на сьогоднішній день існують два принципові підходи щодо побудови математичної моделі КВПБК. Перший – представлення всієї системи, де розміщений КВПБК, за допомогою еквівалентних спрощених моделей з поступовим їхнім уточненням. Такий підхід можна зустріти у роботах [10, 15, 34, 36, 37, 46, 51, 52, 88]. Дані моделі в основному використовуються для розробки алгоритмів управління «активною системою компенсації», дослідження залежності між динамікою верхнього кінця бурильної колони і динамікою долота тощо. Серед переваг таких моделей є можливість моделювання на одному рівні КВПБК і системи в якій він знаходиться. Так, в даних роботах відбувається моделювання на одному рівні із КВПБК таких систем, як бурова вежа, бурове судно, бурова колона, талева система, долото тощо. Однак значне спрощення моделей призводить до того, що моделювання впливу їхніх конструктивних особливостей на динаміку системи є недостатнім. Типові моделі притаманні даному методу можна побачити на рис. 14-15.

Більш розвинуті моделі використовувалися в роботах [36, 37], де досліджувана система представляється розвиненою системою КВПБК – талева система – верхній привід – бурильна колона – долото.

Інший підхід базується на побудові точної моделі КВПБК чи НСВК, а система в якій вони знаходяться не моделюється взагалі або моделюється спрощено. Таким шляхом здійснювалося моделювання в роботах [10, 25, 29, 34, 120]. Виходячи із складної конструкції системи, що моделюється, для побудови моделей використовують гібридні системи моделювання, які дають змогу створювати і вирішувати моделі складних механізмів, що складаються із механічних, гідравлічних,

електричних, електронних, пневматичних і ін-ших компонентів. Поєднання компонентів, кожен з яких описується набором рівнянь і вхідних параметрів, утворює математичну модель механізму, що є системою алгебраїчно-диференціальних рівнянь, яка розв'язується чисельними методами. Для дослідження динаміки роботи КВПБК і НСВК використовувались програмні продукти: SimulationX, Easy5, Simulink.

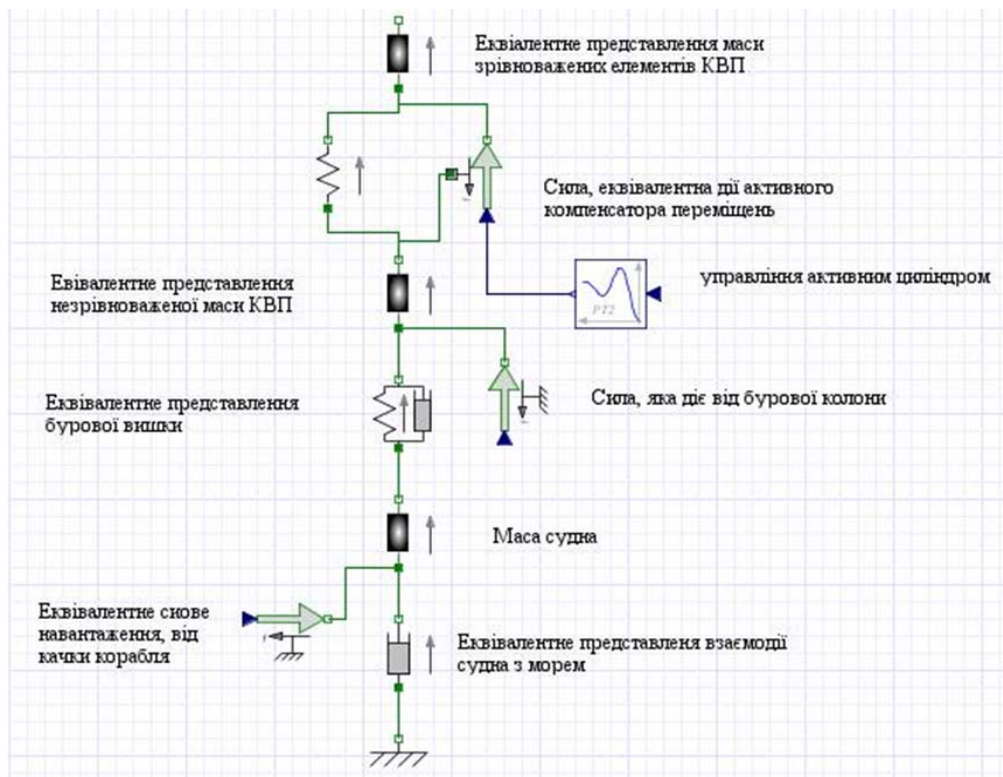


Рис. 14. Модель КВПБК для визначення алгоритму управління активним КВПБК [46, 51]

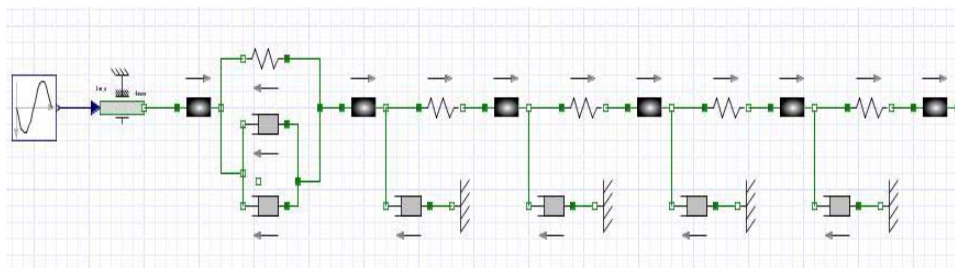


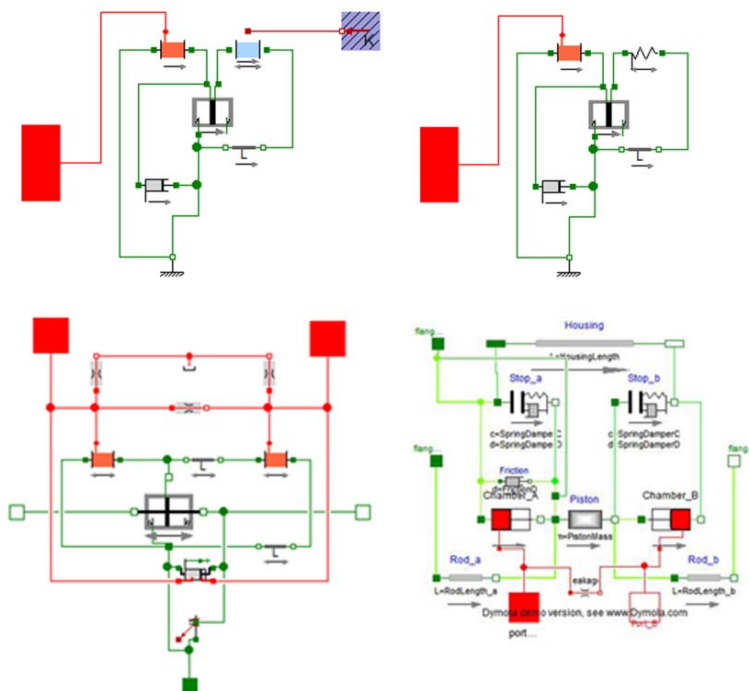
Рис. 15. Модель КВПБК для дослідження режиму роботи КВПБК - бурильна колона – долото [15]

Існуючі підходи до побудови моделей базових елементів із яких проводять побудову моделей КВПБК і НСВК подано нижче.

Моделювання складових елементів компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони

Гідроциліндр і акумулятор

Основними елементами в конструкції КВПБК і НСВК є гідроциліндр і пневмо-гідрравлічний акумулятор. Перший виконує функцію забезпечення сталого зусилля компенсування, інший – забезпечення постійного тиску в гідравлічній системі. Враховуючи значні тиски в пневмо- і гідросистемі та постійний режим роботи, до конструкції гідроциліндра і акумулятора, а також властивостей робочої рідини і газу ставляться додаткові вимоги.



а) гідропневматичний акумулятор (бібліотеки Hydraulics 3.2.1.)
 б) пружинний гідро акумулятор (бібліотеки Hydraulics 3.2.1.)
 в) модель гідроциліндра двосторонньої дії бібліотеки HyLib 2.5 Modelon(с) г)
 модель двостороннього гідроциліндра (бібліотеки Hydraulics 3.2.1.)
 Рис. 16. Моделі бібліотек моделювання гідросистем в середовищі Dymola

Акумулятор, виходячи із умов роботи, використовується поршневого типу. Щоб уникнути займання мастила, а також пригорання ущільнювача поршня, в пневмосистемі використовують інертні гази, зокрема азот [3, 90]. Ним також заповнюють неробочу камеру гідроциліндра. Окрім цього, ставляться додаткові вимоги до властивостей робочої рідини, яка повинна мати високі температури займання, високий коефіцієнт самозаймання від стискування, володіти антико-

розійними, антифрикційними властивостями, мати хімічну інертність до основних матеріалів конструкції гідроциліндра та акумулятора і відповідати ряду екологічних вимог. В продукції основних виробників КВПБК і НСВК робочою рідиною використовують рідини Erifon 818 виробництва Mac Dermid і Pelagic V18 виробництва Niche Products. Основною даних рідин є водо-гліколева суміш, до якої додаються антифрикційні, антикорозійні, антиорганічні та інші присадки. Вони володіють високими коефіцієнтами самозаймання від стискування, який становить 40:1 – 50:1, низькими температурами замерзання, що дає можливість працювати в умовах Арктики.

Модель акумулятора і гідроциліндра отримують шляхом зрівноваження всіх статичних і динамічних зусиль, які діють на поршень. Існуючі моделі відрізняються підходами до моделювання тих чи інших процесів, а також кількістю факторів, що враховуються.

На рис. 16 зображено створені моделі гідроелементів, бібліотек моделювання гідравлічних систем гібридної системи моделювання Duploa. Всі вони побудовані шляхом декомпозиції на складові елементи за принципом зрівноваження зусиль, прикладених до поршня від елементів, що моделюють конструкцію пристроїв. В залежності від пристрою ними є модель камери, заповненої рідиною, камери, заповненої газом, пружини тощо. Окрім цього, руху поршня протиї-діє тертя, яке залежно від досліджуваного об'єкта моделюється демпфером, тертям Стрібека, або тертям, що залежить від різниці тисків в камерах гідроциліндра.

Моделювання порожнини, заповненої рідиною

В простих моделях рідина вибирається із сталими параметрами і вважається не стискуваною, а корпус камери абсолютно твердим тілом, в результаті порожнина моделюється наступною системою рівнянь:

$$F = p_i \cdot A_i; \quad q_i = A_i \frac{dx_p}{dt}, \quad (46)$$

де p_i - тиск в порожнині; A_i – площа поршня; q_i – об'ємний розхід рідини в порожнині; x_p - координата положення поршня.

Слід зазначити, що такі моделі є неточними, тому на даний час в більшості робіт використовуються моделі порожнин, побудовані на математичних моделях реальних рідин, яким притаманний модуль об'ємної пружності, а в роботах [58, 93] обчислюють загальний зведений модуль пружності камери з рідиною:

$$\beta_e = \beta \frac{1}{1 + \frac{\beta}{E_{St}} W}; \quad W = \frac{2 \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^2 (1 + \nu) + 3(1 - 2\nu)}{\left(\frac{D_0}{D_1} \right)^2 - 1}, \quad (47)$$

де β – об’ємний модуль пружності рідини; E_{St} – модуль Юнга матеріалу стінки корпусу; D_0 – зовнішній діаметр циліндра; D_i – внутрішній діаметр циліндра; ν – модуль Пуансона матеріалу стінки корпусу.

Модель порожнини з рідиною, відповідно, описується наступними рівняннями [58, 93]:

$$F = p_i A_i;$$

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta}{V_i} \left(q_i \cdot \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_p}{dt} \right) - q_l - A_i x_p \right); \quad (48)$$

$$V_i = A_i x_p + V_d,$$

де q_l – втрати робочої рідини внаслідок течії; $V_i = V_{id} + A_i x_p$ – поточний об’єм робочої порожнини; V_{id} – неробочий об’єм порожнини гідроциліндра.

Математична модель робочої рідини

Складність моделювання рідини в тому, що основні її характеристики – густина, кінематична і динамічна в’язкість, модуль об’ємної пружності не є постійними величинами і залежать від значень тиску і температури рідини. На сьогоднішній день розроблено велику кількість емпіричних формул, які описують зміну параметрів рідини в залежності від тиску і температури. Так, в роботі [58] наведено сім емпіричних формул для описування залежності модуля об’ємної пружності від тиску рідини, залежності зміни кінематичної в’язкості від температури. Однак через велике різноманіття рідин і їхніх властивостей найточнішим на сьогоднішній день є представлення зміни їхніх параметрів за допомогою таблиць даних, отриманих в результаті лабораторних досліджень. Таким чином, моделюються рідини в Simulink, Dymola, SimulationX. Залежність характеристик рідин, які використовуються в гідросистемах КВПБК і НСВК, від тиску на даний час є ще недостатньо вивченою.

Моделювання сил тертя поршня до стінок циліндра

Сили тертя за своєю природою є складним процесом, який залежить від багатьох факторів. В більшості існуючих моделей за основу вибирають модель тертя Стріблека, яка достатньо точно моделює тертя ущільнення по змащених поверхнях із малою шорсткістю [58]

$$F_{fRS} = f_v \nu + \left[F_{Coulomb} + F_{Stribeck} \cdot e^{-f_{exp} |v|} \right] \operatorname{sgn}(\nu), \quad (49)$$

де f_v – коефіцієнт в’язкого тертя; ν – швидкість переміщення одного тіла відносно іншого; $F_{Coulomb}$ – сила тертя Кулона; $F_{Stribeck}$ – сила тертя Стрібека; f_{exp} – коефіцієнт згасання тертя Стрібека.

Слід зауважити, що існують моделі, в яких використовують виключно модель Кулона [93]. Окрім цього, в модель тертя вводять дода-

нок, який враховує зміну сили тертя від тиску в камерах гідроциліндра. В роботі [58] даний вид тертя моделюється наступним чином:

$$F_f = |p_i - p_j| \cdot k_p \cdot \text{sgn}(v), \quad (50)$$

де p_i, p_j – тиски в робочій і неробочій камерах гідроциліндра; k_p – коефіцієнт тертя.

Коефіцієнт тертя в даній роботі повинен задаватися, однак в роботах [93, 106] визначається із площі контакту ущільнювача з циліндром.

В роботі [93] коефіцієнт тертя є рівним:

$$k_p = \pi \mu (d + d_i) \frac{b}{2}. \quad (51)$$

В роботі [106] сила тертя визначається за формулою:

$$F_f = \mu \pi d b (z k + p), \quad (52)$$

де μ – коефіцієнт тертя матеріалу поршневого кільця по матеріалу корпусу циліндра; b – ширина поршневого кільця; d – діаметр циліндра; z – кількість поршневих кілець; k – питомий тиск кільця на стінку циліндра; d_i – діаметр штока.

Моделювання камери, заповненої газом

В більшості випадків для моделювання використовують ідеальний газ, а процес, який проходить в акумуляторі вважається адіабатним:

$$PV^\gamma = \text{const}, \quad \gamma = 1.44. \quad (53)$$

Однак теоретично отриманий коефіцієнт адіабати $\gamma = 1,44$ точно не моделює процес, що проходить у газовій камері за великих значень тисків. Тому при моделюванні камер високого тиску, де використовується модель ідеального газу, для отримання адекватної моделі рекомендується уточнювати показники адіабати в залежності від значення тиску і температури робочого газу [3, 58]. Залежність коефіцієнтів адіабати від тиску і температури для азоту подано на рис 16.

Іншим підходом до побудови моделі газу є використання моделей реального газу. Тут використовуються або теоретично розроблено моделі реального газу, яких на даний час є більше десяти, або ж використовуються емпіричні моделі газу, створені на основі численних досліджень.

Фундаментальним дослідженням властивостей азоту в цьому напрямку є робота [83], в якій, проаналізувавши 14000 експериментальних досліджень властивостей азоту і опрацювавши велику кількість робіт даної тематики, розроблено емпіричну математичну модель азоту в межах температур від 63 К до 1000 К і тиску до 2200 МПа. Дана модель використовується при моделюванні газової камери акумулятора в бібліотеці Hydraulics Modelon(c) і, мабуть, на сьогоднішній день є найточнішою.

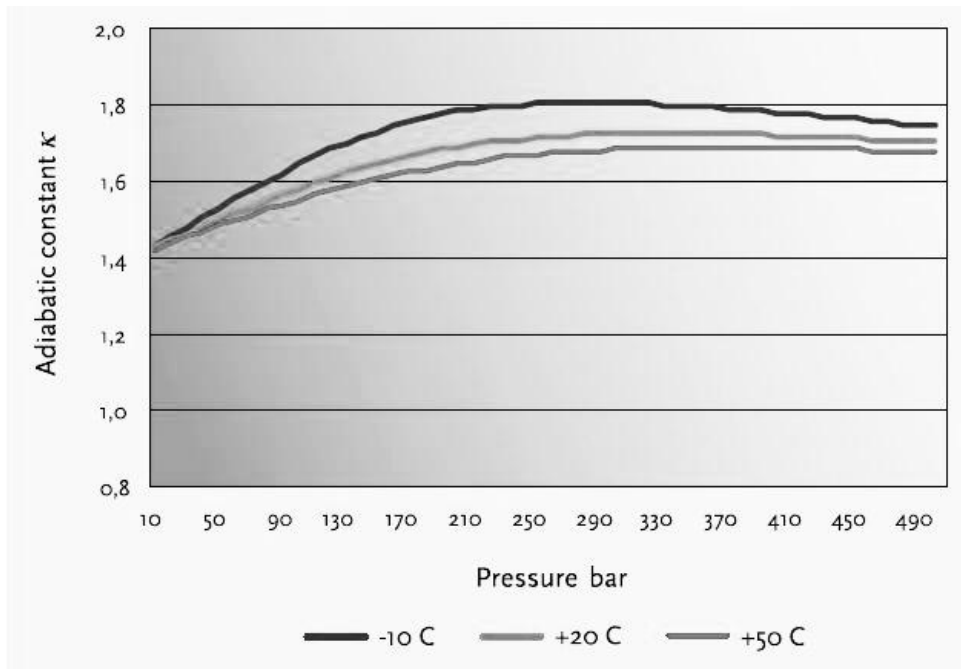


Рис. 17. Графіки залежності показника адиабати від тиску і температури для азоту [3]

В бібліотеці PneumoLib пневматична камера моделюється наступною системою рівнянь (використовується ідеальний газ):

$$\begin{aligned}
 pV_{eff} &= mRT_{cam}; \\
 m \frac{dT_{cam}}{dt} + T_{cam} \frac{dm}{dt} &= \gamma T_{in} \frac{dm}{dt} + \frac{Qp}{c_V} - \frac{S_{ht} \alpha (T_{cam} - T_{sur})}{c_V}; \\
 Q &= \frac{dx_p}{dt} A_p; \\
 V_{eff} &= x_p A_p + V_{dead}; \\
 F &= pA_p,
 \end{aligned} \tag{54}$$

де p – поточний тиск газу в порожнині; V_{eff} – ефективний об'єм порожнини; m – маса газу в порожнині; R – газова стала; T_{cam} – температура в камері; $\frac{dm}{dt}$ – масова витрата газу з порожнини; γ – питома теплоємність газу; T_{in} – температура газу, що входить в порожнину; Q – об'ємна витрата камери; S_{ht} – площа поверхні, через яку віддається тепло; α – коефіцієнт теплопередачі; T_{sur} – температура навколишнього середовища; V_{dead} – неробочий об'єм камери; F – зусилля, яке передається на поршень.

Математична модель шківів і тросів

В більшості оглянутих робіт моделюванням динаміки шківів і тросів нехтують, однак в роботах [29, 37, 88, 97] дані елементи враховувались. Модель троса представляють тілом Фойхта, пружні властивості якого залежать від довжини тросу і модуля пружності матеріалу, а демпфуючі характеризують внутрішнє тертя і задаються авторами на свій розсуд. Так, в роботі [29] коефіцієнт пружності знаходять за формулою:

$$k = \frac{EA}{L}\eta, \quad (55)$$

де E - модуль пружності матеріалу тросу; A - площа поперечного сечення тросу; L - довжина тросу; η - коефіцієнт заповнення (відношення суми площ поперечного сечення дротинок, з яких виготовлений трос до площі поперечного перерізу тросу).

Коефіцієнт демпфування брався рівним 10% від коефіцієнту пружності. Хоча вагою тросу в більшості випадків нехтують, в роботі [88] вона моделювалася точковими масами, зосередженими по середині ділянок.

Модель роботи шківів в багатьох роботах отримують шляхом зрівноваження всіх моментів активних та інерційних сил, що діють на шків, і записують наступним рівнянням [88, 94, 97]:

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i r_i + \sum_{i=0}^n \vec{M}_i - J \frac{\partial^2 \vec{\varphi}}{\partial t^2} = 0, \quad (56)$$

де \vec{F} – зовнішня сила, що діє на шків; \vec{M}_i - зовнішні моменти, що діють на шків; r – відстань від лінії прикладання сили до центру обертання шківів.

Значення кута φ визначають за формулою:

$$\varphi = \frac{\Delta L}{R}, \quad (57)$$

де ΔL – довжина ділянки тросу, що пройшла через шків, R – радіус шківів.

Однак дана модель не враховує ефект проковзування канату по шківу.

Проковзування канату по шківу буде тоді, коли не забезпечуватиметься наступна умова:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\alpha f}, \quad (58)$$

де T_1 і T_2 – сила натягу кінців канату; α - кут охоплення тросом шківів; f - коефіцієнт тертя між шківом і тросом.

В процесі дослідження роботи поліспастного механізму проковзуванням нехтують, однак при дослідженні роботи систем за умови обриву тросу, різкої зміни ваги на гаку, тощо цим чинником нехтувати не можна.

Бурові вежі

Бурова вежа в основному є просторовою фермовою конструкцією, яка монтується над палубою плавучих бурових установок (ПБУ) і служить для виконання спуско-підіймальних операцій, монтування гирлового обладнання і водовіддільної колони, розвантаження бурильної колони, а також є місцем кріплення компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони, системи верхнього приводу, підсвічника та механізмів подачі й укладання труб. Типове монтування бурової вежі і супутніх механізмів зображено на рис. 18.

При бурінні на морі найбільшого поширення набули бурові вежі баштового типу, а, виходячи із потреби в пришвидшенні підготовчих процесів при бурінні свердловин, на сьогодні більшість ПБУ для буріння в умовах надглибокого моря виконуються із спареними буровими вежами, використання яких дає змогу зменшити час на технологічні переходи за рахунок паралельного виконання операцій на 20-40%.

Так, найбільш поширена спарена бурова вежа, що використовується на бурових судах Samsung – NOV «Dual derrick» має наступні характеристики:

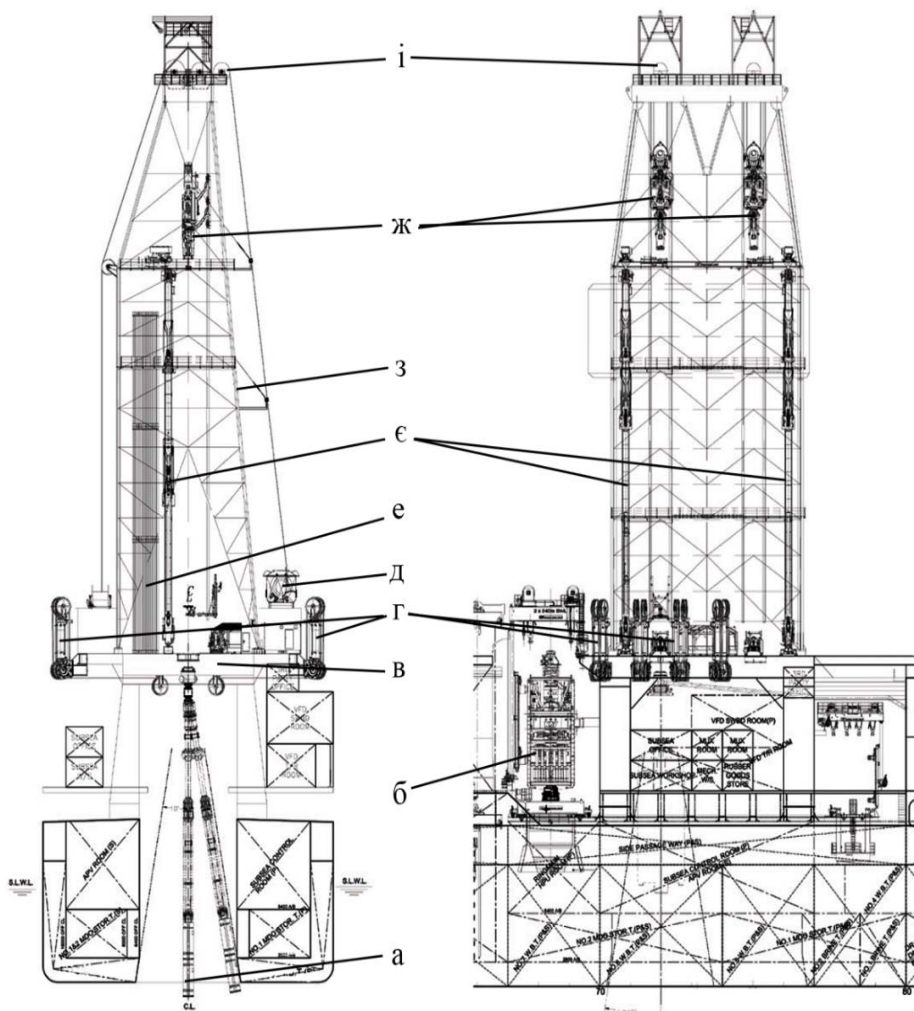
статичне навантаження:	907,2 т;
розміри основи вежі:	18,3x24,4 м;
розміри верху вежі:	5,48x5,48 м;
робоча висота вежі:	61 м;
максимальна вага труб встановлених у підсвічник:	1200 т.

Окрім цього, активно використовуються традиційні «одиночні» баштові бурові вежі. Характеристики вежі, що використовувалась на перших судах серії Gusto P10000 наступні:

статичне навантаження	907,2 т;
розміри основи вежі	14,63x14,63 м;
робоча висота	54,86 м;

змонтований КВПБК підкронблочного типу.

Крім традиційної схеми із застосуванням вишки і лебідки на сьогоднішній день розроблено бурові установки, що використовують інші підходи для буріння свердловин. Зокрема, це системи National Oilwell Varco Cylinder Hoisting Rig і Aker MH RamRig. Дані системи побудовано за принципом утримання ваги бурильної колони за допомогою системи гідроциліндрів, що утримують рухому траверсу, яка рухається по вертикальних напрямних. Використання гідроциліндрів для утримання ваги бурильної колони дозволяє одночасно використовувати їх як у якості компенсатора вертикальних переміщень, так і зменшувати вимоги до конструкції фермової надбудови стійок. Конструкцію системи Aker RamRig подано на рис. 19.



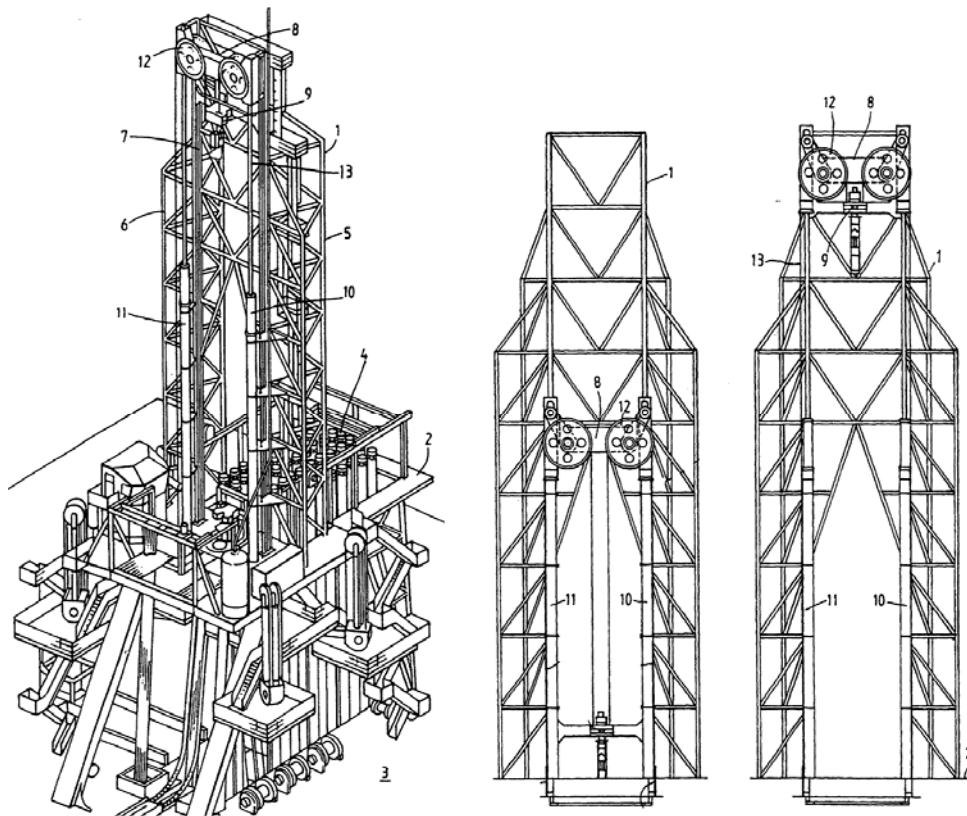
- а) водовіддільна колона; б) блок гирлового обладнання; в) бурова палуба; г) натяжні пристрої водовіддільної колони канатного типу; д) лебідка; е) підсвічник; є) механізм подачі і укладки труб; з) бурова вежа; ж) верхній привід; і) компенсатор вертикальних переміщень

Рис. 18. Схема монтування бурової вежі і супутнього обладнання бурового судна Ensc DS-8

Дана установка складається із двох фермових стійок, що утворюють бурову вежу і монтуються на буровій площадці. На них кріпляться гідроциліндри для утримання ваги бурильної колони і напрямні для руху траверси. Залежно від проектного значення зусиль на гаку кількість гідроциліндрів в конструкції може змінюватися від 1 до 3. Траверса, що рухається між стійками, являє собою балку, до якої із однієї сторони через рухомі важелі прикладається зусилля від гідроциліндрів, а з іншої кріпляться шків, через які перекинуті троси. З одного боку прикріплені до бурової палуби, а з іншого до верхнього приводу. Така система

використовується на БС West Navigator і Samsung Stena Ice MAX, а також на серії напів-занурених бурових платформ виробництва Aker Solutions.

Дана конструкція має ряд переваг в порівнянні із традиційною схемою. Зокрема, вона є компактнішою, має меншу вагу, більша безпека за рахунок відсутності лебідки, розташування підсвічника на рівні бурової площадки, нижчий центр ваги системи.



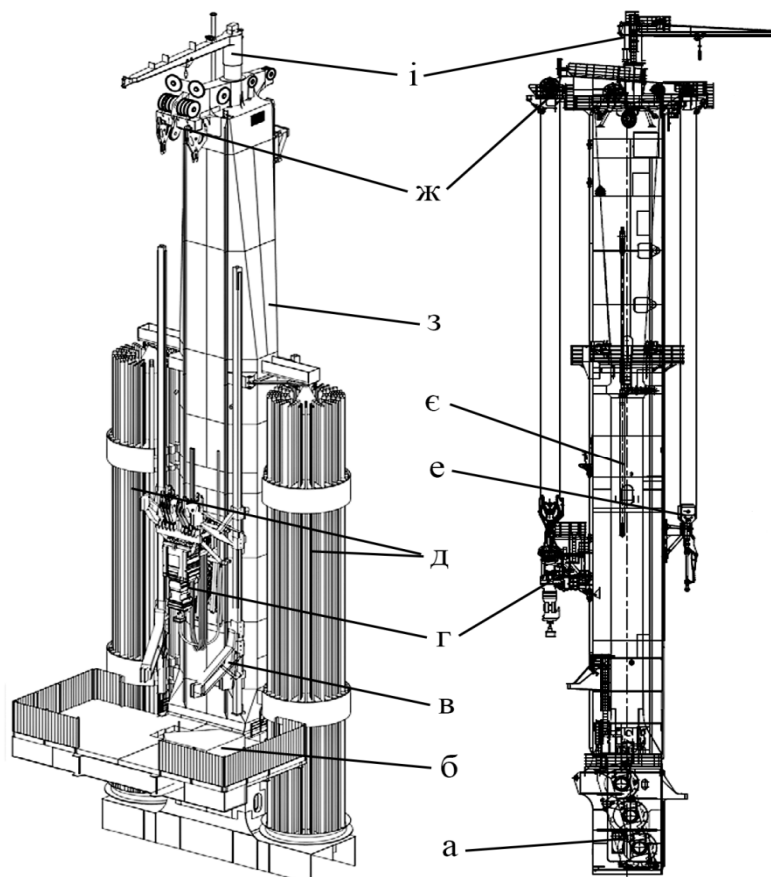
1) бурова вежа; 2) буровий майданчик; 3) палуба; 4) підсвічник;
5), 6) фермові стойки; 7) напрямна; 8) траверса; 9) верхній привід;
10), 11) гідравлічний поршень; 12) шків; 13) троси

Рис. 19. Конструкція установки Aker RamRig [87]

Іншим нетрадиційним рішенням є бурова вежа Huisman Multi Purpose Towers, що встановлена на бурових судах Noble Globetrotter I і HuisDrill 12000, схему виконання якої подано на рис. 20.

В даному виконанні бурова вежа виконана у вигляді стояка прямокутного січення, в середині якого розташовується техноло-гічне обладнання: системи пасивної та активної КВПБК, бурова лебідка, допоміжна лебідка. Виходячи із того, що жорсткість такої конструкції є значно більшою за традиційну виробник заявляє наступні переваги такої вежі: менші розміри площадки для установки вежі (від 4x4 до 7x7

м), кращий доступ до бурового майданчика, швидкість монтування і ремонту, в порівнянні із традиційною конструкцією нижчий центр ваги.



а) бурова лебідка; б) буровий майданчик; в) механізм подачі бурових труб; г) верхній привід; д) підсвічник карусельного типу; е) автомат для збирання спуску і підйому свічок; є) пасивний КВПБК; з) бурова вежа; ж) роздільний кронблок; і) обслуговуючий кран

Рис. 20. Конструктивна схема виконання Huisman Multi Purpose Towers[50]

Найбільш поширеним типом бурових веж для ПБУ залишаються традиційні фермові баштові конструкції, однак ведеться активний пошук альтернативи для них. Виходячи із умов роботи до конструкції бурової вежі ПБУ, ставлять додаткові вимоги пов'язаних із конструкцією корабля – низький центр ваги конструкції, враховуючи максимальне навантаження бурової вежі і малий опір вітровому навантаженню. Ці параметри впливають на стійкість корабля і параметри його хитамиці, а звідси і на його конструкцію. Окрім цього, важливу роль при бурінні на морі відіграє процес автоматизації і зменшення часу на виконанні операцій. Виходячи з цього, більшість бурових вишок облад-

нано автоматичними системами подачі, монтування і укладання свічок бурильних труб і секцій водовіддільної колони, системами верхнього приводу, комплексними системами управління буровими роботами. Тому на даному етапі розвиток конструкцій бурових веж скеровано в напрямку зменшення їхнього центру ваги і опору вітровому навантаженню, а також зменшення часу на простій і проведення технологічних операцій за рахунок автоматизації і розробки нових комплексних рішень бурової системи.

Бурова вежа є важливим елементом у процесі дослідження динаміки роботи системи «ПБУ - долото», однак на сьогоднішній день роботи щодо вивчення її режимів роботи є не багаточисельними, а більшість робіт щодо динаміки буріння, моделювання бурової вежі відводять другорядну роль і замінюють спрощеними еквівалентними моделями, які не достатньо точно представляють конструктивні параметри вежі. Аналіз моделей, які використовувалися для представлення верхнього закріплення бурової колони різними авторами наведено в роботі [94]. Представлені моделі верхнього закріплення бурильної колони не адекватно відображають реальну механічну систему.

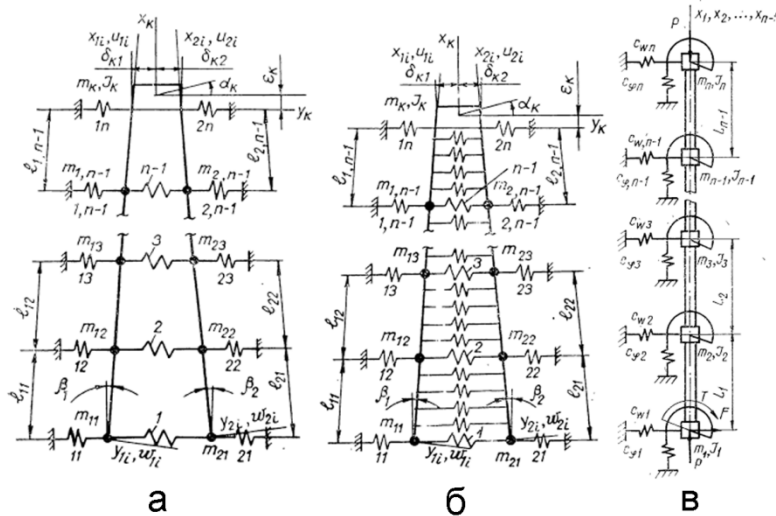
Бурова вежа є фермовою конструкцією, дослідження динаміки роботи якої можна віднести до групи задач вивчення динаміки стержневих систем. Даний розділ задач на сьогоднішній день є ґрунтовно дослідженим і використовується для досліджень цілого діапазону практичних задач. Загалом такі задачі розв'язуються методом кінцевих елементів, де кожна балка конструкції представляється кінцевим елементом типу «стрижень», що описаний технічною теорією або теорією Тимошенко з врахуванням внутрішнього тертя, сил демпфування тощо [27, 54, 65]. В основному дослідження динаміки відбувається в середовищах кінцево-елементного моделювання таких, як Ansys і Abaqus, або інших більш вузькоспеціалізованих програмах.

Хоча дані системи і дають можливість досить точно моделювати динаміку роботи і параметри бурових веж проте комплексне дослідження всієї бурової системи методом кінцевих елементів, яка включає також і вежу, через обчислювальну складність, не має практичного інтересу. В результаті цього виникає зацікавлення в інших методиках моделювання бурової вежі.

Харченко Є.В. [102, 117] в своїх роботах запропонував моделювати вежу за допомогою стрижня із кусково-сталими параметрами і прикладеними точковими масами, пружними елементами по його довжині. Отримані моделі давали змогу оцінити динаміку роботи різних елементів вежі.

В роботах [94, 97] бурова вежа моделюється у вигляді двох платформ з'єднаних чотирма еквівалентними стержнями і розглядається в комплексі із талевою системою. Хоча дана система є адекватною реальній конструкції при вивченні повздовжніх коливань бурової уста-

новки, проте можливість використання такої моделі при вивченні просторових рухів бурової вежі на морі є обмеженою, через проблему представлення в моделі інерційних і гравітаційних навантажень, а також поперечної жорсткості конструкції.



а) розрахункова схема А-подібної бурової вежі б) розрахункова схема баштової вежі в) розрахункова схема висотної споруди із кусково-постійними параметрами

Рис. 21. Розрахункові схеми бурових веж [102]

Зовнішні зусилля, що діють на бурову вежу

Серед основних навантажень, які діють на бурову вежу виділяють гравітаційне, інерційне і вітрове. Інерційне і гравітаційне навантаження напряму залежить від хитавиці ПБУ і конструкції бурової вежі. Дослідження хитавиці плавучої установки розглянуто в попередніх розділах. Вітрове навантаження на сьогоднішній день моделюють переважно емпіричними формулами. Зокрема, в роботі [38] зусилля визначається за наступною формулою:

$$F_D(t) = \frac{1}{2} \rho C_D A U^2(t), \tag{59}$$

де ρ – густина повітря; C_D – коефіцієнт опору; A – площа споруди; $U(t)$ – випадкова швидкість вітру.

В роботі [103] силу опору вітрового навантаження визначають за формулою:

$$P_D = C_D \frac{v}{16}, \tag{60}$$

де C_D – коефіцієнт обтікання надводних конструкцій, визначається шляхом експериментального дослідження зменшених моделей в аеродина-

мічній трубі. За рекомендаціями, для надводної конструкції ПБУ $C_D = 1,3$, для бурової вежі $C_D = 4$; v – швидкість вітру, яка задається експериментально або визначається за формулою Лайтмана:

$$v(z) = v_w \frac{\ln(z) + 6.215}{8.01}, \quad (61)$$

де v_w – швидкість вітру на висоті 6 м над рівнем моря; z – висота над рівнем моря.

Більш детально визначення зусиль від вітрового навантаження можна знайти в роботах з проектування висотних споруд. Однак слід зазначити, що на сьогоднішній день абсолютна більшість вітро-вих навантажень визначається шляхом емпіричних розрахунків через значну складність побудови теоретичних моделей обтікання газом складних конструкцій, і складність моделювання швидкості вітру як по висоті, так і в часовому діапазоні.

Бурильна колона

Бурильна колона являє собою ступінчастий порожнистий вал, що з'єднує породоруйнівний інструмент (долото) із обладнанням на палубі ПБУ. Призначена для передачі осьового навантаження і обертового руху долота і подачі промивальної рідини в зону вибою. Окрім цього, в деяких випадках бурильна колона слугує каналом передачі гідравлічної або електричної енергії до вибійних двигунів, а також є каналом передачі інформації телеметричних систем із зони вибою. Загалом, при бурінні свердловин на морі в основному буріння ведуть системою верхнього приводу, а, виходячи із складності обслуговування свердловин на дні моря, свердловини в переважній більшості є кушовими і з значним відхиленням вибою від вертикалі. Так, більшість наддовгих свердловин пробурено з берегів або на морі (рис. 22).

Конструкція бурильної колони при бурінні свердловин на морі не відрізняється від колони для буріння свердловин на суші, однак виходячи із того, що в процесі буріння потрібно додатково долати товщу води, а також поширеність похило-скерованого і горизонтального буріння, до бурильної колони ставляться додаткові вимоги. Зокрема, це можливість нарощування довгих бурильних колон, додаткові вимоги до жорсткості бурильних колон і замкових з'єднань, так як в них виникають згинаючі зусилля, викликані прогином водовіддільної колони внаслідок дії на неї хвилювання моря, а також в результаті викривлення свердловини. При бурінні свердловин із відхиленням вибою від вертикалі до бурильних труб ставляться вимоги щодо втрат тиску промивальної рідини в трубі, що впливає на якість промивання свердловини, жорсткості бурових труб і зусиль тертя, що виникають між буровими трубами і стінками свердловини. З іншої сторони використання бурильних труб великого діаметра призводить до збільшення водотоннажності ПБУ, зокрема збільшення тоннажності сховища бурильних і обсадних труб, а також

об'єму сховищ інгредієнтів промивальної рідини, потребує врахування зміни центру ваги ПБУ при нарощенні бурильної колони.

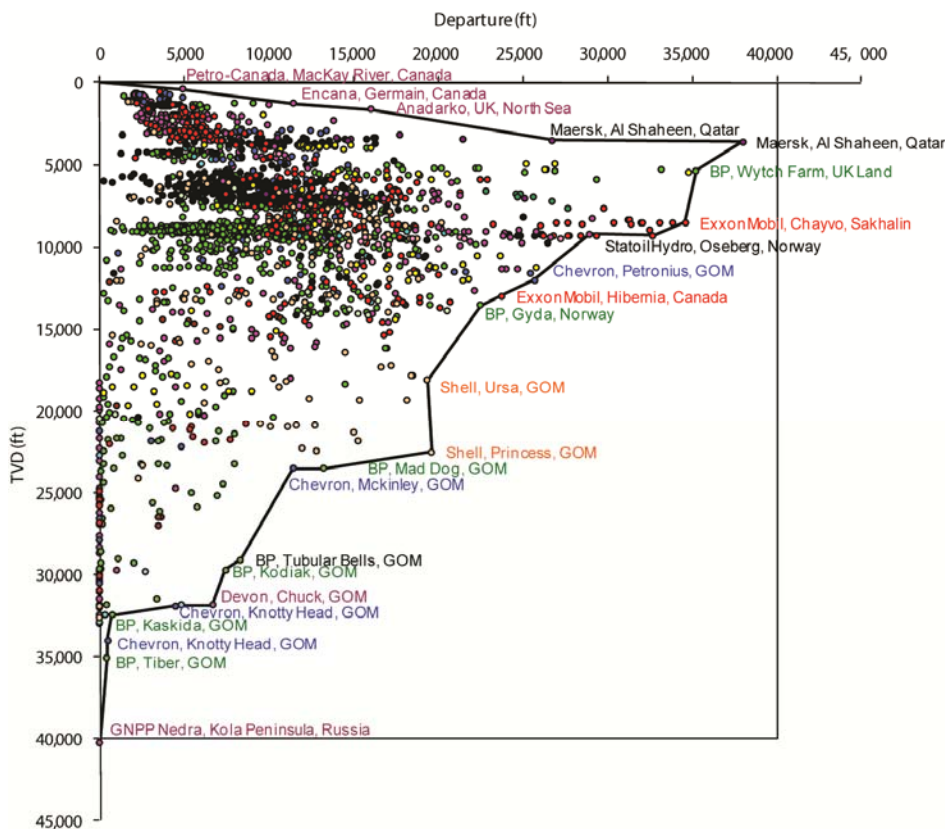


Рис. 22. Характеристики існуючих пробурених свердловин [12]

На сьогоднішній день при бурінні на морі використовують бурильні труби різних стандартів, однак враховуючи те, що переважна більшість ПБУ сертифікуються згідно API і DNV, бурильні труби для буріння на морі виконуються згідно нормалей API. Зокрема, найбільшого поширення набули бурильні труби діаметрів 5½, 5⅞, 6⅝ дюйма. Бурильні труби діаметром 6⅝ дюйма використовують при бурінні надглибоких свердловин в умовах глибокого моря, а основним діаметром бурильних труб для буріння свердловин на морі є 5⅞ дюйма [41, 79].

Так, типовим оснащенням бурових суден компанії Pacific Drilling є наступним:

- 10000 футів 6⅝” обсадної колони, матеріал S-135, з’єднання 6⅝ FH;
- 25000 футів 5⅞” бурильної труби, матеріали S-135, з’єднання 585 Turbotorque;
- 10000 футів 5” бурильної колони, матеріал S-135, з’єднання GPDS50.

Традиційним матеріалом для бурильних труб є сталь – S-135 специфікації API-5d, однак компаніями виробниками пропонуються бурильні труби, виготовлені із сталей з кращими характеристиками – V150, UD-165, а також алюмінію, титану і композиту. Основні характеристики матеріалів бурильних труб подано в табл. 1.

Таблиця 1. Загальні характеристики матеріалів для бурильних труб [61]

Параметри	S-135	V-150	UD-165	Алюміній	Титан
Зовнішній діаметр, дюйм	5 $\frac{7}{8}$	5 $\frac{7}{8}$	5 $\frac{7}{8}$	5 $\frac{7}{8}$	5 $\frac{7}{8}$
Внутрішній діаметр, мм	130,89	130,89	130,89	121	130,89
Товщина стінки, мм	9,2	9,2	9,2	14,12	9,2
Границя текучості, МПа	930,8	1034,2	1137,6	482,6	827,4
Границя міцності на розрив, Н	3755294	4172546	4589802	2890609	3338037
Вага однієї труби на повітрі, Н	3719	3719	3719	2396	2469
Вага однієї труби в промивальній рідині густиною 950 кг/м ³	3180	3180	3180	1673	1931
Ціна відносно S-135	1	1.1	1.15	1.5-2.5	7-10

Бурильні труби, виготовлені із алюмінію, композиту і титану мають переваги в порівнянні із сталевими: краще відношення міцності до густини, менша густина матеріалу, володіють вродженою гнучкістю, мають кращу втомну довговічність і володіють кращою корозійною і ерозійною стійкістю, менше зношують обсадну колону і мають більшу стійкість під час буріння горизонтальних свердловин [40 , 79 , 92], що відкриває можливість їхнього використання при бурінні свердловин зі значним відхиленням вибою від вертикалі у місцях де використання сталевих бурильних труб є проблематичним. Також бурильні труби з титану і алюмінію володіють меншими показниками втрати тиску промивної рідини. В роботі [79] при порівнянні бурильних труб, виготовлених з сталі і титану, отримано залежності втрати тиску з глибиною свердловини, які зображено на рис. 23.

Так, при бурінні двох свердловин в Південно-китайському морі із застосуванням алюмінієвих бурильних труб діаметром 5 $\frac{7}{8}$ дюйма було досягнуто наступних результатів: при загальному збільшенні операційних витрат на буріння на 10-20% швидкість горизонтального відхилення свердловини збільшилась на 10-30% за рахунок кращої гнучкості, менших сил тертя і втрати крутного моменту, меншої втрати тиску промивальної рідини і кращій стійкості. Окрім цього, виявлено

кращий втомний опір і опір температурі, менше зношення обсадних колон і менші енергетичні витрати при бурінні [92].

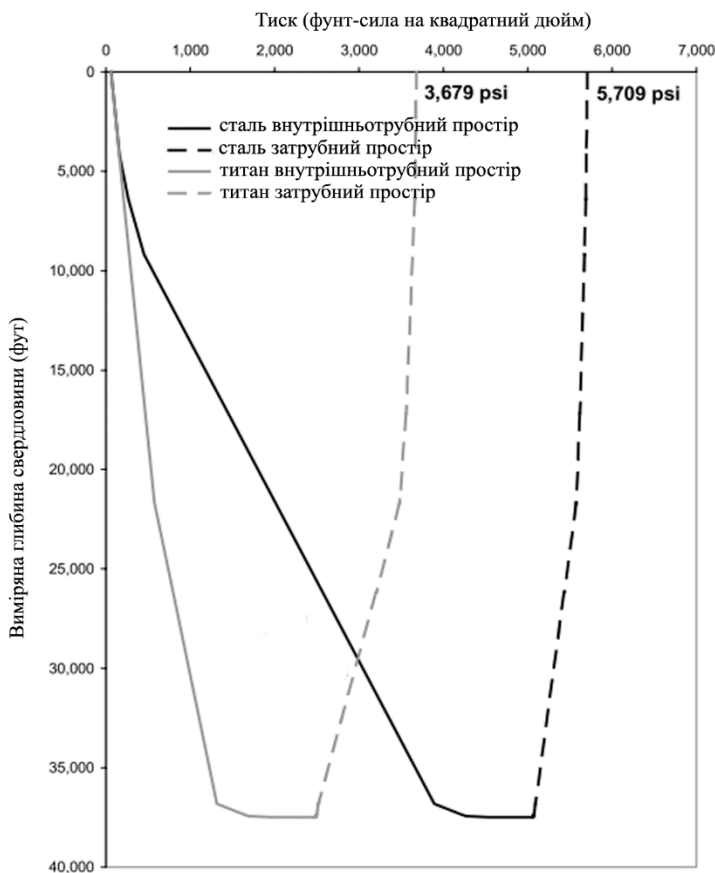


Рис. 23. Сумарна втрата тиску в залежності від довжини бурильної колони, складеної з сталевих і титанових бурових труб [79]

Однак бурові труби виготовлені з алюмінію, а особливо із композиту, виходячи із характеристик матеріалів мають в півтора і більше разів товщі стінки порівняно зі сталевими трубами, що впливає на зменшення площі внутрішнього отвору в буровій трубі і призводить до втрат тиску. На поширеність несталевих бурових труб впливає також висока вартість в порівнянні з традиційними, тому вони в більшості використовуються в свердловинах, де застосування сталевих труб неможливе або викликає додаткові ризики. Конструкція більшості бурових труб є традиційною і складається із тіла труби і замкових з'єднань, приєднаних до труби зваркою, шляхом накату чи в результаті механічного з'єднання. Однак в роботі [8] пропонується конструкція алюмінієвих бурових труб підвищеної плавучості, зображеної на рис. 24, особливістю якої є наявність в тілі труби порожнин, заповнених повітрям.

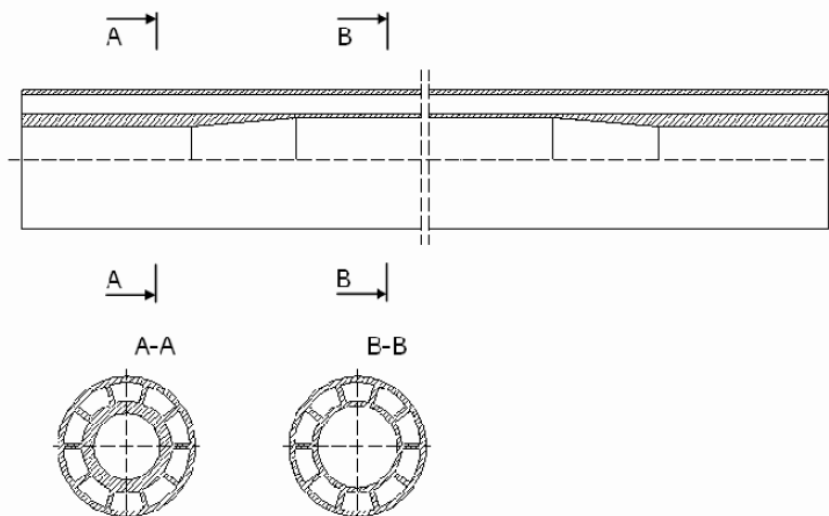


Рис. 24. Поперечний і повздовжній переріз алюмінієвої бурильної труби підвищеної плавучості [8]

Автори зазначають наступні переваги такої конструкції в порівнянні із традиційними – значне зменшення ваги бурильної труби в буровому розчині і значно більше відношення жорсткості до ваги бурильної колони, що є ключовими параметрами для буріння свердловин із значним відхиленням вибою від вертикалі. Основним недоліком є гідравлічний опір промиванню свердловини.

Окрім цього, бурові труби, що використовуються при бурінні горизонтальних свердловин можуть виготовляти із гвинтовим профілем для турбулізації потоку промивальної рідини і покращення процесу промивки свердловини.

Другим важливим елементом бурильних труб є бурильний замок. Більшість бурильних труб комплектуються стандартними бурильними замками згідно специфікацій API 5d. Однак провідні компанії розробляють нові різьбові з'єднання, розроблені для покращення механічних властивостей з'єднання, збільшення герметизації та зменшення напруження що виникають в різьбі. Компанія NOV GrandPrideco розробила серію бурових замків – GPDS™, HT™, TurboTorque™, eXtreme™, що активно використовуються при бурінні на морі. Основними змінами в нових різьбових з'єднаннях, порівняно зі стандартними, за специфікацією API є наявність двох упорних торців, спеціальних ущільнюючих конічних поверхонь, зменшення конуса різьби, спеціальний профіль різьби з більш пологою різьбою з великими радіусами заокруглень. Порівняння профілів різьби подано на рис. 25.

Бурильні замки в композитних, а також деяких конструкціях алюмінієвих і титанових бурильних труб у зв'язку із механічними ха-

ракетристиками даних матеріалів є слабкими тому в сучасних бурильних трубах їх виготовляють із сталі і з'єднують з тілом труби за допомогою спеціальних з'єднань. Приклади таких з'єднань подано на рис. 26.

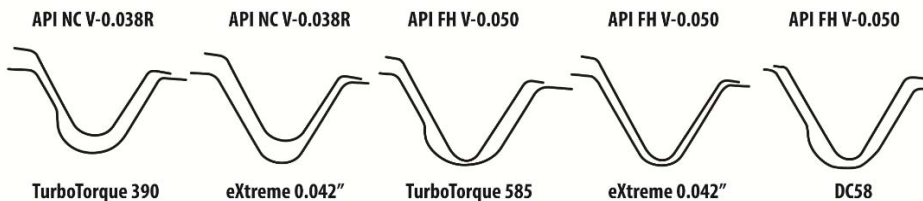
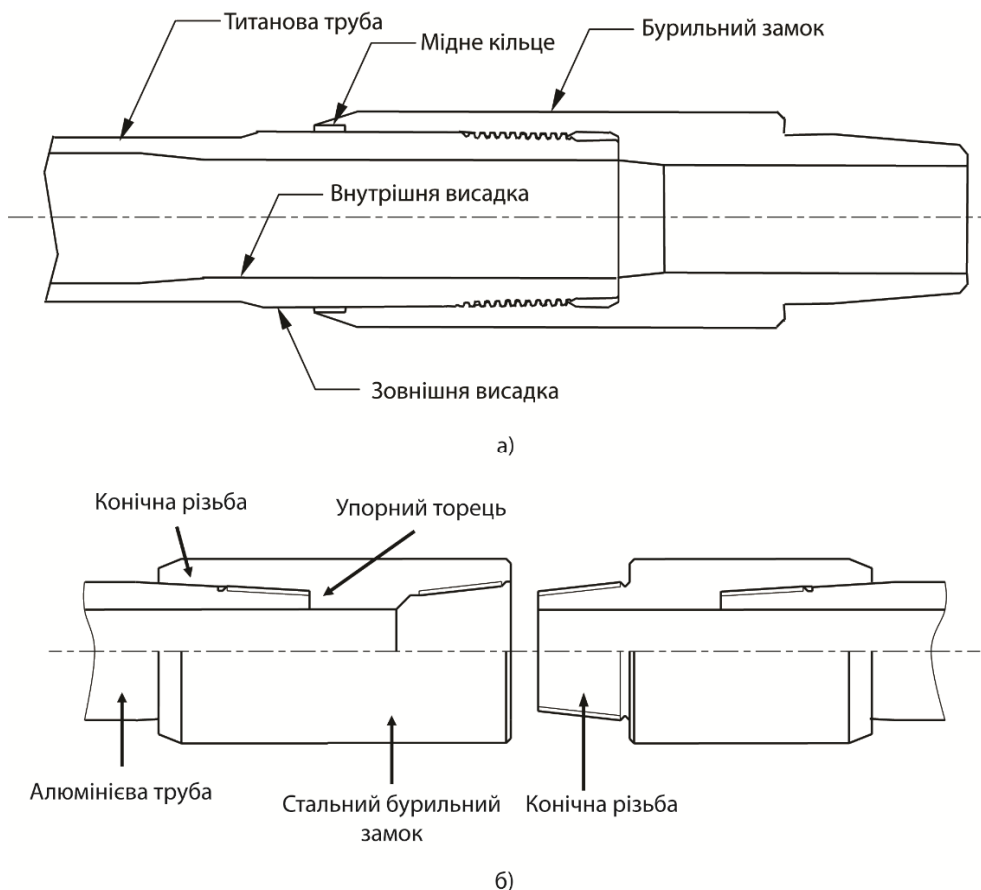


Рис. 25. Порівняння профілю різьби бурових труб [28]

Компоновка низу бурильної колони залежить від свердловини, яку потрібно отримати, умов роботи і характеристик породи (в даній роботі це не розглядається).



а) конструкція титанової бурильної труби,
б) конструкція алюмінієвої бурильної труби

Рис. 26. Конструкції бурових замків бурових труб [72, 80]

Дослідження динаміки роботи бурильної колони є важливим елементом в розумінні процесів роботи бурового інструменту, руйнування породи, що дає змогу розробляти методики та інструменти для покращення параметрів буріння і довговічності роботи бурового обладнання. Хоча й існує багато робіт з динаміки бурильної колони, через дію великої кількості силових факторів і неможливості їхнього точного математичного опису питання вивчення режимів роботи бурильної колони залишається відкритим.

Під час досліджень режимів роботи бурильної колони математичними моделями, бурильну колону представляють у вигляді сконцентрованих мас, з'єднаних пружними чи пружно-пластичними елементами [36, 37, 39, 59, 99] у вигляді вагового стрижня із кусково-сталими розподіленими параметрами по довжині і нехтуванням бурильними замками [2, 35, 53, 76, 85, 95, 100, 109, 118] та з врахуванням геометрії бурильних замків [113]. Окрім цього, до моделі прикладають зусилля, які виникають в процесі буріння. В моделі можуть вводитися додаткові пружні, амортизуючі та інші елементи, які моделюють встановлене по довжині колони спеціальне обладнання – центратори, калібратори, розширювачі, амортизатори тощо [94, 100, 108].

У процесі побудови стрижневої моделі бурильної колони в усіх роботах використовувалась технічна теорія стрижня. Відповідно, при дослідженні поздовжніх коливань, модель частини бурильної колони, що має однакові параметри описувалась наступним типовим диференціальним рівнянням [94, 95, 100, 105, 107, 110, 111]:

$$AE \frac{\partial u(x,t)^2}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial u(x,t)^2}{\partial t^2} + \gamma \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + \rho g, \quad (62)$$

де A – площа поперечного січення; E – модуль пружності матеріалу бурильної колони; ρ – маса одиниці довжини колони; γ – коефіцієнт в'язкого тертя; $u(x,t)$ – пружне переміщення січення труби; x – координата січення.

Для вивчення крутильних коливань бурильної колони, математична модель записувалась наступним чином [20, 111]:

$$\frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial t} + \lambda \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial t} = \nu^2 \frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial x^2}, \quad (63)$$

де $\theta(x,t)$ – значення кутового переміщення перерізу в точці x в час t ; λ – коефіцієнт в'язкого опору бурового розчину; ν – швидкість поширення хвилі скручування вздовж осі x .

Для поперечних коливань:

$$EI \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} - \frac{\partial}{\partial x} \left(T(x) \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right) + \rho \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t), \quad (64)$$

де EI – коефіцієнт жорсткості на згин; $w(x, t)$ – поперечне переміщення перерізу в координаті x в момент часу t ; $T(x)$ – осьове зусилля, що діє в перерізі x ; $f(x, t)$ – сили, що діють в поперечному напрямку на колону.

Враховуюче те, що поперечні коливання відбуваються в двох координатних площинах, деякі автори [85, 113] для вивчення загального поперечного переміщення переходять в комплексну площину, враховуючи наступну умову:

$$r(x, t) = w(x, t) + iv(x, t), \quad (65)$$

де $r(x, t)$ – загальне поперечне переміщення перерізу x в момент часу t ; $w(x, t)$ – поперечне переміщення перерізу x в момент часу t вздовж осі z ; $v(x, t)$ – поперечне переміщення перерізу x в момент часу t вздовж осі y .

В результаті отримувалось комплексне диференціальне рівняння поперечних коливань бурильної колони. Окрім цього, зустрічалися роботи, де проводилося дослідження поздовжньо-осьових і поздовжньо-поперечних коливань бурильної колони.

Виходячи із поставленої задачі досліджень, різними авторами розвивались базові моделі, шляхом уточнення певних параметрів. Так, Мойсичин В.М. [108] при побудові моделі колони, для вивчення поздовжніх коливань враховував ефект гістерезисного демпфування матеріалу бурильних труб в результаті розглядалась наступна модель бурильної колони:

$$AE(1 + i\zeta) \frac{\partial u(x, t)}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + \gamma \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} + \rho g, \quad (66)$$

де ζ – коефіцієнт внутрішнього гістерезисного демпфування.

В роботі [67] автори приділяли увагу втратам енергії бурильною колоною, в результаті вони отримали і розв'язали наступну модель:

$$EA \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + \left(\left(2\pi(D - d) \left(\frac{\rho_m \gamma \omega}{2} \right) \right) + c_r + c_w \right) \frac{\partial u(x, t)}{\partial t}, \quad (67)$$

де D, d – зовнішній і внутрішній діаметр бурильної труби відповідно; ρ_m – вага одиниці довжини промивальної рідини; ω – кутова частота, c_r, c_w – коефіцієнт, який враховує втрати внаслідок випромінювання в навколишню формацію, згасання за рахунок внутрішніх гістерезисних втрат матеріалу труб і тертя об стінки свердловини.

Для замикання існуючих рівнянь на них накладалася низка граничних умов, які є різними в більшості авторів.

В найпростіших варіантах [2, 95, 99, 100, 111] нижня гранична умова мала вигляд відомого переміщення:

$$EA \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=0} = \sum_{i=1}^n u_i \sin(\omega_i t + A_i) \quad (68)$$

В роботі [100, 111] $i = 1$, а в роботі [99] $i = 4$.

В роботі [110] для дослідження крутильно-повздовжніх коливань бурильної колони при бурінні роторним способом в систему включали математичну модель долота. Враховуючи умову жорсткого закріплення долота до бурильної колони, гранична умова набувала наступного вигляду:

$$m_\partial \frac{\partial^2 U_\partial}{\partial t^2} + \gamma \frac{\partial U_\partial}{\partial t} + m_\partial g = AE \frac{\partial u(0,t)}{\partial x} + P_1, \quad (69)$$

а для крутильних коливань:

$$a_\partial \theta_\partial + \gamma_2 \theta_\partial + \sum_i I_i \cos\left(\psi_i \frac{\partial^2 \beta_i}{\partial t^2}\right) = G_i I \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x=0} + M, \quad (70)$$

В роботі [94] наведено посилання на роботи, де нижні граничні умови приймалися у вигляді закріплення колони до нерухомого елемента за допомогою пружного елемента, а також граничні умови, які враховували динаміку руху шарошочного долота, яка визначалась за допомогою набору коефіцієнтів, або визначались як функція від кутового переміщення долота.

Окрім цього в процесі буріння свердловин на морі важливим питанням постає визначення просторової умови рівноваги бурильної колони, яка дає змогу визначати точки її взаємодії із водовіддільною колоною, зусилля, що виникають в точках контакту тощо. Аналогічне питання в простішій викладці розглядається при бурінні похило-скерованих свердловин, однак робіт в цьому напрямку не зустрічалось.

Основною перепоною в розробці методів визначення рівноваги бурильної колони в свердловині є складний математичний апарат опису просторової рівноваги стрижнів і наявність в системі односторонніх в'язей.

Однак слід зауважити роботи в напрямку вивчення просторової і плоскої рівноваги частини бурильної колони в довільно орієнтованих в просторі свердловинах і питаннях проектування та буріння похило-скерованих свердловин [96, 101, 113, 119].

Глибоко досліджено теорію просторової рівноваги бурильної колони в свердловині у роботі [113], де за допомогою варіаційного методу мінімуму потенціальної енергії чисельними методами було отримано рівняння рівноваги скручених стиснених і розтягнутих ділянок бурильної колони за різних кутів нахилу свердловини. Досліджено точки відриву від стінки свердловини стисненої ділянки бурильної труби в місці її переходу на ділянку просторової рівноваги, вивчено умови взаємодії бурильної колони із стінками похило-скерованої свердловини в місцях зміни діаметру свердловини. Однак в моделі колони, що розглядалася, відкинуто окрім сили ваги всі зовнішні силові фактори що

діють на колону, а уточнення моделі включенням, в неї додаткових членів, призведе до її значного ускладнення.

В роботі [96] автори вивчали рівновагу бурильної колони, шляхом побудови моделі на основі рівнянь Кірхгофа-Клебша. Даний підхід дає змогу прикладати до колони довільні зусилля, відповідно враховувати велику кількість факторів, що діють на колону. Однак, щоб замкнути модель потрібно знати сили взаємодії колони із стінкою свердловини. Дані зусилля легко знаходяться для стисненої ділянки труб, умови рівноваги якої є добре вивченими, проте на проблему визначення взаємодії розтягнутої ділянки колони із просторово-викривленою свердловиною автори вичерпної відповіді не дали.

В інших роботах, де вивчають взаємодію колони із стінками свердловини на ділянках її викривлення, розглядають в основному статичні моделі.

Іншим напрямком, який набув розвитку в останні роки є дослідження динаміки роботи бурильної колони методом кінцевих елементів [44, 57]. Дані підходи дозволяють отримувати як статичні, так і динамічні положення рівноваги бурильної колони в довільних свердловинах, шляхом вирішення моделі бурильної колони чисельними методами. Чисельні методи дають змогу також уникати проблем із односторонніми в'язями, які виникають в даних задачах, проте постановка і вирішення такої задачі потребуватиме значних обчислювальних ресурсів.

Висновки

Математичне моделювання широко використовується в процесі розробки морських родовищ, зокрема в проектуванні бурового обладнання і ПБУ, проектуванні свердловин, вибору оптимальних конструкцій водовіддільних і бурильних колон в залежності від умов буріння і поставлених задач, експрес аналізі процесу буріння. Окрім цього, математичне моделювання використовується при вивченні поведінки бурових систем в умовах суворої погоди, аварійних ситуацій, поломках окремих елементів, а також визначення ресурсу роботи системи.

Враховуючи невисоку вартість досліджень, можливість проводити їх незалежно від розташування досліджуваного об'єкту, а також постійний ріст обчислювальних можливостей комп'ютерної техніки і бурхливий розвиток чисельних методів, дослідження за допомогою побудови математичних моделей мають великий потенціал розвитку.

Точність математичних моделей визначається в основному за рахунок точності математичного опису вхідних параметрів системи, кількості вхідних параметрів, якими нехтують в моделі, а також похибки, яка виникає внаслідок вирішення задачі чисельними методами. Враховуючи велику кількість факторів, що діють на системи, виражену нелінійність більшості із них, наявність в системі недостатньо вивчених

явищ і односторонніх в'язей, розв'язок точних моделей є математично складною задачею і в більшості робіт вони не розглядаються. Отримання комплексної моделі і її дослідження є важливим елементом в розумінні процесів, що відбуваються в системі, тому в напрямку вирішення даної задачі, на думку автора, будуть проводитися дослідження в найближчому часі. На сьогоднішній день отримання нових математичних моделей елементів бу-рильної системи стримує ряд невіршених і недостатньо вивчених задач, зокрема теорія силової взаємодії рідини із тілом, що омива-ється, теорія моделювання стану моря, задачі рівноваги стержня із накладеними обмеженнями на його рух, методи вирішення систем нелінійних рівнянь в часткових похідних.

Однак потреба в промислових програмних засобах, що дають можливості проведення моделювання роботи елементів системи у процесі виконання різноманітних операцій призвела до появи цілого сімейства вузькоспеціалізованих програмних продуктів для моделювання роботи водовіддільних і бурильних колон. Це, зокрема, програмні продукти для дослідження водовіддільних колон – Deeplines, Flexcom, Riflex, Riserdyn і OrcaFlex, для бурильних колон – комплексні програмні рішення компаній Slumberger, National Oil Varco тощо. Більшість із них для вирішення задач застосовують метод кінцевих елементів або будуються за принципом експертних систем. Виходячи із тенденції збільшення вартості буріння нових свердловин, гостро постає питання попереднього моделювання буріння свердловини для оптимізації використання бурового обладнання.

Література

1. 2008 worldwide survey of deepwater drilling rigs. drilling Rigs Operationsl for Water Depths >4,000 / Offshore magazine, 2008.
2. Aarrestad T.V. Drillstring Vibrations: Comparison Between Theory and Experiments on a Full-Scale Research Drilling Rig / T.V.Aarrestad, H.A.Tonnesen, A.Kyllingstad // SPE/IADC Drilling Conference. – Dallas, Texas: 1986 Copyright 1986, IADC/SPE 1986 Drilling Conference, 1986.
3. Albers P. Motion Control in Offshore and Dredging / P. Albers. – New York: Springer, 2010. – 319 p.
4. Anundsen T. Operability comparison of three ultra-deepwater and harsh environment drilling vessels; Universitetet i Stavanger, 2008. – 106 p.
5. Arena F. On linearization of Morison force given by high three-dimensional sea wave groups / F.Arena, V.Nava // Probabilistic Engineering Mechanics. – 2008. – Т.23, №2-3. – P. 104-113.
6. Athisakul C. Large strain static analysis of marine risers via a variational approach / C.Athisakul, T.Huang, S.Chucheepsakul // The Twelfth (2002) International Offshore and Polar Engineering Conference. – Kitakyushu, Japan: The International Society of Offshore and Polar Engineers, 2002. – P. 164-170.

7. Athisakul C. A variational formulation for three-dimensional analysis of extensible marine riser transporting fluid / C.Athisakul, T.Monprapussorn, S.Chucheeprasad // *Ocean Engineering*. – 2011. – Т.38, №4. – P. 609-620.
8. Balandin I. Buoyant Aluminum Drill Pipes for Extended-reach Drilling (Russian) / I.Balandin // *SPE Russian Oil and Gas Conference and Exhibition*. – Moscow, Russia: Society of Petroleum Engineers, 2010.
9. Bennett B. E. Nonlinear dynamic analysis of coupled axial and lateral motions of marine risers / B.E.Bennett, M.F.Metcalf // *Offshore Technology Conference*. – Houston, Texas, 1977.
10. Beutlich T. Multidisciplinary simulation of active heave compensators for offshore module handling systems / T.Beutlich, R.Lien // *Multibody dynamics 2009, ECCOMAS Thematic Conference*. – Warsaw, Poland, 2009. – P. 1-6.
11. Borgman L.E. Ocean Wave Simulation for Engineering Design / L.E.Borgman. – Berkeley: University of California, 1967. – 44 p.
12. Brock J. N. 2,500,000-Pound Landing String Challenges: Have We Reached the Limit of Today / J.N.Brock, D.S.Chin, L.W.Sanclemente // *Offshore Technology Conference*. – Houston, Texas, USA, 2010.
13. Brouwers J.J. H. Analytical methods for predicting the response of marine risers / J.J.Brouwers. – 1982.
14. Burke B.G. An Analysis of Marine Risers for Deep Water / B.G.Burke // *Journal of Petroleum Technology*. – 1974. – P. 455-465.
15. Butler B.V. Heave Compensation / B.V.Butler // *Society of petroleum engineers of AIME*. – Dallas, Texas, USA, 1973.
16. Chakrabarti S. Handbook of Offshore Engineering / S.Chakrabarti. – London: Elsevier, 2005.
17. Chatjigeorgiou I.K. A finite differences formulation for the linear and nonlinear dynamics of 2D catenary risers / I.K.Chatjigeorgiou // *Ocean Engineering*. – 2008. – Т. 35, № 7. – P. 616-636.
18. Chen Y.-H. General drag-force linearization for nonlinear analysis of marine risers / Y.-H.Chen, F.-M.Lin // *Ocean Engineering*. – 1989. – Т.16, №3. – P. 265-280.
19. Cheng Y. The linear vibration analysis of marine risers using the wkb-based dynamic stiffness method / Y.Cheng, J.K.Vandiver, G.Moe // *Journal of Sound and Vibration*. – 2002. – Т. 251, № 4. – P. 750-760.
20. Chi A. Prediction of Drillstring Fatigue Life Under Axial-Torsional-Combined Vibration / A.Chi, J.Zhang, W.Ge, B.Guo // *SPE Gas Technology Symposium*. – Calgary, Alberta, Canada: Society of Petroleum Engineers, 2006.
21. Chin C. Dynamic positioning simulation, thrust optimization design and control of a drill ship under disturbances and faulty thruster / C.Chin // *SIMULATION*. – 2012. – November 1, 2012. – Т. 88, № 11. – P. 1338-1349.

22. Chucheepsakul S. A variational approach for three-dimensional model of extensible marine cables with specified top tension / S.Chucheepsakul, N.Srinil, P.Petchpeart // *Applied Mathematical Modelling*. – 2003. – Т. 27, № 10. – P. 781-803.
23. Discoverer Enterprise. URL: <http://www.ship-technology.com/projects/discoverer/>.
24. Dareing D.W. Natural Frequencies of Marine Drilling Riser / D.W.Dareing, T.Huang // *Journal of Petroleum Technology*. – 1976. – July. – P. 813-818.
25. Do K.D. High Performance Control of an Active Heave Compensation System / K.D.Do // *Proceedings of the 17th world congress / K.D.Do, J.Pan*. – Seoul, Korea: The International Federation of Automatic Control, 2008. – P. 5059-5064.
26. Do K. D. Boundary control of transverse motion of marine risers with actuator dynamics / K.D.Do, J. Pan // *Journal of Sound and Vibration*. – 2008. – Т. 318, № 4–5. – P. 768-791.
27. Safety Evaluation of Marine Derrick Steel Structures Based on Dynamic Measurement and Updated Finite Element Model / H.Dongying, S.Peiming, Z.Guoqiang, L.Zifeng, L.Xujia, W.Lianjin // *Procedia Engineering*. – 2011. – Т. 26. – P. 1891-1900.
28. Drilling products & services / GrandPrideco NOV: NOV GrandPrideco, 2013. – 119 p.
29. Dyngvold O. Development of simulation model for virtual testing and design of a riser tensioner system University of Arder / O.Dyngvold. – 2011. – P. 103.
30. Ferrier D. B. d. Simulation Tools in the Calculation of Aircraft-Ship Interface Operational Limits / D.B.d.Ferrier, B.Langlois // *RTO AVT Symposium on "Fluid Dynamics Problems of Vehicles Operating near or in the Air-Sea Interface"*. – Amsterdam, Netherlands: RTO-MP-15, 1998. – P. 11.
31. Motion Compensation Systems / *Flow Control*. – 116 p.
32. Ghayesh M.H. Coupled longitudinal–transverse dynamics of an axially accelerating beam / M.H.Ghayesh // *Journal of Sound and Vibration*. – 2012. – Т. 331, № 23. – P. 5107-5124.
33. Gudmestad O.T. Linearization methods and the influence of current on the nonlinear hydrodynamic drag force / O.T.Gudmestad, J.J.Connor // *Applied Ocean Research*. – 1983. – Т.5, №4. – P. 184-194.
34. The Effect of Friction in Passive and Active Heave Compensation of Crown Block Mounted Compensators / J.Haao, S.Vangen, I.Tyapin, M.Choux, G.Hovland, M.R.Hansen // *2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production*. – Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway: International Federation of Automatic Control, 2012. – P. 316-320.

35. Drillstring Torsional Vibrations: Comparison Between Theory and Experiment on a Full-Scale Research Drilling Rig / G.W.Halsey, A.Kyillingstad, T.V.Aarrestad, D.Lysne // SPE Annual Technical Conference and Exhibition. – New Orleans, Louisiana: 1986, Society of Petroleum Engineers, 1986.
36. Hatleskog J.T. Passive compensator load variation for deep-water drilling / J.T.Hatleskog, M.W.Dunnigan // Oceanic Engineering, IEEE Journal of. – 2007. – Т.32, №3. – P. 593-602.
37. Hatleskog J.T. An impedance approach to reduce the contact-instability whilst drilling with active heave compensation / J.T.Hatleskog, M.W.Dunnigan // Ocean Engineering. – 2012. – Т.49. – P. 25-32.
38. Jang J.-J. Analysis of maximum wind force for offshore structure design / J.-J.Jang, G.Jyh-Shinn // Journal of Marine Science and Technology. – 1999. – Т.7, №1. – P. 43-51.
39. Jansen J.D. Active Damping of Torsional Drillstring Vibrations With a Hydraulic Top Drive / J.D.Jansen, L.V.d.Steen, E.Zachariassen // SPE Drilling & Completion. – 1995. – 12/01/1995. – Т.10, №4. – P. 250-254.
40. Ultradeep Drilling Pushes Drillingstring Technology Innovations / M.J.Jellison, R.B.Chandler, M.Payne, J.S.Shepard // SPE Middle East Oil and Gas Show and Conference. – Kingdom of Bahrain: Society of Petroleum Engineers, 2007.
41. Next Generation Drill Pipe for Extended Reach, Deepwater and Ultradeep Drilling / M.J.Jellison, G.Prideco, M.L.Payne, J.S.Shepard, R.B.Chandler // Offshore Technology Conference. – Houston, Texas, 2003.
42. Kaewunruen S. Nonlinear free vibrations of marine risers/pipes transporting fluid / S.Kaewunruen, J.Chiravatchradej, S.Chucheepsakul // Ocean Engineering. – 2005. – Т.32, № 3-4. – P. 417-440.
43. Keber M. Dynamics of a vertical riser with weak structural nonlinearity excited by wakes / M.Keber, M.Wiercigroch // Journal of Sound and Vibration. – 2008. – Т. 315, № 3. – P. 685-699.
44. Khulief Y.A. Finite element dynamic analysis of drillstrings / Y.A.Khulief, H.Al-Naser // Finite Elements in Analysis and Design. – 2005. – Т. 41, № 13. – P. 1270-1288.
45. Kirk C.L. Dynamic and static analysis of a marine riser / C.L.Kirk // Applied Ocean Research. – 1979. – Т. 1, № 3.
46. Korde U.A. Active heave compensation on drill-ships in irregular waves / U.A.Korde // Ocean Engineering. – 1998. – Т. 25, № 7. – P. 21.
47. Krolkowski L.P. An improved lineization technique for frequency domain riser analysis / L.P.Krolkowski, T.A.Gay // Offshore technology conference. – Houston: Offshore technology conference, 1980. – P. 341-353.
48. Kuiper G.L. Dynamic stability of a submerged, free-hanging riser conveying fluid / G.L.Kuiper, A.V.Metrikine // Journal of Sound and Vibration. – 2005. – Т. 280, № 3–5. – P. 1051-1065.

49. Langley R.S. The linearisation of three dimensional drag force in random seas with current / R.S.Langley // Applied Ocean Research. – 1984. – Т. 6, № 3. – P. 126-131.
50. Lee R. Bully Rig Overview / R.Lee // Noble Corporation, 2011. – 27 p.
51. Li L. Modeling and Simulation of Active Controlled Heave Compensation System based on Dynamic Vibration Absorber for Deep-sea Mining System / L.Li // (назва китайською мовою). – 2007. – P. 5.
52. Li L. Study On Active Heave Compensation System of Deep-sea Mining Based On Dynamic Vibration Absorber And Its Feedback Control The International Society of Offshore and Polar Engineers / L.Li, S.Liu. – 2011.
53. Li Z. Analysis of Longitudinal Vibration of Drillstring in Air and Gas Drilling / Z.Li, B.Guo // Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium. – Denver, Colorado, U.S.A.: Society of Petroleum Engineers, 2007.
54. The research of structural modal parameter identification for oil derrick / Z.Lina, L.Fengchen, Y.Zepin, H.Minghua // Electrical and Control Engineering (ICECE), 2010 International Conference on – IEEE, 2010. – P. 4443-4445.
55. Static and dynamic analysis of marine riser // XVI Symposium SORTA 2004 / A.M.Ljustina i інші. – Zagreb: FSB Zagreb, 2004.
56. Melchers R.E. Equivalent linearization and fatigue reliability estimation for offshore structures / R.E.Melchers, M.Ahammed // Second international offshore and polar engineering conference. – San Francisco, USA: The international society offshore and polar engineering conference, 1992. – P. 531-536.
57. Advancements in 3D Drillstring mechanics: From the Bit to the Topdrive / S.Menand, H.Sellami, M.Tijani, O.Stab, D.C.Dupuis, C.Simon // IADC/SPE Drilling Conference. – Miami, Florida, USA: Society of Petroleum Engineers, 2006.
58. Modeling of Hydraulic Systems. Tutorial for HyLib(r). Library of Hydraulic Components. – Modelon AB, 2008.
59. Navarro-López E.M. Avoiding harmful oscillations in a drillstring through dynamical analysis / E.M.Navarro-López, D.Cortés // Journal of Sound and Vibration. – 2007. – Т. 307, № 1-2. – P. 152-171.
60. Niedzwecki J.M., Liagre P.Y.F. System identification of distributed-parameter marine riser models / J.M.Niedzwecki, P.Y.F.Liagre // Ocean Engineering. – 2003. – Т. 30, № 11. – P. 1387-1415.
61. UltraDeep(TM) UD-165(TM) / GrantPrideco NOV: National Oilwell Varco, 2010.
62. Orcaflex manual. version 9.5a / Orcina – Cumbria: Orcina Ltd., 2012. – 445 p.
63. Païdoussis M.P. Slender Structures and Axial Flow. Fluid-Structure Interactions / M.P.Païdoussis: Academic Press, 1998. Fluid-Structure Interactions.

64. Simulation of ship motion in seaway / Department of Electrical and Computer Engineering, The University of Newcastle. – Newcastle, Australia, 2002. – 13 p.
65. Qu W.L. Dynamic analysis of wind-excited truss tower with friction dampers / W.L.Qu, Z.H.Chen, Y.L.Xu // *Computers & Structures*. – 2001. – Т. 79, № 32. – P. 2817-2831.
66. Real Gas. – 2012. – URL: http://en.wikipedia.org/wiki/Real_gas.
67. Rashed G. An analytical model for drillstring axial vibration / G.Rashed, R.Ghajar, S.J.Hashemi // 14 international congress of sound & vibration. – Cairns, Australia, 2007.
68. Riserdyn 4.0.2 GM-33054-0800-37063 / Riserdyn: Global Maritime Technical Services, 2000.
69. Nonlinear Dynamics Analysis of Marine Risers under Random Loads for Deepwater Fields in Indian Offshore / K.A.Rizwan, Kaur, S.P.Singh, A.Suhail // The Twelfth East Asia-Pacific Conference on Structural Engineering and Construction *Procedia Engineering*. Elsevier, 2011. – P. 1334-1342.
70. Rustad A.M. Modeling and control of top tensioned risers. Thesis for the degree of doctor philosophiae / A.M.Rustad: Norwegian University of Science and Technology, 2007. Thesis for the degree of doctor philosophiae.
71. Safai V.H. Nonlinear dynamic analysis of deep water risers / V.H.Safai // *Applied Ocean Research*. – 1983. – Т. 5, № 4. – P. 215-225.
72. Torsional strength comparison between two assembling techniques for aluminium drill pipe to steel tool joint connection / C.Santus, L.Bertini, M.Beghini, A.Merlo, A.Baryshnikov // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – 2009. – Т. 86, № 2-3. – P. 177-186.
73. Sarpkaya T. Force on a circular cylinder in viscous oscillatory flow at low Keulegan-Carpenter numbers / T.Sarpkaya // *Journal of Fluid Mechanics*. – 1986. – Т. 165. – P. 61-71.
74. Sarpkaya T. Hydrodynamic damping and quasi-coherent structures at large stokes numbers / T.Sarpkaya // *Journal of Fluids and Structures*. – 2001. – Т. 15, № 7. – P. 909-928.
75. Sarpkaya T. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations / T.Sarpkaya // *Journal of Fluids and Structures*. – 2004. – Т. 19, № 4. – P. 389-447.
76. Drilling Dynamics in the Presence of Mud Flow / B.Schmalhorst, E.Brommundt, A.Baumgart, U.Richter // IADC/SPE Drilling Conference. – New Orleans, Louisiana: IADC/SPE Drilling Conference, 2000.
77. A new generation DP Drillships, the Gusto 10000 and Gusto P-10000 / W.Schoonmade, W.Janse, J.Lusthof, B.Rietveldt // Offshore Technology Conference. – Houston, Texas, 1998.
78. Ship. Shipbuilding History. – 2012. – URL: shipbuildinhistory.com.
79. Smith J.E. Titanium Drill Pipe for Ultra-Deep and Deep Directional Drilling / J.E.Smith, R.B.Chandler, P.L.Boster // SPE/IADC Drilling Confer-

- ence. – Amsterdam, Netherlands: 2001,. SPE/IADC Drilling Conference, 2001.
80. Smith J.E. Development of Titanium Drill Pipe for Short Radius Drilling / J.E.Smith, R.W.Schutz, E.I.Bailey // IADC/SPE Drilling Conference. – New Orleans, Louisiana: IADC/SPE Drilling Conference, 2000.
81. Deep water CLIP riser(TM) for marine drilling operations / Aker Solutions, 2012. – 12 p.
82. Song J.-B. A new linearized equation of random wave force / J.-B.Song, Y.-H.Wu, R.Collinson // MODSIM97. – University of Tasmania, Hobart, Australia, 1997. – P. 111-114.
83. A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa / R.Span, E.W.Lemmon, R.T.Jacobsen, W.Wagner, A.Yokozeki // Journal of Physical and Chemical Reference Data. – 2000. – T. 29, № 6. – P. 1361-1433.
84. Estimating directional wave spectrum based on stationary ship motion measurements / E.A.Tannuri, J.V.Sparano, A.N.Simos, J.J. Da Cruz // Applied Ocean Research. – 2003. – T. 25, № 5. – P. 243-261.
85. Tikhonov V.S. Investigation of Drillstring Transverse Vibrations at Rotary Drilling of Inclined Wells / V.S.Tikhonov, A.I.Safronov, M.Y.Gelfgat // ASME Conference Proceedings. – 2002. – T. 2002, № 3591X. – P. 305-315.
86. Selection of parametrs and bending vibrations of deepwater drilling aluminium riser in random waves / V.S.Tikhonov, A.I.Safronov, M.Y.Gelfgat, N.N.Grebtsov, A.M.Podrazhansky. – 1998.– P. 8.
87. Vatne p. N.-K. N. Stretch compensation in a hoisting system for a derrick / Office E. P. – Norway, 2003. – P. 10.
88. Modeling and Simulation of an Active Heave Compensated Draw-works / A.A.Walid, P.Gu, I Y.skandarani, H.R.Karimi // Recent Advances in Manufacturing Engineering. – 2005.
89. Wolfram J. On alternative approaches to linearization and Morison's equation for wave forces / J.Wolfram // Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – 1999. – August 8, 1999. – T. 455, № 1988. – P. 2957-2974.
90. Woodall-Mason N. Value of Heave Compensators to Floating Drilling / N.Woodall-Mason, J.R.Tilbe // Journal of Petroleum Technology. – 1976. – august 1976. – P. 9.
91. Wu M.C. Effects of rigidity and internal flow on marine riser dynamics / M.C.Wu, J.Y.K.Lou // Applied Ocean Research. – 1991. – T. 13, № 5. – P. 235-244.
92. New Generation of Aluminum Drill Pipes Enhanced the ERD Performances in to the Huizhou Field □ South China Sea / S.Yu, A.Trocchia, W.Scaruffi, E.Cristofanelli, A.Merlo, C.Molaschi // 6th International Petro-

- leum Technology Conference. – Beijing, China: 2013, International Petroleum Technology Conference, 2013.
93. Бажин И.И. Автоматизированное пректирование машиностроительного гидропривода / И.И.Бажин; Под ред. И.И.Бажин, М.М.Гайцгори и др. – Москва: Машиностроение, 1988. – 312 с.
94. Векерик В.И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента / В.И.Векерик. – Ивано-Франковск: ИФИНГ, 1991. – С. 749.
95. Векерик В.И. Определение динамической составляющей осевой нагрузки на долото по данным колебаний верхней части бурильной колонны / В.И.Векерик // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 1986. № 4. – С. 22-26.
96. Векерик В.И. Уравнения равновесия участков бурильной колонны в скважине произвольно ориентированной в пространстве / В.И.Векерик, В.М.Мойсишин. – Ивано-Франк.: Факел, 2007. – 136 с.
97. Векерик В.І. Вплив параметрів бурової установки на динаміку роботи бурильного інструменту / В.І.Векерик // Нафтова і газова промисловість. – 1992–. № 2. – С. 31-35.
98. Григулецкий В.Г. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны / В.Г.Григулецкий, В.Т.Лукьянов. – Москва: Недра, 1990. – 302 с.
99. Гриджук Я.С. Моделювання повздовжніх коливань бурильної колони в середовищі Maplesim / Я.С.Гриджук // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: X Міжнародна науково-технічна конференція "Вібрації в техніці та технологіях". – Львів: Український міжвідомчий науково-технічний збірник, 2011. – С. 31-37.
100. Дэринг. Продольные и угловые колебания колонны бурильных труб при наличии демпфирования / Дэринг, Ливсей// Конструирование и технология машиностроения. Труды американского общества инженеров механиков. – 1968. – Т. 90, № 4. – С. 163-173.
101. Калинин А.Г. Искривление скважин / А.Г.Калинин. – Москва: Недра, 1974. – 304 с.
102. Калинин С.Г. Динамика несущих конструкций буровых установок / С.Г.Калинин, Е.В.Харченко – Львов: Вища школа, 1988. – 144 с.
103. Капустин К.Я. Плавающие буровые установки и буровые суда / К.Я.Капустин. – Москва: Недра, 1974. – 240 с.
104. Керимов З.Г. Динамика водоотделяющей колонны полопогружной буровой установки / З.Г.Керимов // Труды ИММ АН Азербайджана. – 1998. – Т. IX (XVII).
105. Кучер Т.В. Моделирование динамических процессов в бурильной колонне / Т.В.Кучер // Технологии информатизации профессиональной деятельности. – Ижевск, 2011. – С. 192-197.

106. Марутов В.А., Гидроцилиндри / В.А.Марутов, С.А.Павловський. – Москва: Машиностроение, 1966.
107. Мирзаджанзаде А.Х. Теория колебаний в нефтепромышленном деле / А.Х.Мирзаджанзаде; Под ред. А.Х. М. и інші. – Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2005. – 364 с.
108. Мойсишин В.М. Основы механики бурильной колонии при поглублені свердловин роторним способом / В.М.Мойсишин. – Івано-Франківськ, 1996. – С. 498.
109. Мойсишин В.М. Про натуральні граничні умови на долоті при при розв'язку загальної задачі стійкості бурильної колонії / В.М.Мойсишин, Є.І.Крижанівський, І.В.Восводко // Нафтогазова енергетика. – 2007. № 1. – С. 44-49.
110. Молдавцев С.А. Динаміка шарошкового долота і бурильного інструменту в процесі буріння: Монографія. / С.А.Молдавцев, В.І.Векерик. – Івано-Франківськ: Факел, 2006. – 182 с.
111. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонии / А.Е.Сароян. – Москва: Недра, 1990. – 263 с.
112. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов / В.А.Светлицкий. – Москва: Машиностроение, 1982.
113. Сесюнин Н.А. Некоторые задачи стесненного пространственного изгиба упругих стержней / Н.А.Сесюнин. – Московский государственный открытый университет. Москва, 1997. – С. 216
114. Справочник по теории корабля. / Справочник – Ленинград: Судостроение, 1985. – 440 с.
115. Тихонов В.С. Прикладная механика глубоководных колон труб: опыт моделирования / В.С.Тихонов. – Москва: ВНИИЭгазпром – Обзорная информация серии бурения скважин на континентальном шельфе, 1988. – 31 с.
116. Халфин И.Ш. Воздействие волн на морские нефтегазопромышленные сооружения / И. Ш.Халфин. – Москва: Недра, 1990. – 310 с.
117. Харченко Є. Розрахунок поперечних коливань довгомірних несівних конструкцій зі змінними параметрами / Є.Харченко, І.Гілета, О.Квашенко // . – 2009? – URL: http://www.nbu.gov.ua/portal/natural/Tv/2009_1-2/35_harchenko.pdf.
118. Хуань. Продольный изгиб и поперечные колебания бурильных труб / Хаунь, Дэринг // ASME по нефтяному машиностроению, сосудам давления и трубопроводам. – Далас, Техас: Мир, 1968. – С. 99-106.
119. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении / Е.Ф.Эпштейн, В.И.Мащцейчик, И.И.Ивахин, А.Ш.Асатурян. – Москва: Недра, 1979. – 160 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 22.10.2013 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором Векериком В.І.,
д.т.н. Куницяком Я.В. (м. Київ)*

**THE DYNAMICS STUDY OF OFFSHORE DRILL SYSTEM
(OVERVIEW)****O. O. Slabyj**

*Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivs'k, Carpats'ka st., 15;
e-mail: burewisnyk@gmail.com*

The review of existing designs drilling systems used in the drilling of a deep sea. We consider the physical and mathematical models used in the study of the dynamics of the elements of offshore drilling. The analysis of existing methods for studying the dynamics of drilling riser, riser tensioner and drill string heave compensator.

Keywords: *offshore drilling, drilling riser, drill string heave compensator, drill string, derrick.*